

**Comparación de la Eficiencia Energética e Impacto Ambiental de un Sistema de Refrigeración Tipo Booster de Compresión Paralela Usando las Mezclas de Refrigerantes Naturales CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270**

Johnatan Steven Cubides Rondón y Juan José Hernández Gutiérrez

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

Carlos Amaris Castilla

Doctor en tecnologías de climatización y eficiencia energética

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2026

### **Dedicatoria**

A mi familia y mis padres Uber Cubides Vidal y Jackeline Rondón Suarez, quienes me lo han dado todo, no habría sido capaz de concluir este capítulo en mi vida sin su ayuda y consejos, siempre estaré agradecido y orgulloso de ser su hijo.

Al profesor Carlos Fidel Amaris Castilla, por darme la oportunidad de demostrarle que soy capaz de dar mejores resultados y permitirme ser parte de este proyecto.

*Johnatan Steven Cubides Rondón*

Dedico este proyecto en primer lugar a mis padres y a mi hermana, quienes me han brindado su amor incondicional, su apoyo constante y su ejemplo a lo largo de toda mi formación. Gracias a sus consejos, a sus palabras de aliento y a todo el amor que me han dado, he podido culminar esta importante etapa de mi vida; sin ellos, nada de esto habría sido posible.

De igual manera, quiero agradecer a mis amigos por su apoyo incondicional, por cada mensaje de ánimo y por su ayuda en momentos cruciales de este proceso, y que además hicieron más alegre este camino.

Finalmente, expreso mi sincero agradecimiento a mi profesor y director de proyecto, Carlos Fidel Amaris, por su paciencia, su guía y su disposición para orientarnos, contribuyendo de manera fundamental a que este trabajo pudiera hacerse realidad.

*Juan José Hernández Gutiérrez*

### **Agradecimientos**

En agradecimiento a nuestro director de trabajo de grado Carlos Fidel Amaris Castilla, su disposición y consejo fue de fundamental importancia en el desarrollo de este proyecto y agradecemos profundamente su ayuda.

A la Universidad Industrial de Santander quien ha sido nuestro segundo hogar, a su amplio repositorio puesto a nuestra disposición del cual surgieron las bases teóricas de este proyecto. Igualmente, a la escuela de ingeniería mecánica por formarnos como ingenieros mecánicos, la calidad de la educación que recibimos fue la mejor. Siempre estará en nuestros corazones.

**Tabla de Contenido**

|   | <b>Pág.</b> |
|---|-------------|
| Introducción .....  | 12          |
| 1. Planteamiento del Problema .....   | 14          |
| 2. Objetivos .....  | 17          |
| 2.1. Objetivo General .....   | 17          |
| 2.2. Objetivos Específicos.....   | 17          |
| 3. Alcance .....  | 18          |
| 4. Justificación .....  | 18          |
| 5. Marco Teórico.....   | 20          |
| 5.1. Conceptos.....   | 20          |
| 5.2. Base Teórica.....  | 21          |
| 5.2.1. Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor. ....                               | 21          |
| 5.2.2. Etapa 1-2 Compresión Isoentrópica.....   | 23          |
| 5.2.3. Etapa 2-3 Condensación .....   | 23          |
| 5.2.4. Etapa 3-4 Expansión Isoentrópica .....   | 23          |
| 5.2.5. Etapa 4-1 Evaporación .....  | 23          |
| 5.2.6. CO2 como Refrigerante en la Industria .....  | 24          |
| 5.2.7. R290 y R1270 como Refrigerante en la Industria .....                                 | 25          |
| 5.2.8. Uso de Mezclas de Refrigerantes Naturales CO2/R290 y CO2/R1270.....                  | 26          |
| 5.2.9. Sistemas Críticos y Transcríticos.....   | 27          |
| 5.2.10. Sistemas de Refrigeración tipo Booster en la Industria .....                        | 28          |
| 5.2.11. Sistemas de Refrigeración Tipo Booster de Compresión Paralela en la Industria ..... | 29          |

|  |    |
|--|----|
| SISTEMA BOOSTER CON CO <sub>2</sub> /R290 Y CO <sub>2</sub> /R1270   | 5  |
| 5.2.12. Impacto Ambiental.....   | 29 |
| 5.2.13. Emisiones Directas.....  | 30 |
| 5.2.14. Emisiones Indirectas .....   | 30 |
| 6. Revisión Bibliográfica .....  | 31 |
| 7. Metodología .....   | 37 |
| 7.1 Características De La Investigación.....   | 37 |
| 7.2 Población.....   | 38 |
| 7.3 Descripción del Sistema de Estudio.....  | 38 |
| 7.4 Consideraciones .....  | 40 |
| 7.5 Condiciones de Operación .....   | 40 |
| 7.6 Balances de Energía y Masa .....   | 41 |
| 7.6.1 Separador de Líquido.....  | 44 |
| 7.7 Eficiencia de los Compresores.....   | 45 |
| 7.8 Estimación del Impacto Ambiental.....  | 47 |
| 7.9 Condiciones de Salida del Condensador (enfriador de gas) .....   | 49 |
| 7.10 Condiciones para la Validación .....  | 50 |
| 7.11 Condiciones Ambientales de Bucaramanga.....   | 51 |
| 8. Resultados y Discusión.....   | 53 |
| 8.1 Validación del Modelo.....   | 53 |
| 8.2. Efecto de la Fracción de CO <sub>2</sub> en el Rendimiento del Sistema.....                               | 55 |
| 8.3. Efecto de la Fracción de CO <sub>2</sub> en la Potencia Consumida .....                                   | 57 |
| 8.4. Efecto de la Fracción de CO <sub>2</sub> en el Calor Disipado por el Condensador (Enfriador de Gas) ..... | 64 |
| 8.5. Efecto de la Fracción de CO <sub>2</sub> en las Presiones del Sistema.....                                | 66 |

|   |    |
|---|----|
| 8.6. Tablas de Propiedades en los Diferentes Puntos de los Sistemas .....                             | 71 |
| 8.7. Efecto de la Temperatura Ambiente en el COP del Sistema .....                                    | 73 |
| 8.8. Efecto de la Temperatura Ambiente en la Potencia Consumida por los Compresores .....             | 74 |
| 8.9 Efecto de la Temperatura Ambiente en el Calor Disipado por el Condensador (Enfriador de Gas)..... | 81 |
| 8.10 Evaluación del Impacto Ambiental.....  | 83 |
| 9. Conclusiones y Recomendaciones .....   | 88 |
| Referencias.....  | 90 |

### Lista de Figuras

|   | <b>Pág.</b> |
|---|-------------|
| <b>Figura 1.</b> <i>Sistema de refrigeración por compresión.</i> .....  | 22          |
| <b>Figura 2.</b> <i>Configuración del sistema booster de compresión paralela</i> .....                                  | 39          |
| <b>Figura 3.</b> <i>Diagrama de presión vs entalpía del sistema booster de compresion paralela</i> .....                | 40          |
| <b>Figura 4.</b> <i>Separador de líquido</i> .....  | 45          |
| <b>Figura 5.</b> <i>Datos de temperatura ambiente vs frecuencia</i> .....   | 52          |
| <b>Figura 6.</b> <i>Fracción de CO2 vs índice COP.</i> .....  | 56          |
| <b>Figura 7.</b> <i>Fracción de CO2 de la mezcla R744/R1270 vs potencia consumida por los<br/>compresores.</i> .....    | 58          |
| <b>Figura 8.</b> <i>Fracción de CO2 en la mezcla CO2/R1270 vs potencia total consumida por el<br/>sistema</i> .....     | 59          |
| <b>Figura 9.</b> <i>Fracción de CO2 de la mezcla R744/R290 vs potencia consumida por los<br/>compresores.</i> .....     | 61          |
| <b>Figura 10.</b> <i>Fracción de CO2 en la mezcla R744/R290 vs Potencia total consumida por el<br/>sistema</i> .....    | 63          |
| <b>Figura 11.</b> <i>Fracción de CO2 vs potencia total disipada en la mezcla R744/R1270.</i> .....                      | 65          |
| <b>Figura 12.</b> <i>Fracción de CO2 de la mezcla R744/R1270 vs Presiones media PM y baja del<br/>sistema PL.</i> ..... | 67          |
| <b>Figura 13.</b> <i>Fracción de CO2 de la mezcla R744/R1270 vs Presión de alta.</i> .....                              | 68          |
| <b>Figura 14.</b> <i>Fracción de CO2 de la mezcla R744/R290 vs Presiones media PM y baja del sistema<br/>PL.</i> .....  | 69          |
| <b>Figura 15.</b> <i>Fracción de CO2 de la mezcla R744/R290vs Presión de alta.</i> .....                                | 70          |

|  |    |
|--|----|
| <b>Figura 16.</b> <i>Temperatura ambiente vs COP.</i> .....  | 73 |
| <b>Figura 17.</b> <i>Temperatura ambiente vs potencias consumidas por los compresores en la mezcla R744/R1270.</i> ..... | 75 |
| <b>Figura 18.</b> <i>Temperatura ambiente vs potencia total consumida por el sistema en la mezcla R744/R1270.</i> .....  | 77 |
| <b>Figura 19.</b> <i>Temperatura ambiente vs potencias consumidas por los compresores en la mezcla R744/R290.</i> .....  | 78 |
| <b>Figura 20.</b> <i>Temperatura ambiente vs potencia total consumida por el sistema en la mezcla R744/R290.</i> .....   | 80 |
| <b>Figura 21.</b> <i>Temperatura ambiente vs calor disipado por el condensador (enfriador de gas)....</i>                | 82 |

### Lista de Tablas

|   | <b>Pág.</b> |
|---|-------------|
| <b>Tabla 1.</b> <i>Clasificación de seguridad de refrigerantes (ASHRAE 34 / ISO 817)</i> .....                  | 26          |
| <b>Tabla 2.</b> <i>Propiedades de refrigerantes CO<sub>2</sub>, propileno y propano</i> .....                   | 27          |
| <b>Tabla 3.</b> <i>Condiciones de operación iniciales</i> .....   | 41          |
| <b>Tabla 4.</b> <i>Ecuaciones y balances de energía.</i> .....  | 42          |
| <b>Tabla 5.</b> <i>Eficiencia de compresores de R744</i> .....  | 46          |
| <b>Tabla 6.</b> <i>Expresiones para el Cálculo del TEWI y su Tipo de Emisión</i> .....                          | 49          |
| <b>Tabla 7.</b> <i>Ecuaciones de temperatura de salida del condensador (enfriador de gas)</i> .....             | 49          |
| <b>Tabla 8.</b> <i>Ecuaciones de presión de salida del condensador (enfriador de gas)</i> .....                 | 50          |
| <b>Tabla 9.</b> <i>Condiciones de Operación del Ciclo Booster Convencional para Validación del Modelo</i> ..... | 51          |
| <b>Tabla 10.</b> <i>Comparación del COP del sistema</i> .....   | 53          |
| <b>Tabla 11.</b> <i>Comparación de la potencia total consumida por el sistema</i> .....                         | 54          |
| <b>Tabla 12.</b> <i>Propiedades en los puntos de la mezcla R744/R1270.</i> .....                                | 71          |
| <b>Tabla 13.</b> <i>Propiedades en los puntos de la mezcla R744/R290.</i> .....                                 | 72          |
| <b>Tabla 14.</b> <i>Intervalos de temperatura de Bucaramanga 2023.</i> .....                                    | 83          |
| <b>Tabla 15.</b> <i>Cálculo del consumo energético del refrigerante R744</i> .....                              | 84          |
| <b>Tabla 16.</b> <i>Cálculo del consumo energético de la mezcla de refrigerantes R744/R290</i> .....            | 85          |
| <b>Tabla 17.</b> <i>Cálculo del consumo energético de la mezcla de refrigerantes R744/R1270</i> .....           | 86          |
| <b>Tabla 18.</b> <i>Índice TEWI directo, indirecto y total de las configuraciones propuestas</i> .....          | 87          |

## Resumen

**Título:** Comparación de la Eficiencia Energética e Impacto Ambiental de un Sistema de Refrigeración Tipo Booster de Compresión Paralela Usando las Mezclas de Refrigerantes Naturales CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270\*

**Autores:** Johnatan Steven Cubides Rondón, Juan José Hernández Gutiérrez\*\*

**Palabras Clave:** Refrigerantes Naturales, CO<sub>2</sub>, Eficiencia, Coeficiente de Rendimiento

### Descripción:

Los sistemas de refrigeración tradicionales utilizan refrigerantes sintéticos con alto potencial de calentamiento global (HFC), que contribuyen significativamente al cambio climático. Por ello es fundamental desarrollar alternativas más sostenibles. Este proyecto evaluó la eficiencia energética y el impacto ambiental de un sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela con una capacidad de enfriamiento de 100kW usando mezclas de refrigerantes CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270, comparándolas con CO<sub>2</sub> puro bajo las condiciones ambientales de Bucaramanga. Mediante modelos termodinámicos y simulaciones, se encontró que las mezclas con R290 y R1270 mejoran el coeficiente de desempeño (COP) a 25°C desde un 2.09 con CO<sub>2</sub> puro hasta un 2.094 con CO<sub>2</sub>/R1270 y un 2.172 con CO<sub>2</sub>/R290. El análisis del impacto ambiental (TEWI) mostró menores emisiones para la mezcla CO<sub>2</sub>/R290 (467.799 kg CO<sub>2</sub>-eq) frente a CO<sub>2</sub>/R1270 (485.703 kg CO<sub>2</sub>-eq) y CO<sub>2</sub> puro (486.385 kg CO<sub>2</sub>-eq), confirmando la viabilidad técnica y ambiental de estas mezclas de refrigerantes para sistemas de refrigeración más sostenibles, concluyendo que la mezcla CO<sub>2</sub>/R290 proporcionó el COP más alto, por lo tanto, mayor rendimiento, menor índice TEWI y menores emisiones.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Amaris Castilla, Doctor en tecnologías de climatización y eficiencia energética.

### Abstract

**Title:** Comparison of The Energy Efficiency and Environmental Impact of a Parallel Compression Booster Refrigeration System Using the Natural Refrigerant Blends CO<sub>2</sub>/R290 and CO<sub>2</sub>/R1270\*

**Author:** Johnatan Steven Cubides Rondón, Juan José Hernandez Gutiérrez\*\*

**Key Words:** Natural Refrigerants, CO<sub>2</sub>, Efficiency, Coefficient of Performance

#### Description:

Traditional refrigeration systems use synthetic refrigerants with high global warming potential (HFCs), which significantly contribute to climate change. Therefore, it is essential to develop more sustainable alternatives. This project evaluated the energy efficiency and environmental impact of a booster-type refrigeration system with parallel compression and a cooling capacity of 100 kW using CO<sub>2</sub>/R290 and CO<sub>2</sub>/R1270 refrigerant mixtures, comparing them with pure CO<sub>2</sub> under the environmental conditions of Bucaramanga. Through thermodynamic models and simulations, it was found that mixtures with R290 and R1270 improve the coefficient of performance (COP) at 25°C from 2.09 with pure CO<sub>2</sub> to 2.094 with CO<sub>2</sub>/R1270 and 2.172 with CO<sub>2</sub>/R290. The environmental impact analysis (TEWI) showed lower emissions for the CO<sub>2</sub>/R290 mixture (467,799 kg CO<sub>2</sub>-eq) compared to CO<sub>2</sub>/R1270 (485,703 kg CO<sub>2</sub>-eq) and pure CO<sub>2</sub> (486,385 kg CO<sub>2</sub>-eq), confirming the technical and environmental feasibility of these refrigerant mixtures for more sustainable refrigeration systems. It was concluded that the CO<sub>2</sub>/R290 mixture provided the highest COP, therefore greater performance, the lowest TEWI index and lower emissions.

---

\* Thesis

\*\* Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Supervisor: Carlos Amaris Castilla, PhD in Air Conditioning Technologies and Energy Efficiency.

## Introducción

Hoy en día los sistemas de refrigeración son fundamentales en el mundo, tanto a nivel industrial como en los hogares. Estos sistemas se utilizan para preservar alimentos, mantener un lugar a una temperatura agradable o enfriar sustancias.

Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor surgen en 1834, cuando se creó la primera máquina de refrigeración por compresión de vapor, la cual funciona mediante la compresión y expansión de un refrigerante, lo que facilita el intercambio de calor.

De ahí en adelante se promovió la investigación y fabricación de estos sistemas usando como refrigerantes los clorofluorocarbonos (CFC). Sin embargo, estos refrigerantes destruían la capa de ozono, por lo cual se prohibió su uso mediante el Protocolo de Montreal de 1987, el cual estableció que para el año 2010 los sistemas de refrigeración no debían usar refrigerantes a base de CFC.

Como alternativa se empezaron a usar hidrofluorocarbonos (HFC), los cuales contribuyen al calentamiento global, ya que son gases de efecto invernadero.

Existe una forma de medir el impacto ambiental de los gases de efecto invernadero: el Global Warming Potential (GWP), o Potencial de Calentamiento Global, es una medida que compara el impacto ambiental de los gases respecto al dióxido de carbono, al cual se le atribuye un GWP de 1, que sirve como referencia para comparar los demás gases.

Por ejemplo, algunos hidrofluorocarbonos como el tetrafluoroetano tienen un GWP de 1430. Los sistemas de refrigeración que usan dióxido de carbono como refrigerante presentan complicaciones al comprimir el fluido, ya que alcanzan presiones muy altas.

Los sistemas booster de compresión paralela han sido identificados por presentar mejor rendimiento en comparación con el sistema booster convencional, aunque estos sistemas resultan más costosos y ocupan mayor espacio.

Por esta razón, se debe investigar e innovar en el uso de refrigerantes más amigables con el medio ambiente y en el desarrollo de sistemas de refrigeración más eficientes.

## 1. Planteamiento del Problema

El sector de la refrigeración representa una porción significativa del consumo eléctrico global y del impacto ambiental asociado. Según la International Institute of Refrigeration (IIR), los sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor en operación mundial consumen aproximadamente el 20 % de la electricidad global. A su vez, en el informe del Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) se destaca que los hidrofluorocarbonos (HFC), ampliamente empleados como refrigerantes, poseen potenciales de calentamiento global (GWP) muy elevados, contribuyendo de manera significativa al cambio climático (IPCC, 2021). Ante este panorama, instrumentos internacionales como la Enmienda de Kigali al Protocolo de Montreal obligan a una reducción progresiva de los HFC, con el objetivo de mitigar el calentamiento global.

En este contexto, los refrigerantes naturales como el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), el propano (R-290) y el propileno (R-1270) han adquirido relevancia debido a su bajo impacto ambiental y a su potencial para mejorar la eficiencia energética de los sistemas frigoríficos (Calm, 2008). No obstante, el uso de CO<sub>2</sub> en ciclos transcíticos implica operar a presiones elevadas, lo que incrementa los requerimientos de diseño y el consumo energético en determinadas condiciones de funcionamiento. Como alternativa, los sistemas tipo booster con compresión paralela han demostrado mejorar el desempeño energético del CO<sub>2</sub> en aplicaciones comerciales e industriales, especialmente cuando se combinan con estrategias de subenfriamiento y mezclas de refrigerantes que modifican favorablemente las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo (Gullo, Hafner & Banasiak, 2018).

En este sentido, la incorporación de pequeñas fracciones de hidrocarburos como R-290 o R-1270 en mezclas con CO<sub>2</sub> puede reducir las presiones de operación y optimizar el coeficiente de desempeño (COP), aunque su comportamiento depende de la composición y de las condiciones de operación del sistema.

En el contexto colombiano, el sector de refrigeración y aire acondicionado presenta una dinámica de transición hacia refrigerantes de menor impacto, aunque con barreras técnicas, económicas y de capacitación. Según el Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, el sector de fabricación y mantenimiento de este tipo de sistemas representa cerca del 50 % del consumo de HCFC en el país, siendo el HCFC-22 el predominante.

Además, Colombia ha iniciado procesos regulatorios y técnicos para la adopción de refrigerantes definitivos (como los hidrocarburos R-290, R-1270 y el CO<sub>2</sub>) y la reducción de los HFC. A esto se suma el crecimiento de la demanda energética nacional, que ha presentado incrementos anuales significativos, por ejemplo, un aumento del 5,31 % en abril de 2024 respecto al mismo mes del año anterior, lo que resalta la importancia de desarrollar sistemas de refrigeración más eficientes desde el punto de vista energético y ambiental (UPME, 2024).

En la ciudad de Bucaramanga y su región metropolitana, aunque no se cuenta con estudios extensos específicos sobre el rendimiento de sistemas de refrigeración con mezclas naturales, se observa un contexto local que exige soluciones más eficientes. La ciudad registra fenómenos térmicos que elevan la demanda de enfriamiento; por ejemplo, se ha reportado un aumento de hasta el 60 % en las ventas de ventiladores durante olas de calor en Bucaramanga.

Dado el crecimiento del comercio, la industria alimentaria y los sistemas de cadena de frío en la región (por ejemplo, la expansión de una empresa de almacenamiento frigorífico en Bucaramanga), resulta pertinente proponer sistemas de refrigeración tipo booster de compresión

paralela que utilicen mezclas naturales (CO<sub>2</sub>/R-290 y CO<sub>2</sub>/R-1270) y evaluar su eficiencia energética y su impacto ambiental en este contexto local. Lo anterior conduce a la siguiente pregunta de investigación:

¿Cuál es el rendimiento energético y el impacto ambiental de un sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela que utiliza las mezclas de refrigerantes naturales CO<sub>2</sub>/R-290 y CO<sub>2</sub>/R-1270, en comparación con el uso de CO<sub>2</sub> puro, bajo las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga?

## **2.Objetivos**

### **2.1. Objetivo General**

Evaluar la eficiencia energética e impacto ambiental de un sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela con las mezclas de refrigerantes naturales CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270.

### **2.2. Objetivos Específicos**

Desarrollar el modelo termodinámico del sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela considerando intercambio de calor interno y sistema de subenfriamiento mecánico para una capacidad de refrigeración de 100 kW.

Analizar la eficiencia del sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela usando refrigerantes naturales CO<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270.

Evaluar el impacto ambiental (TEWI) del sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela usando las mezclas de refrigerantes naturales CO<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270.

### **3. Alcance**

El alcance del presente proyecto se limita a la comparación del desempeño energético y del impacto ambiental, expresado mediante el indicador TEWI, de un sistema de refrigeración de compresión paralela tipo booster que opera con los refrigerantes R744 (CO<sub>2</sub>), R744/R290 y R744/R1270.

El análisis se realiza exclusivamente mediante simulaciones termodinámicas, desarrolladas a partir de modelos matemáticos que describen el comportamiento del sistema bajo condiciones de operación representativas. En consecuencia, el estudio no contempla la construcción ni la evaluación experimental de un prototipo físico, ni el análisis de aspectos económicos, de diseño constructivo o de estrategias de control del sistema.

### **4. Justificación**

La investigación sobre el desarrollo y la optimización de sistemas de refrigeración con bajo impacto ambiental se justifica por la necesidad global de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) asociadas al sector de la refrigeración y la climatización. El uso histórico de CFC y HFC como refrigerantes ha contribuido significativamente tanto a la destrucción de la capa de ozono como al calentamiento global, razón por la cual organismos internacionales han establecido marcos regulatorios, como el Protocolo de Montreal y la Enmienda de Kigali, que promueven la transición hacia tecnologías más sostenibles (Calm, 2008; Belman & Pérez, 2013).

En este contexto, el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>, R744) y los hidrocarburos como el propano (R290) y el propileno (R1270) han surgido como alternativas viables debido a su bajo potencial

de calentamiento global (GWP) y a su nulo potencial de agotamiento de la capa de ozono (Bolaji & Huan, 2013; Maina & Huan, 2015). No obstante, el uso de CO<sub>2</sub> en condiciones transcíticas presenta desafíos técnicos, especialmente en climas cálidos, debido a las altas presiones de operación y a la disminución del rendimiento energético (Sawalha, 2008; Tsamos et al., 2017). Estas limitaciones evidencian la necesidad de investigar configuraciones innovadoras, como sistemas booster, ciclos con eyectores o mezclas binarias de refrigerantes naturales, que permitan mejorar la eficiencia energética sin comprometer la sostenibilidad ambiental (Banasiak et al., 2014; Amaris, Tsamos & Tassou, 2019).

Además del componente ambiental y tecnológico, la justificación se fundamenta en la creciente demanda energética del sector de la refrigeración, el cual representa una fracción considerable del consumo eléctrico mundial. La optimización de estos sistemas mediante el uso de refrigerantes naturales y estrategias de ciclo avanzadas contribuye no solo a la mitigación del cambio climático, sino también a la reducción del consumo energético y de los costos operativos en aplicaciones industriales y comerciales (Gullo, Hafner & Banasiak, 2018; Pardiñas et al., 2023).

Por tanto, esta investigación resulta pertinente al abordar la necesidad de desarrollar sistemas de refrigeración más eficientes y sostenibles, capaces de responder a la crisis climática actual, cumplir con las regulaciones internacionales y aportar soluciones técnicamente viables al sector. Asimismo, aporta valor académico al generar conocimiento sobre el comportamiento termodinámico de mezclas de CO<sub>2</sub> con hidrocarburos en sistemas tipo booster, un campo en el que aún existen vacíos de investigación y oportunidades de innovación tecnológica (Vergara-Teran et al., 2024).

## 5. Marco Teórico

### 5.1. Conceptos

Con el propósito de fundamentar teóricamente la presente investigación y facilitar la comprensión del análisis técnico realizado, en este apartado se abordan los principales conceptos relacionados con la evaluación energética y ambiental de los sistemas de refrigeración. Se incluyen los principios del ciclo de compresión de vapor, el coeficiente de desempeño (COP) como indicador de eficiencia energética, el intercambiador de calor interno (IHX) como estrategia de mejora del rendimiento, el sistema de compresión paralela tipo booster, así como el Índice Total de Impacto Equivalente en Calentamiento (TEWI) como parámetro para la evaluación ambiental. Estos conceptos constituyen la base para el análisis comparativo entre las mezclas de refrigerantes naturales CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270 en el sistema propuesto.

**Ciclo termodinámico:** El ciclo termodinámico se define como una serie de procesos en los cuales el fluido de trabajo retorna a su estado inicial, permitiendo la transferencia neta de energía en forma de calor y trabajo (Çengel & Boles, 2015). En refrigeración, el análisis del ciclo se realiza mediante balances de masa y energía en cada componente, lo que permite determinar parámetros como el efecto frigorífico, el trabajo de compresión y el coeficiente de desempeño del sistema.

**COP (Coeficiente de Desempeño o Rendimiento):** El coeficiente de desempeño (COP) es el principal indicador de eficiencia energética en sistemas de refrigeración, y se define como la relación entre la capacidad de enfriamiento obtenida y la potencia total consumida por el sistema.

**Intercambiador de Calor Interno (IHX):** El intercambiador de calor interno (IHX) es un dispositivo que permite el intercambio térmico entre la línea de líquido a alta presión y la línea de succión a baja presión, generando un subenfriamiento del refrigerante líquido y un

sobrecalentamiento del vapor de succión. Este proceso incrementa el efecto frigorífico específico y mejora el COP del sistema, especialmente en ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub> (Gullo, Hafner & Banasiak, 2018).

Sistema de compresión paralela tipo booster: En los sistemas de CO<sub>2</sub> transcítico, la compresión paralela tipo booster permite manejar de manera eficiente el vapor generado en el recipiente intermedio, reduciendo las pérdidas por expansión y disminuyendo el trabajo total de compresión en comparación con configuraciones convencionales. Esta arquitectura es ampliamente utilizada en sistemas comerciales de refrigeración debido a su mejor desempeño energético en condiciones de alta temperatura ambiente (Sawalha, 2008).

Índice Total de Impacto Equivalente en Calentamiento (TEWI): es un indicador que cuantifica el impacto ambiental total de un sistema de refrigeración considerando las emisiones directas e indirectas de gases de efecto invernadero durante su vida útil (ISO 14040; IPCC, 2021). Este parámetro permite comparar diferentes configuraciones y refrigerantes desde una perspectiva ambiental integral, siendo especialmente útil en la evaluación de refrigerantes naturales.

## **5.2. Base Teórica**

### ***5.2.1. Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor.***

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor es un ciclo termodinámico ampliamente utilizado en aplicaciones de refrigeración y climatización. Su principio de funcionamiento se basa en la absorción y liberación de calor mediante un refrigerante que cambia de fase dentro del sistema (Çengel & Boles, 2011).

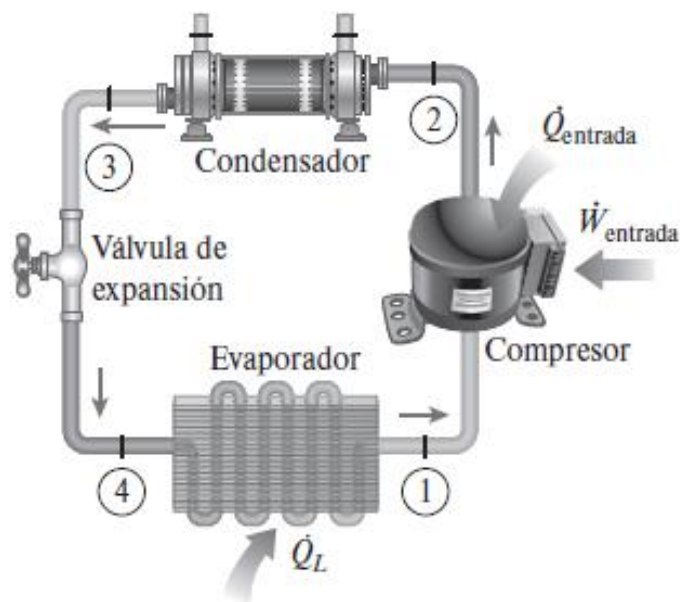
Los sistemas de refrigeración tienen como función principal la extracción de calor de un medio para transferirlo a otro, generalmente hacia el exterior, lo que provoca una disminución de la temperatura en el espacio deseado. Para lograr este enfriamiento eficiente, se emplean sistemas

de refrigeración por compresión de vapor, que operan mediante un ciclo termodinámico que permite la transferencia de calor a través de un refrigerante que circula en diferentes estados de presión y temperatura.

El ciclo termodinámico utilizado en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor consta de cuatro etapas fundamentales: compresión, condensación, expansión y evaporación. Para llevar a cabo estas fases, el sistema cuenta con componentes específicos en su configuración básica: compresor, condensador (enfriador de gas), dispositivo de expansión y evaporador como se muestra en la Figura 1.

**Figura 1.**

*Sistema de refrigeración por compresión.*



*Nota.* Adaptado de Termodinámica (9.a ed.). (pp. 619-621). Mac Graw-Hill, por Cengel, Y. y Boles, M., 2019, cap. 6.

### ***5.2.2. Etapa 1-2 Compresión Isoentrópica***

En esta etapa, el refrigerante ingresa al compresor en estado gaseoso, con baja presión y temperatura. En condiciones ideales, este proceso se considera adiabático, lo que implica que no hay transferencia de calor con el entorno y que la entropía del refrigerante se mantiene constante. Como resultado de la compresión, la presión y la temperatura del refrigerante aumentan, por lo que sale del compresor en estado gaseoso, a alta presión y temperatura (Çengel & Boles, 2011).

### ***5.2.3. Etapa 2-3 Condensación***

El refrigerante ingresa al condensador (enfriador de gas) en estado gaseoso, con alta presión y temperatura. Durante esta etapa, se produce un intercambio de calor entre el refrigerante y el medio circundante, lo que permite la liberación de calor al ambiente. A medida que el refrigerante cede energía térmica, experimenta un cambio de fase, pasando de estado gaseoso a líquido a presión constante, completando así el proceso de condensación (Çengel & Boles, 2011).

### ***5.2.4. Etapa 3-4 Expansión Isoentrópica***

Posteriormente, el refrigerante en estado líquido ingresa a un dispositivo de expansión, donde se reduce significativamente la presión y la temperatura. Este proceso provoca la evaporación parcial del refrigerante, generando una mezcla bifásica de líquido y vapor a baja temperatura. Dicha mezcla ingresa al evaporador para continuar con el ciclo de refrigeración (Çengel & Boles, 2011).

### ***5.2.5. Etapa 4-1 Evaporación***

La mezcla de refrigerante a baja temperatura y presión ingresa al evaporador, donde absorbe calor del ambiente o del espacio que se desea refrigerar. A medida que el refrigerante absorbe energía térmica, experimenta un cambio de fase, evaporándose completamente hasta

convertirse en vapor a baja presión. Este proceso permite la extracción de calor del sistema, con lo cual se completa el ciclo.

Es importante destacar que el ciclo ideal presenta diferencias significativas con respecto al ciclo real debido a diversos factores. Por ejemplo, en el ciclo real existen pérdidas de presión en las tuberías y en los componentes, ineficiencias en la compresión, así como transferencias de calor no deseadas con el entorno. Además, los procesos no son completamente reversibles ni adiabáticos, lo que reduce la eficiencia del sistema en comparación con el modelo idealizado.

#### ***5.2.6. CO<sub>2</sub> como Refrigerante en la Industria***

El uso del CO<sub>2</sub> como refrigerante no es una idea reciente. Sus primeras aplicaciones en la industria de la refrigeración se remontan a 1886, cuando Franz Windhausen patentó un compresor para una máquina frigorífica que utilizaba dióxido de carbono como fluido de trabajo, cuya licencia fue posteriormente adquirida por la compañía J&E Hall para su fabricación. Esta misma empresa desarrolló además el primer compresor de CO<sub>2</sub> de doble etapa (Belman & Pérez, 2013). A partir de este desarrollo, el uso del CO<sub>2</sub> comenzó a expandirse significativamente y alcanzó una amplia adopción durante esa época, especialmente en procesos de conservación de alimentos y en sistemas de climatización para espacios con alta afluencia de personas. Esto se debió, en parte, a que otros refrigerantes utilizados en ese momento, como el amoníaco y el dióxido de azufre, eran considerados tóxicos, inflamables o estaban sujetos a restricciones legales para determinadas aplicaciones (Belman & Pérez, 2013).

En los últimos años, el aumento de las preocupaciones relacionadas con el calentamiento global ha impulsado el interés en el sector de la refrigeración y la climatización por el uso de refrigerantes naturales e hidrocarburos con bajo potencial de calentamiento global. En este contexto, el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) ha sido considerado como una alternativa viable frente a los

refrigerantes convencionales. Actualmente, este refrigerante ha ido recuperando relevancia a nivel internacional en aplicaciones de refrigeración y climatización (Belman & Pérez, 2013).

### ***5.2.7. R290 y R1270 como Refrigerante en la Industria***

El uso de hidrocarburos como el R290 (propano) y el R1270 (propileno) ha cobrado relevancia en los últimos años debido a su excelente comportamiento termodinámico y a su bajo impacto ambiental. Ambos presentan un Potencial de Calentamiento Global (GWP) menor a 3 y un Potencial de Agotamiento de Ozono (ODP) nulo, lo que los convierte en alternativas sostenibles frente a los refrigerantes sintéticos (Calm, 2008; IPCC, 2021).

En la industria de la refrigeración, el R290 se ha utilizado ampliamente en equipos de refrigeración doméstica, comercial ligera y aire acondicionado de pequeña y mediana escala, gracias a su alta eficiencia energética, baja viscosidad y buenas propiedades de transferencia de calor (Palm, 2008). El R1270 es utilizado principalmente en instalaciones industriales y de mediana capacidad, ya que presenta características termodinámicas similares a las del R22 y el R502, refrigerantes cuyo uso ha sido restringido debido a su impacto ambiental (ASHRAE, 2022).

La principal limitación de ambos hidrocarburos es su clasificación de alta inflamabilidad (A3), lo que ha generado restricciones normativas relacionadas con la carga máxima permitida y la necesidad de implementar medidas adicionales de seguridad en los sistemas (ASHRAE, 2022). A pesar de ello, los avances en el diseño de equipos, la reducción de la carga de refrigerante y la incorporación de sistemas de ventilación y detección de fugas han permitido una mayor aceptación de estos fluidos en la industria. A continuación, en la tabla 1, se listan algunos refrigerantes con su denominación química y su clasificación ASHRA.

**Tabla 1.***Clasificación de seguridad de refrigerantes (ASHRAE 34 / ISO 817)*

| Refrigerante            | Denominación química        | Clasificación ASHRA |
|-------------------------|-----------------------------|---------------------|
| R744 (CO <sub>2</sub> ) | Dióxido de carbono          | A1                  |
| R290                    | Propano                     | A3                  |
| R1270                   | Propileno                   | A3                  |
| R717                    | Amoníaco (NH <sub>3</sub> ) | B2L                 |

*Nota.* Adaptado de Metodología de selección de refrigerantes alternativas ecológicas y eficientes energéticamente, por C. Urrego Rodríguez (2018). <https://doi.org/10.29097/2011-639X.180>.

Desde el punto de vista del rendimiento, los hidrocarburos como el R290 y el R1270 han sido ampliamente reconocidos por su buen desempeño energético y su bajo impacto ambiental en aplicaciones de refrigeración (Palm, 2008). Asimismo, en configuraciones de sistemas en cascada o en sistemas booster combinados con CO<sub>2</sub>, estos hidrocarburos cumplen un rol fundamental, ya que permiten mejorar la eficiencia global, especialmente en climas cálidos, donde el CO<sub>2</sub> en régimen transcrito presenta limitaciones.

#### **5.2.8. Uso de Mezclas de Refrigerantes Naturales CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270**

El uso del CO<sub>2</sub> (R744) como refrigerante natural representa una alternativa prometedora frente a las necesidades actuales de la industria de la refrigeración. Sus ventajas incluyen un bajo costo, un mínimo impacto ambiental (con un GWP = 1 y un ODP = 0) y la ausencia de riesgos asociados a la toxicidad e inflamabilidad, lo que lo convierte en una opción segura y sostenible (Calm, 2008; IPCC, 2021). No obstante, a pesar de sus excelentes propiedades termodinámicas, su bajo coeficiente de rendimiento (COP) en climas cálidos y la elevada presión de operación pueden limitar su eficiencia en ciertas aplicaciones.

Para optimizar su desempeño, se han explorado mezclas con hidrocarburos como el R290 (propano) y el R1270 (propileno) cuyas propiedades se listan en la tabla 2. Estas combinaciones permiten reducir la presión del sistema y mejorar la eficiencia energética, gracias al efecto de la expansión flash y al desplazamiento del punto crítico, lo que contribuye a un funcionamiento más eficiente bajo diferentes condiciones de operación (Palm, 2008).

**Tabla 2.**

*Propiedades de refrigerantes CO<sub>2</sub>, propileno y propano*

| Refrigerante           | Presión crítica [bar] | Temperatura crítica [°C] | Peso molecular[kg/kmol] |
|------------------------|-----------------------|--------------------------|-------------------------|
| R744(CO <sub>2</sub> ) | 73.4                  | 30.978                   | 44                      |
| R290                   | 42.6                  | 96.7                     | 44.1                    |
| R1270                  | 46.1                  | 91.9                     | 42.08                   |

*Nota.* Adaptado de Refrigeración con CO<sub>2</sub> en aplicaciones comerciales, por A. Sánchez Pacheco (2018), <https://oa.upm.es/52029/>

### **5.2.9. Sistemas Críticos y Transcríticos**

En los sistemas de refrigeración, la forma en que el refrigerante se comporta frente a sus propiedades críticas determina la clasificación del ciclo. Cuando el refrigerante opera por debajo de su temperatura y presión crítica, se denomina un sistema subcrítico. En este caso, la condensación ocurre de manera convencional dentro de un condensador, con un cambio de fase de vapor a líquido claramente definido (Çengel & Boles, 2015; Stoecker, Jones & Hara, 2018). Este tipo de operación es común en refrigerantes naturales como el R290 (propano) y el R1270 (propileno), así como en sintéticos como el R134a, debido a que sus temperaturas críticas permiten trabajar con evaporación y condensación en condiciones habituales de la industria. La principal ventaja de los sistemas subcríticos radica en su alta eficiencia energética y en la relativa

simplicidad del diseño (Stoecker et al., 2018). Sin embargo, presentan limitaciones cuando se utilizan refrigerantes con una temperatura crítica demasiado baja, como el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), cuya temperatura crítica es de apenas 30,1 °C.

En contraste, los sistemas transcíticos se caracterizan por operar, al menos en parte del ciclo, por encima de la temperatura y presión crítica del refrigerante. El CO<sub>2</sub> (R744) es el ejemplo más representativo, pues en climas cálidos no puede condensar debido a su baja temperatura crítica. En lugar de un condensador, estos sistemas emplean un enfriador de gas, en el que el CO<sub>2</sub> se enfría desde un estado supercrítico hasta una temperatura inferior, sin que ocurra un cambio de fase líquido-vapor. Este diseño es ampliamente utilizado en supermercados, transporte refrigerado, climatización comercial e industrial, y constituye una solución sostenible gracias a su muy bajo impacto ambiental (GWP = 1, ODP = 0). No obstante, implica desafíos técnicos como la alta presión de operación y una eficiencia altamente sensible a las condiciones ambientales, que puede mejorarse mediante configuraciones avanzadas como el booster de compresión paralela, economizadores y eyectores.

#### ***5.2.10. Sistemas de Refrigeración tipo Booster en la Industria***

Los sistemas de refrigeración tipo booster se han consolidado como una alternativa eficiente en aplicaciones industriales de mediana y gran escala, especialmente en supermercados, centros de distribución y plantas procesadoras de alimentos, debido a su capacidad para trabajar con múltiples niveles de temperatura utilizando una sola planta de refrigeración. Este tipo de sistema emplea una configuración escalonada de compresores que permite aprovechar la energía del gas comprimido en diferentes etapas, reduciendo el consumo eléctrico y mejorando el coeficiente de rendimiento del ciclo (COP), particularmente cuando se utiliza dióxido de carbono como refrigerante principal (Sawalha, 2008).

Además, el diseño booster facilita el control de la presión y la temperatura dentro del sistema, permitiendo una operación más estable y segura frente a variaciones climáticas, lo que se traduce en menores costos operativos y en una disminución del impacto ambiental, al reemplazar refrigerantes de alto potencial de calentamiento global (GWP) por alternativas naturales (Palm, 2010).

#### ***5.2.11. Sistemas de Refrigeración Tipo Booster de Compresión Paralela en la Industria***

Los sistemas de refrigeración tipo booster con compresión paralela se han consolidado como una opción eficiente en aplicaciones industriales que requieren altos niveles de eficiencia energética y cargas térmicas variables, como supermercados, cuartos fríos y centros logísticos. Esta configuración combina la arquitectura booster tradicional con un compresor adicional en paralelo, conectado al recipiente intermedio (flash tank), lo que permite comprimir directamente el vapor flash generado en la válvula de expansión, reduciendo la potencia total de compresión y mejorando el coeficiente de rendimiento del sistema (COP), especialmente en condiciones de altas temperaturas ambientales (Arias & Lundqvist, 2006).

Estudios recientes sobre sistemas CO<sub>2</sub> transcíticos integrados con compresión paralela y multi-eyectores han mostrado mejoras en la eficiencia energética y una reducción del consumo eléctrico, evidenciando su potencial para disminuir las emisiones de CO<sub>2</sub> asociadas al funcionamiento del sistema (Zhang et al., 2022).

#### ***5.2.12. Impacto Ambiental***

El impacto ambiental asociado a los sistemas de refrigeración ha adquirido una relevancia creciente debido a su contribución tanto al consumo energético como a las emisiones de gases de efecto invernadero. Resulta indispensable contar con herramientas que permitan evaluar de manera integral las consecuencias ambientales de estas tecnologías. En este contexto, el Total Equivalent

Warming Impact (TEWI) se consolida como un indicador ampliamente utilizado para cuantificar el impacto ambiental total de los sistemas frigoríficos a lo largo de su vida útil (Guerrero, 2018).

El TEWI permite estimar las emisiones totales de gases de efecto invernadero considerando dos componentes principales: las emisiones directas asociadas al refrigerante y las emisiones indirectas derivadas del consumo energético del sistema. Esta metodología ofrece una visión más completa que los análisis basados únicamente en el Potencial de Calentamiento Global (GWP), ya que incorpora el desempeño energético del sistema durante su operación.

#### ***5.2.13. Emisiones Directas***

Las emisiones directas corresponden a la liberación del refrigerante hacia la atmósfera como consecuencia de fugas durante la operación, el mantenimiento o la disposición final del sistema. El impacto de estas emisiones está directamente relacionado con el Potencial de Calentamiento Global (GWP) del refrigerante utilizado, de modo que las sustancias con altos valores de GWP pueden generar efectos significativos sobre el calentamiento global, incluso cuando se liberan en cantidades relativamente pequeñas (Guerrero, 2018).

#### ***5.2.14. Emisiones Indirectas***

Las emisiones indirectas están asociadas a la generación de la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento del sistema de refrigeración. Estas emisiones dependen tanto del consumo energético del equipo como de la matriz energética utilizada para producir dicha electricidad, la cual puede incluir procesos con altas emisiones de dióxido de carbono y otros gases de efecto invernadero (Guerrero, 2018).

## 6. Revisión Bibliográfica

La creciente preocupación por el impacto ambiental de los refrigerantes sintéticos de alto potencial de calentamiento global ha impulsado la búsqueda de alternativas más sostenibles en sistemas de refrigeración comercial. En este contexto, el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>, R744) y sus configuraciones tipo booster han sido ampliamente estudiados debido a su bajo impacto ambiental y viabilidad técnica. Asimismo, investigaciones recientes han explorado el uso de mezclas de CO<sub>2</sub> con hidrocarburos como R290 y R1270 para mejorar la eficiencia energética y reducir las presiones de operación. Esta revisión bibliográfica presenta los principales avances en el análisis del desempeño energético y ambiental de estos sistemas, con el fin de establecer el estado del arte y fundamentar el desarrollo del presente estudio.

Belman-Flores y Pérez-García (2013) ofrecieron una perspectiva histórica y técnica sobre el uso del dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como refrigerante natural, destacando su rol en la refrigeración y climatización en el contexto del cambio climático. Los autores explicaron cómo el CO<sub>2</sub> fue desplazado en el siglo XX por los clorofluorocarbonos (CFC), debido a las limitaciones tecnológicas de la época, pero señalaron que en la actualidad había resurgido como alternativa viable frente a los refrigerantes sintéticos, gracias a su bajo potencial de calentamiento global.

El artículo enfatizó la importancia del ciclo transcrito de compresión de vapor, que permitió aprovechar el CO<sub>2</sub> en aplicaciones modernas de refrigeración. Además, se plantearon sus posibles aplicaciones en el contexto nacional, resaltando el potencial del gas para reducir los impactos ambientales en comparación con los refrigerantes convencionales.

En conclusión, esta investigación contribuyó a comprender el renacer del CO<sub>2</sub> como fluido frigorífero en el siglo XXI y fundamentó su relevancia en el diseño de sistemas más sostenibles en la industria de la refrigeración.

Vergara Terán y Aranda Gil (2022) realizaron un estudio exhaustivo de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster que emplean dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como refrigerante natural. El trabajo se enfocó en las condiciones ambientales de Bucaramanga, evaluando tres configuraciones: convencional, de compresión paralela y con eyector, mediante modelos termodinámicos y simulaciones de desempeño.

Los resultados mostraron que el sistema de compresión paralela ofreció el mejor rendimiento, con un COP un 28,7 % superior y un consumo energético anual un 22 % menor frente al booster convencional. El sistema con eyector también presentó mejoras, alcanzando un COP un 15,6 % mayor y una reducción del 13,5 % en consumo energético. Asimismo, se identificó que el compresor de alta presión fue el componente más crítico en cada configuración, aspecto que orientó futuras líneas de investigación.

En conclusión, este estudio confirmó la viabilidad técnica y ambiental del CO<sub>2</sub> en sistemas de refrigeración booster en climas cálidos, y se sumó a la literatura que resaltó el potencial de configuraciones avanzadas para optimizar su eficiencia energética.

Larrondo-Sancho, Vidan-Falomir, Sánchez y Cabello (2023) realizaron una evaluación experimental de mezclas naturales de CO<sub>2</sub> con hidrocarburos ligeros (R290 y R1270) en sistemas de refrigeración transcíticos. Los autores abordaron la principal limitación del CO<sub>2</sub> en climas cálidos: su baja temperatura crítica, que obligaba a operar en condiciones transcíticas con pérdidas de eficiencia. Para superar esta restricción, analizaron mezclas binarias CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270

en concentraciones del 4 % y 6 % en masa, con el fin de incrementar la temperatura crítica del refrigerante y mejorar el rendimiento energético.

Los experimentos se realizaron en una planta de refrigeración transcítica bajo diferentes configuraciones de ciclo: Intercambiador de Calor Interno (IHX) e Integración de Subenfriamiento Mecánico (IMS), a temperaturas de rechazo de calor de 20 y 34 °C. Los resultados evidenciaron que las mezclas propuestas ofrecieron mejoras de hasta un 9 % en el COP respecto al CO<sub>2</sub> puro, manteniendo condiciones de demanda de enfriamiento equivalentes.

Gullo, Hafner y Banasiak (2018) presentaron un estudio exhaustivo del estado de actual y las perspectivas futuras de los sistemas de refrigeración transcíticos con CO<sub>2</sub> (R744) empleados en aplicaciones de supermercados. El trabajo cubrió la evolución de las arquitecturas de estos sistemas, desde los primeros diseños hasta las configuraciones más avanzadas con tecnologías de subenfriamiento mecánico e intercambiadores internos de calor. Además, incluyó resultados obtenidos en instalaciones reales, así como estudios energéticos, ambientales y económicos que evidenciaron el potencial del CO<sub>2</sub> como refrigerante natural frente a los HFCs tradicionales.

Los autores concluyeron que, pese a ciertas barreras persistentes —principalmente asociadas a la eficiencia en climas cálidos y a los costos iniciales de inversión—, los sistemas transcíticos con CO<sub>2</sub> se habían consolidado como una tecnología madura y confiable. Su implementación ya no fue objeto de debate en el sector minorista de alimentos, incluso en regiones de altas temperaturas, gracias a innovaciones que permitieron mejorar el coeficiente de rendimiento (COP) y reducir el impacto ambiental. En este sentido, el estudio resaltó que el CO<sub>2</sub> era en ese momento la opción más prometedora para avanzar hacia una refrigeración sostenible y libre de HFCs en supermercados.

Sánchez Pacheco (2018) presentó un análisis del uso del CO<sub>2</sub> (R744) en sistemas de refrigeración comercial como alternativa a los HFCs, impulsado por las regulaciones ambientales y el bajo PCG de este refrigerante natural. El autor explicó cómo la baja temperatura crítica del CO<sub>2</sub> condicionaba su aplicación: en climas fríos se favorecía el régimen subcrítico, mientras que en climas cálidos se recurría a ciclos transcíticos, generalmente menos eficientes. Asimismo, se discutieron configuraciones avanzadas como el booster con eyector o el compresor en paralelo, que permitían mejorar el COP en determinadas condiciones, alcanzando valores superiores a 3 en zonas frías. El trabajo resaltó la creciente viabilidad del CO<sub>2</sub> como fluido frigorífero sostenible y competitivo.

Catalán-Gil, Sánchez, Llopis, Nebot-Andrés y Cabello (2017) realizaron un estudio energético de diferentes configuraciones de sistemas booster con CO<sub>2</sub> en el contexto de la normativa europea F-Gas (Reglamento N° 517/2014), que limitaba el uso de refrigerantes de alto potencial de calentamiento global (GWP) en instalaciones comerciales. El trabajo analizó la viabilidad de sustituir sistemas tradicionales de refrigeración por sistemas booster de CO<sub>2</sub> con distribución directa tanto en media como en baja temperatura, destacando que, si bien estos sistemas habían tenido gran aceptación en el norte de Europa, su implementación en países de climas cálidos, como España, se había visto limitada por problemas de eficiencia.

El estudio comparó el desempeño energético de un sistema booster básico con diferentes variantes mejoradas, diseñadas específicamente para aumentar la eficiencia en condiciones de temperaturas ambientales elevadas. Asimismo, se realizó una comparación frente a sistemas en cascada, que habían sido la alternativa más utilizada en la refrigeración comercial española durante los últimos años. Para ello, se simuló una instalación con demandas de 41 kW para baja temperatura (evaporación a -32 °C) y 140 kW para media temperatura (evaporación a -6 °C en

booster y  $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$  en cascada). Los resultados permitieron identificar en qué medida las mejoras introducidas en los sistemas booster podían superar las limitaciones de eficiencia en climas cálidos, aportando criterios técnicos relevantes para la transición hacia una refrigeración con bajo impacto ambiental.

Beshr, Aute, Sharma, Abdelaziz, Fricke y Radermacher (2015) realizaron un estudio comparativo sobre el impacto ambiental de distintos sistemas de refrigeración en supermercados, los cuales se caracterizan por un elevado consumo energético, grandes cargas de refrigerante y altas tasas de fuga, lo que incrementaba significativamente su huella climática. El trabajo introdujo y empleó una metodología de Life Cycle Climate Performance (LCCP) de acceso abierto para evaluar el impacto ambiental total, considerando tanto las emisiones directas como las indirectas a lo largo del ciclo de vida de la instalación.

La comparación incluyó cuatro configuraciones: un sistema booster transcrito con CO<sub>2</sub>, un sistema en cascada CO<sub>2</sub>/N-40, un sistema combinado con circuito secundario (DX central N-40/L-40) y un sistema base de expansión directa múltiple con R-404A y N-40. Mediante simulaciones horarias con EnergyPlus, se evaluó el rendimiento de cada sistema bajo diferentes condiciones climáticas de los Estados Unidos. Además, se desarrollaron análisis paramétricos, de sensibilidad y de incertidumbre para identificar los factores más relevantes que influían en el LCCP. Los resultados mostraron que el sistema booster con CO<sub>2</sub> y las configuraciones con refrigerantes de bajo GWP ofrecieron una reducción significativa del impacto climático frente a los sistemas tradicionales con HFCs, particularmente en climas templados y fríos, consolidando al CO<sub>2</sub> como una de las alternativas más prometedoras para el sector minorista de alimentos.

Cecchinato, Corradi y Minetto (2012) analizaron el rendimiento energético de distintos sistemas de refrigeración y aire acondicionado integrados en supermercados que utilizaban

exclusivamente refrigerantes naturales. El estudio tomó como punto de partida las tendencias actuales del sector, centradas en la reducción de la carga de refrigerantes sintéticos mediante la optimización de los volúmenes internos de los circuitos y la adopción de alternativas naturales, además de estrategias de ahorro energético.

La investigación evaluó diversas configuraciones tecnológicas, incluyendo enfriadoras y bombas de calor con amoníaco o propano, sistemas de media temperatura con CO<sub>2</sub> como fluido de transferencia de calor o como refrigerante principal, y sistemas de baja temperatura con CO<sub>2</sub>. Estas se compararon con una planta de referencia basada en HFCs. Asimismo, se consideró la integración de los sistemas HVAC con las plantas de refrigeración de media y baja temperatura, la recuperación de energía térmica y frigorífica, la reducción de cargas térmicas en vitrinas y el empleo de soluciones innovadoras de diseño de componentes.

Los resultados demostraron que el uso de refrigerantes naturales no solo era viable desde el punto de vista técnico, sino que también permitía obtener mejoras energéticas significativas. En particular, la configuración más eficiente entre las evaluadas logró un ahorro energético anual superior al 15 % respecto a los sistemas convencionales con HFCs, independientemente de las condiciones climáticas analizadas. Esto reforzó el potencial de los refrigerantes naturales para impulsar la eficiencia energética en el sector minorista de alimentos, además de contribuir a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

Bansal (2012) presentó una revisión integral sobre el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como refrigerante de baja temperatura, destacando su creciente relevancia en la industria alimentaria, de refrigeración comercial y en aplicaciones recreativas. El artículo expuso cómo el CO<sub>2</sub> se había consolidado como una alternativa viable y comercialmente atractiva a nivel mundial,

particularmente en supermercados, gracias a sus propiedades benignas y su bajo impacto ambiental frente a los refrigerantes sintéticos de alto GWP.

El autor describió los diseños más utilizados en la industria, incluyendo sistemas en cascada, transcíticos y booster transcíticos, así como variantes adaptadas a condiciones o necesidades específicas. Además, ofreció un análisis termodinámico de estos sistemas y discutió las ventajas técnicas y ambientales del CO<sub>2</sub>, como su disponibilidad, bajo costo y seguridad en términos de no toxicidad y no inflamabilidad.

Sin embargo, también se identificaron desafíos técnicos que limitaban su desempeño en climas cálidos, donde las condiciones de operación en régimen transcítico afectaban negativamente la eficiencia energética. Por ello, el trabajo enfatizó la necesidad de continuar con investigaciones fundamentales y el desarrollo de nuevas configuraciones de sistemas, con el fin de mejorar la eficiencia energética y afianzar el rol dominante del CO<sub>2</sub> como refrigerante en el futuro cercano.

## **7. Metodología**

### **7.1 Características De La Investigación**

Este proyecto se enfocó en el análisis comparativo de la eficiencia energética y el impacto ambiental de un sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela, utilizando mezclas de CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270, frente al uso de CO<sub>2</sub> puro (R744), bajo las condiciones climáticas de Bucaramanga. La investigación tuvo un enfoque teórico y descriptivo, ya que se basó en el desarrollo de modelos termodinámicos y simulaciones numéricas en Engineering Equation Solver (EES) para predecir el comportamiento del sistema sin recurrir a ensayos experimentales.

El estudio presentó un diseño cuantitativo–analítico, pues se aplicaron balances de energía y masa para determinar indicadores como el coeficiente de desempeño (COP), la potencia de compresión y el impacto ambiental total equivalente (TEWI). Además, se realizó una revisión bibliográfica sobre sistemas de refrigeración con refrigerantes naturales y sus efectos en la presión de operación y la eficiencia energética, lo que permitió comparar los resultados obtenidos con investigaciones previas y aportar al desarrollo de alternativas más sostenibles.

## **7.2 Población**

Este proyecto está dirigido principalmente a presentar alternativas al uso de refrigerantes contaminantes, mediante el análisis de mezclas naturales que contribuyen a la reducción del impacto ambiental en sistemas de refrigeración comercial. Asimismo, se orienta a investigadores y profesionales del área de refrigeración y eficiencia energética, dado que la investigación en sistemas con mezclas de CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270 se encuentra en una fase de desarrollo incipiente.

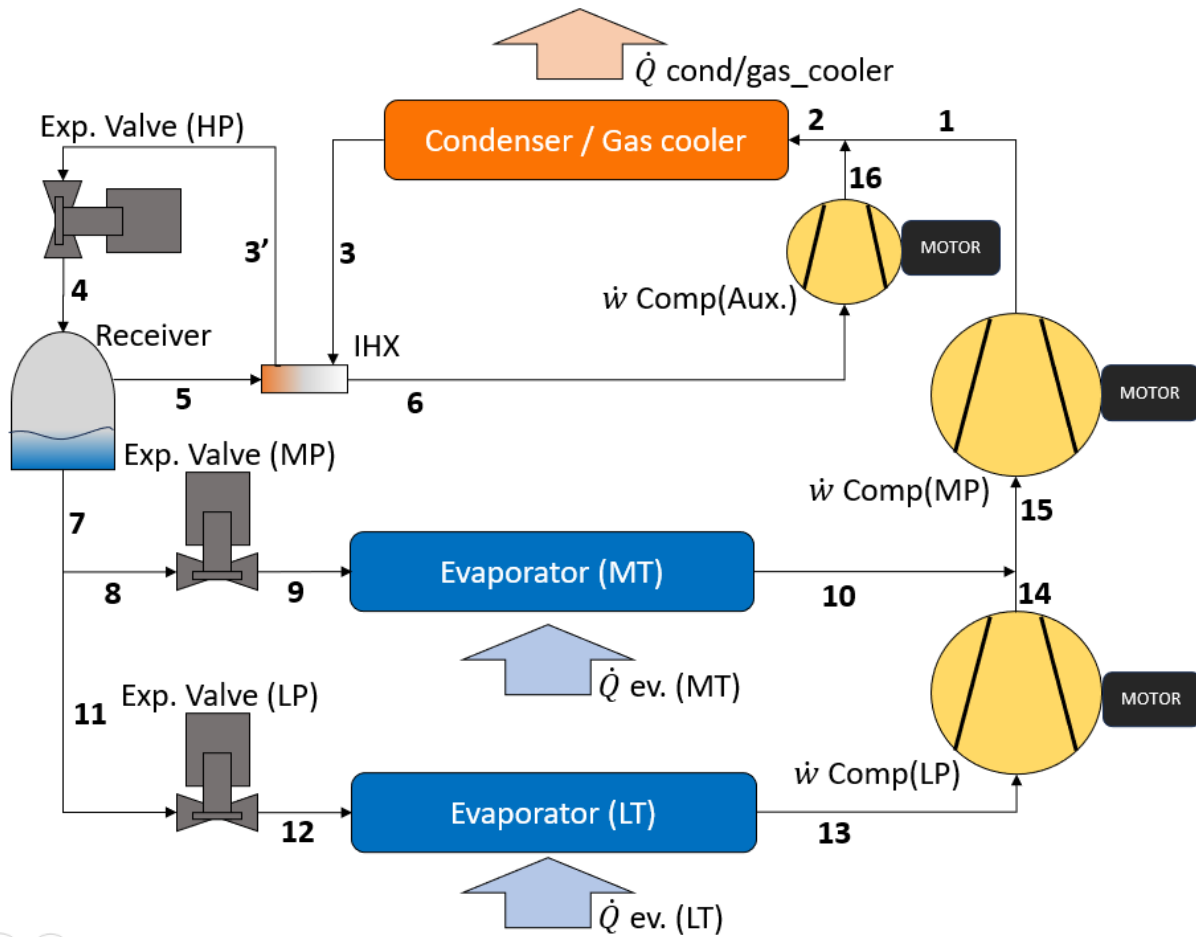
Finalmente, el estudio también está dirigido a supermercados y almacenes de cadena en la ciudad de Bucaramanga, que requieren sistemas de refrigeración más sostenibles para la conservación de alimentos.

## **7.3 Descripción del Sistema de Estudio**

El sistema que se utilizó constó de: un condensador (enfriador de gas), dos niveles de evaporación. A esto se sumaron dos compresores conectados en serie a la salida de ambos evaporadores y un compresor en paralelo que comprime el vapor separado en el receptor y sobrecalentado en el intercambiador de calor (IHX), como se muestra en la Figura 2. El sistema también incluye dos válvulas de expansión (MP y LP) las cuales permiten alcanzar los 2 niveles de temperatura de evaporación en los evaporadores correspondientes.

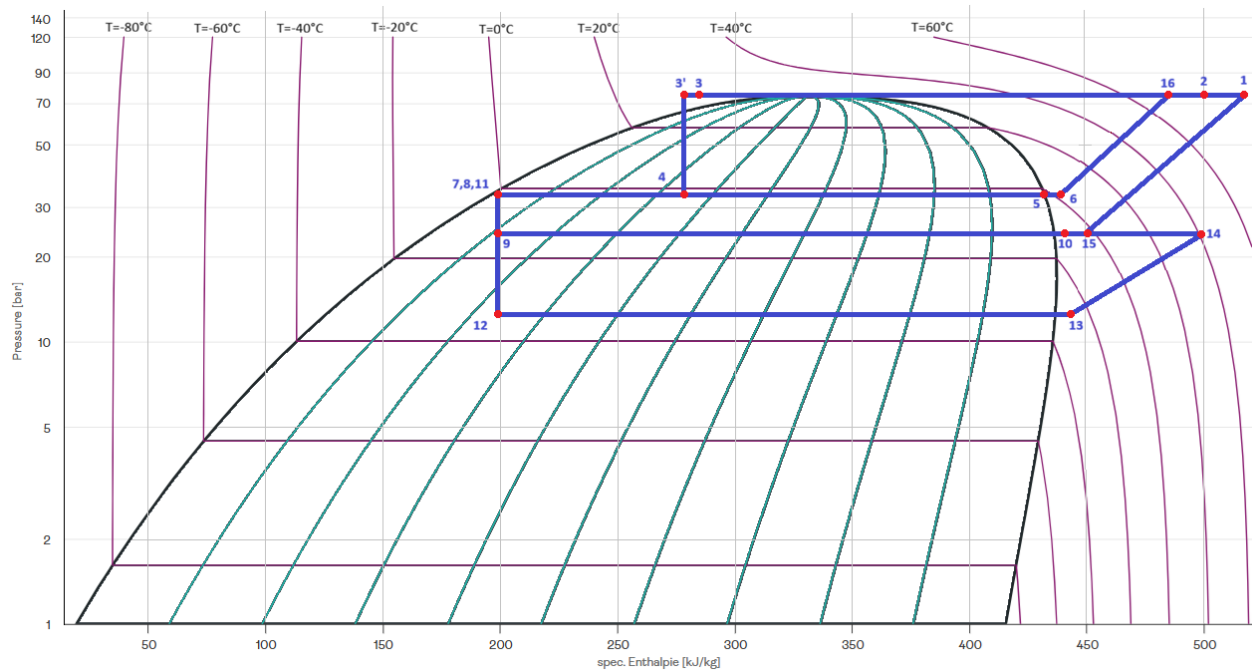
**Figura 2.**

*Configuración del sistema booster de compresión paralela*



**Figura 3.**

*Diagrama de presión vs entalpía del sistema booster de compresión paralela*



## 7.4 Consideraciones

Para simplificar los cálculos sin afectar la confiabilidad de los resultados de las operaciones que se analizan, se consideran las siguientes condiciones de operación:

- Operación en estado estacionario.
- Las diferencias de energía cinética y potencial se consideran despreciables.
- Las caídas de presión se consideran despreciables.
- Las tuberías se consideran adiabáticas.
- Los procesos en las válvulas de expansión se consideran isoentálpicos.

## 7.5 Condiciones de Operación

Se tomó la decisión de dividir 100 kW de capacidad de enfriamiento en 80 kW y 20 kW para el evaporador de media temperatura y el de baja temperatura, respectivamente. Además, se

fijan las temperaturas a las que enfrían ambos evaporadores y las temperaturas del aire, como se muestra en la tabla 3.

**Tabla 3.**

*Condiciones de operación iniciales*

| Parámetro   | Símbolo        | Valor    |
|---|----------------|----------|
| Potencia frigorífica del evaporador de media temperatura [kW] | $Q_{Evap(MT)}$ | 80 [kW]  |
| Potencia frigorífica del evaporador de baja temperatura [kW]  | $Q_{Evap(LT)}$ | 20 [kW]  |
| Temperatura de media evaporador [°C]                          | $T_{Evap(MT)}$ | -10 [°C] |
| Temperatura de baja evaporador [°C]                           | $T_{Evap(LT)}$ | -32 [°C] |
| Temperatura aire [°C]   | $T_{Air(MT)}$  | 5 [°C]   |
| Temperatura aire [°C]   | $T_{Air(LT)}$  | -18 [°C] |

El consumo de energía de los ventiladores, luces y otros dispositivos eléctricos de los evaporadores de media y baja temperatura, incluido el sistema de descongelación, se configuró en 11 kW, mientras que el consumo de energía del ventilador del condensador (enfriador de gas) se estableció en 4 kW (Amaris et al., 2019). La presión del recipiente se establece en 3500 kPa, siguiendo el valor determinado por Tsamos et al. (2017) en sus experimentos.

## 7.6 Balances de Energía y Masa

Con el fin de describir el comportamiento termodinámico de cada uno de sus componentes, se formulan balances en estado estacionario. Mediante esta formulación, es posible determinar los flujos máxicos, las transferencias de calor y los trabajos involucrados en compresores, intercambiadores de calor, válvulas de expansión y demás dispositivos que conforman el ciclo de refrigeración. Estos balances permiten establecer las relaciones necesarias para el cálculo de la capacidad frigorífica, el consumo energético y las cargas térmicas disipadas, constituyendo la base del modelo matemático desarrollado en este trabajo. Las ecuaciones empleadas se fundamentan en

los principios clásicos de la termodinámica para sistemas abiertos, tal como se presentan en la literatura especializada (Çengel & Boles, 2015). En la tabla 4 se presentan los balances de masa y energía para cada uno de los componentes principales del sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela

**Tabla 4.**

*Ecuaciones y balances de energía.*

| Componente                               | Balace de Masa                           | Balace de Energía                                 |
|--|--|---|
| Evaporador                               | $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$           | $\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$      |
| Compresor LP                             | $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$           | $\dot{W}_{Comp MP} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$   |
|  | $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$           | $\dot{W}_{Comp LP} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$   |
| Intercambiador de calor interno<br>(IHX) | $\dot{m}_{in hot} = \dot{m}_{out hot}$   | $\dot{Q}_{Evap} = \dot{m} cold(h_{out} - h_{in})$ |
|  | $\dot{m}_{in cold} = \dot{m}_{out cold}$ | $\dot{Q}_{Evap} = \dot{m} hot(h_{out} - h_{in})$  |
| enfriador de gas/ Condensador            | $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$           | $\dot{Q}_{GC} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})$        |
| Subenfriador mecánico                    | $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$           | $\dot{Q}_{sub} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$       |
| Válvula de expansión                     | $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$           | $h_{in} = h_{out}$                                |
| Acumulador                               | $\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}$ |   |

Donde los subíndices “in” y “out” representan la entrada y salida del componente respectivamente;  $\dot{m}$  es el flujo másico del refrigerante;  $h$  es la entalpía específica del refrigerante;  $\dot{Q}_{Evap}$  es el flujo de calor extraído del espacio a refrigerar y  $\dot{Q}_{GC}$  es el flujo de calor expulsado al medio circundante.

En el desarrollo del modelo termodinámico se emplearon fracciones másicas y molares de manera diferenciada, en función de la naturaleza de cada propiedad evaluada. La entalpía de la mezcla se determinó en base másica, ya que los balances de energía del sistema se formularon en términos de flujo másico (kg/s) y potencia térmica (kW), lo que garantiza coherencia dimensional.

Por esta razón, la entalpía de la mezcla se calculó como un promedio ponderado en función de las fracciones másicas de cada componente.

En contraste, para el cálculo de presiones se emplearon fracciones molares, dado que las relaciones de equilibrio y las expresiones termodinámicas asociadas a las ecuaciones de estado se formulan en base molar, donde las interacciones dependen del número relativo de moléculas y no de su masa.

En el caso de la entropía, fue necesario utilizar simultáneamente fracciones másicas y molares. La contribución de cada componente a la entropía específica de la mezcla se ponderó mediante fracciones másicas, mientras que el término de entropía de mezcla se formuló en función de las fracciones molares, de acuerdo con la teoría de mezclas ideales. Este término representa el incremento de entropía asociado al proceso de mezcla de los componentes y se expresa como una función logarítmica de las fracciones molares, tal como se presenta en la formulación clásica de la entropía de mezcla para gases ideales descrita en la literatura termodinámica (Çengel & Boles, 2011). La expresión utilizada en el modelo fue:

$$S = S_{R744} * W_{R744} + S_{Rx} * W_{Rx} - R_{mix}(X_{R744} * \ln(X_{R744}) + X_{Rx} * \ln(X_{Rx}))$$

Adicionalmente, debido al comportamiento bifásico de la mezcla refrigerante, fue necesario implementar procedimientos iterativos para determinar la temperatura de equilibrio y la calidad del refrigerante en los estados correspondientes. La calidad se estimó a partir de la relación entre la entalpía del estado y las entalpías de las fases saturadas de la mezcla, utilizando la expresión:

$$x = \frac{h - h_{L,mix}}{h_{V,mix} - h_{L,mix}}$$

Donde  $h_{L,mix}$  y  $h_{V,mix}$  representan las entalpías del líquido saturado y vapor saturado de la mezcla, respectivamente. Esta relación se fundamenta en la definición termodinámica de la calidad para estados bifásicos, ampliamente utilizada en el análisis de ciclos de refrigeración y presentada en textos clásicos de termodinámica aplicada (Çengel & Boles, 2011).

Realizando un balance de energía a todo el sistema se obtiene lo siguiente.

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{W}_{com(LT)} + \dot{W}_{com(MT)} + \dot{Q}_{ev(LT)} + \dot{Q}_{ev(MT)}$$

Respecto a la eficiencia termodinámica (COP) del sistema se usa la siguiente ecuación.

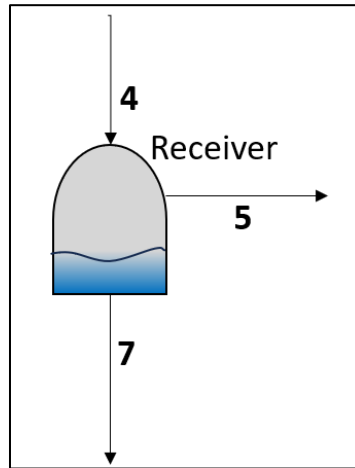
$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev(LT)} + \dot{Q}_{ev(MT)}}{\dot{W}_{com(LT)} + \dot{W}_{com(MT)} + \dot{W}_{par} + \dot{W}_{adic}}$$

Donde  $\dot{W}_{adic}$  es el consumo de los equipos auxiliares que se estableció en el 15% del consumo total y por último la relación de presión es la relación entre la descarga y la succión como se muestra en la siguiente ecuación.

$$RP = \frac{P_{des}}{P_{suc}}$$

### 7.6.1 Separador de Líquido

Al separador de líquido ingresa un flujo másico de refrigerante con una calidad ( $x$ ) determinada después de pasar por la primera válvula de expansión. La fase líquida continúa expandiéndose hacia los evaporadores, mientras que la fase gaseosa es succionada por el compresor auxiliar. El flujo másico en fase gaseosa se denomina fluido primario, mientras que el flujo másico en fase líquida se denomina fluido secundario.

**Figura 4.***Separador de líquido*

En la figura 3 se observa el separador de líquido, del cual salen dos corrientes de fluido, una en fase de vapor saturado (5) y otra en fase de líquido saturado (7). Las ecuaciones que se utilizan para determinar el flujo másico de cada corriente se presentan a continuación.

$$m_4 = m_5 + m_6$$

$$m_5 = x * m_4$$

$$m_7 = m_4 * (1 - x)$$

**7.7 Eficiencia de los Compresores**

Para determinar la eficiencia global de los compresores se usan las correlaciones de compresores que utilizan R744 como refrigerante ya que no existen compresores para las mezclas planteadas en este estudio, sin embargo, ya que se espera una reducción de las presiones del sistema y reducir su consumo, no será un problema usar estos compresores. Teniendo como base los modelos matemáticos de compresores desarrollados por Vergara-Teran et al. (2024) en su estudio tenemos 3 compresores que trabajan en estado subcrítico y supercrítico; el compresor de media temperatura es el modelo UL-HGX46/345 41, el compresor de baja temperatura es el modelo UL-

HGX24e/110 5 y el compresor auxiliar es el modelo HGX24/110-4 S T. Cada uno cuenta con sus correlaciones de eficiencia como se muestra en la tabla 5.

**Tabla 5.**

*Eficiencia de compresores de R744*

| Componente         | Estado       | Eficiencia global   |
|--------------------|--------------|---|
| Compresor LP       | subcrítico   | $\eta_{global} = 0.41815 + 3.04387E^{-3} * T_{in} - 6.37368E^{-5} * T_{in}^2 - 1.31154E^{-6} * T_{in}^3$ $+ 0.242519 * PR - 5.9352E^{-2} * PR^2 + 4.3816E^{-3} * PR^2$  |
| Compresor MP       | subcrítico   | $\eta_{global} = -0.23975 + 2.1377E^{-3} * T_{in} - 2.40043E^{-5} * T_{in}^3 - 1.76238E^{-6}$ $* T_{in}^3 - 4.3873E^{-8} * T_{in}^4 + 1.10235 * PR - 0.445079 * PR^2$ $+ 7.72477E^{-2} * PR^3 - 4.88592E^{-3} * PR^4$ |
|                    | supercrítico | $\eta_{global} = 0.770911 + 2.32125E^{-4} * T_{in} - 8.27663E^{-6} * T_{in}^2 - 4.73126E^{-3}$ $* PR - 1.537929E^{-3} * PR^2$   |
| Compresor auxiliar | subcrítico   | $\eta_{global} = 3.54083E^{-2} - 1.26841E^{-3} * T_{in} + 1.25356E^{-4} * T_{in}^2 + 0.709729$ $* PR - 0.177346 * PR^2$   |
|                    | supercrítico | $\eta_{global} = 0.862126 - 2.87198E^{-3} * T_{in} + 1.87093E^{-5} * T_{in}^2 - 3.29298E^{-2}$ $* PR - 6.07819E^{-3} * PR^2$  |

Los modelos de compresores utilizados son los siguientes: el UL-HGX24e/110-5, empleado como compresor de baja temperatura, capaz de proporcionar cargas de refrigeración entre 6,6 kW y 40 kW para temperaturas de evaporación de  $-50$  °C a  $-15$  °C en condiciones subcríticas; el UL-HGX46/345-41, utilizado como compresor de media temperatura, con capacidad para suministrar cargas de refrigeración entre 22 kW y 189 kW para temperaturas de evaporación de  $-40$  °C a  $0$  °C en condiciones subcríticas y supercríticas; y, por último, el modelo HGX24/110-4 S T, empleado como compresor auxiliar, considerando temperaturas de succión entre  $-5$  °C y  $5$  °C y cargas de refrigeración entre 17,9 kW y 53,8 kW. Estas cargas fueron

calculadas a partir de estimaciones preliminares del consumo de energía del compresor auxiliar en el sistema y del COP estimado por el fabricante.

A su vez, la eficiencia de los compresores relaciona la potencia ideal y la potencia real de estos, despejando la siguiente ecuación se logra obtener la potencia real de cada compresor.

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}}$$

### 7.8 Estimación del Impacto Ambiental

Para estimar el impacto ambiental, se hace uso del índice TEWI mencionado en el apartado 5.2.12, con el cual se tienen en cuenta las emisiones directas derivadas del escape de refrigerante a la atmósfera y las emisiones indirectas derivadas del consumo energético del sistema. Tsamos et al. (2017), en una investigación para estimar este indicador en configuraciones booster, utilizaron la siguiente ecuación para calcular el TEWI.

$$TEWI = [PCA * L * n] + [PCA * m * (1 - a_{recuperacion})] + [n * E_{anual} * \beta]$$

Donde:

$PCA$  = potencial de calentamiento global del refrigerante

$L$  = estimado de índice de fugas en kg por año

$m$  = carga del refrigerante en kilogramos

$a_{recuperacion}$  = índice de gas recuperado del aislamiento al final de la vida útil, de 0 a 1

$E_{anual}$  = consumo de energía, en kilovatios-hora al año

$\beta$  = factor de emisión, que expresa la cantidad de CO2 producido por la generación de 1 kW] de energía final disponible en el punto de consumo.

El parámetro  $L$  cuenta con su ecuación independiente presentada a continuación.

$$L = 0.4 * m^{\frac{2}{3}}$$

El valor del factor  $\beta$  fue tomado de la información publicada por XM, entidad encargada de la operación del Sistema Interconectado Nacional y de la administración del Mercado de Energía Mayorista en Colombia. A través de su portal web, XM presenta un estudio desarrollado para el contexto nacional en el cual se cuantifican las emisiones de dióxido de carbono asociadas a la generación de la energía eléctrica consumida en el país durante el año 2022. Dicho factor  $\beta$  representa el aporte agregado de las distintas fuentes de generación que conforman la matriz energética colombiana.

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

Con base en los datos obtenidos en el proyecto de Vergara-Terán et al. (2024), se establecieron los parámetros para calcular el índice TEWI. En el desarrollo de esta investigación se adoptó un factor de fugas igual a 0,95, así como un índice de fuga anual de 0,15, conforme a la recomendación establecida por la Refrigeration Systems Institute Foundation (RSIF) para sistemas de refrigeración. Asimismo, la masa de refrigerante contenida en el sistema se asume como 1,2 kg por kW de capacidad de enfriamiento, valor sugerido en el estudio realizado por Tsamos et al. (2017).

El potencial de calentamiento global (PCG) de las mezclas se determina como un promedio ponderado de los PCG individuales de cada refrigerante, de acuerdo con sus fracciones másicas, siguiendo el criterio establecido por el IPCC y las normas técnicas para refrigerantes (ISO 817, ANSI/ASHRAE).

$$PCA_{Mezcla} = \sum_i X_i * PCA_i$$

**Tabla 6.***Expresiones para el Cálculo del TEWI y su Tipo de Emisión*

| Expresión matemática           | Tipo de emisión  |
|--------------------------------|------------------|
| $[PCL*L*n]$                    | <i>Directo</i>   |
| $[PCA*m*(1-a_{recuperación})]$ | <i>Directo</i>   |
| $[n*E_{anual}*\beta]$          | <i>Indirecto</i> |

La tabla 6 clarifica qué expresión corresponde a cada tipo de emisión usada para calcular el índice TEWI.

### 7.9 Condiciones de Salida del Condensador (enfriador de gas)

Tsamou et al. (2017) en su investigación desarrolló un modelo matemático para estimar la temperatura y presión a la salida del condensador (enfriador de gas) en función de la temperatura de los alrededores. A continuación, en las tablas 7 y 8 se resumen las ecuaciones.

**Tabla 7.***Ecuaciones de temperatura de salida del condensador (enfriador de gas)*

| Rango de temperaturas                        | Temperatura de salida del condensador (enfriador de gas)             |
|--|--|
| $T_{amb} < 0\text{ °C}$                      | $T_{cond (out)} = 8\text{ °C}$                                       |
| $0\text{ °C} \leq T_{amb} < 10\text{ °C}$    | $T_{cond (out)} = T_{amb} + \Delta T_{app}$                          |
| $10\text{ °C} \leq T_{amb} < 26.8\text{ °C}$ | $T_{cond (out)} = (-0.01444(T_{amb})^2) + (1.1264 T_{amb}) + 9.8272$ |
| $26.8\text{ °C} \leq T_{amb}$                | $T_{cond (out)} = T_{amb} + \Delta T_{app}''$                        |

**Tabla 8.***Ecuaciones de presión de salida del condensador (enfriador de gas)*

| Rango de temperaturas  | Presión de salida del condensador (enfriador de gas)                       |
|--|--|
| $T_{amb} < 0 \text{ }^\circ\text{C}$                                   | $P_{cond(out)} = P_{sat}(R744; T_{cond(out)})$                             |
| $0 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{amb} < 10 \text{ }^\circ\text{C}$    | $P_{cond(out)} = P_{sat}(R744; T_{cond(out)})$                             |
| $10 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{amb} < 26.8 \text{ }^\circ\text{C}$ | $P_{cond(out)} = 0.0522(T_{cond(out)})^2 - 1.0178(T_{cond(out)}) + 60.798$ |
| $26.8 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{amb}$                             | $P_{cond(out)} = 2.3426(T_{cond(out)}) + 11.541$                           |

Donde  $T_{amb}$  es la temperatura del ambiente donde se encuentra la instalación;  $P_{Cond(out)}$  y  $T_{Cond(out)}$  son la presión y temperatura a la salida del refrigerante, respectivamente;  $\Delta T_{app}$  es la diferencia entre la temperatura del refrigerante a la salida del condensador (enfriador de gas) y la temperatura del ambiente;  $P_{sat}$  es la presión de saturación.

$\Delta T_{app}$  depende del diseño y estado del condensador (enfriador de gas). Para efectos prácticos, los valores de  $\Delta T_{app}$  y  $\Delta T_{app}''$  se establecieron en  $10^\circ\text{C}$  y  $3^\circ$ , respectivamente (Tsamos et al., 2017).

Se hizo uso de esas mismas ecuaciones para las mezclas de gases usadas en este estudio ya que no hay información experimental de un condensador (enfriador de gas) que trabaje con mezclas de gases propuestas en este estudio, sin embargo, al tener una fracción molar de  $\text{CO}_2$  alta en ambas mezclas, estas se comportan de manera similar al refrigerante puro.

### 7.10 Condiciones para la Validación

Para la validación de este proyecto, se emplearon los modelos de compresores y la configuración del sistema booster de compresión paralela evaluados por Vergara-Teran et al. (2024) en su estudio. En dicho trabajo se utilizó refrigerante R744 puro. Se compararon el COP y la potencia consumida con los valores reportados por Vergara-Teran et al. (2024) usando el mismo

refrigerante. Las condiciones de operación establecidas en el estudio de Vergara-Teran et al. (2024) se presentan en la Tabla 9

**Tabla 9.**

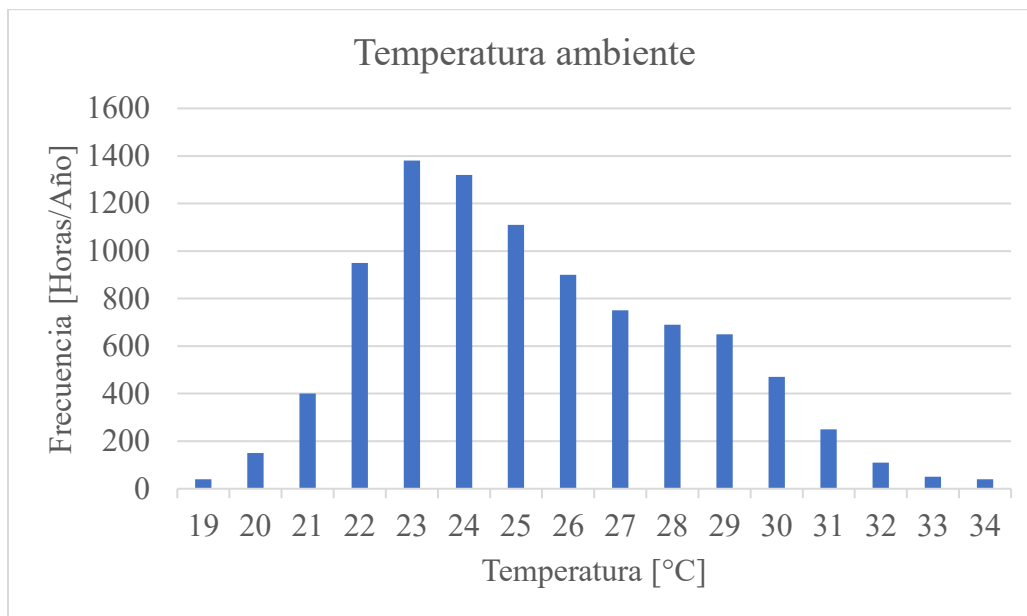
*Condiciones de Operación del Ciclo Booster Convencional para Validación del Modelo*

| Parámetro          | Valor | Unidad |
|--------------------|-------|--------|
| $\dot{Q}_{evMT}$   | 82.8  | kW     |
| $\dot{Q}_{evLT}$   | 23.9  | kW     |
| $T_{evMT}$         | -10   | °C     |
| $T_{evLT}$         | -32   | °C     |
| $T_{airMT}$        | 5     | °C     |
| $T_{airLT}$        | -18   | °C     |
| Sobrecalentamiento | 8     | °C     |

### 7.11 Condiciones Ambientales de Bucaramanga

Esta etapa consistió en el estudio y análisis de las condiciones climatológicas de la ciudad de Bucaramanga. Para ello, se emplearon datos obtenidos de la estación climatológica de la Universidad Industrial de Santander, la cual suministró información sobre temperatura, humedad relativa y temperatura de bulbo seco registrados en la ciudad durante el periodo comprendido entre el 1 de enero y el 31 de diciembre de 2023.

La toma de datos se realizó con una frecuencia de 10 minutos, a lo largo de todo el año, con el fin de establecer el perfil climático representativo de Bucaramanga y disponer de una base sólida para el análisis del comportamiento térmico y ambiental en el desarrollo del proyecto.

**Figura 5.***Datos de temperatura ambiente vs frecuencia*

La figura 4 muestra la distribución de la temperatura ambiente registrada en la ciudad de Bucaramanga durante el año 2023, expresada en horas por cada rango de temperatura. Se observa que las temperaturas más frecuentes se encuentran entre los 23 °C y 25 °C, con un máximo cercano a 1400 horas anuales en el intervalo de 23 °C, lo que evidencia un clima predominantemente cálido y estable a lo largo del año.

A medida que la temperatura aumenta por encima de los 27 °C, la frecuencia de ocurrencia disminuye progresivamente, indicando que las temperaturas superiores a 30 °C se presentan de manera ocasional. De igual forma, las temperaturas inferiores a 21 °C representan una proporción muy baja del total de horas anuales.

Esta distribución permite caracterizar el comportamiento térmico promedio de la ciudad, información fundamental para el diseño y evaluación del desempeño energético de los sistemas de refrigeración propuestos en el proyecto.

## 8. Resultados y Discusión

Los resultados de la presente investigación se organizaron en dos etapas principales. En la primera se analizó el comportamiento termodinámico de las mezclas R744/R1270 y R744/R290 mediante la variación de la fracción másica de CO<sub>2</sub>, con el fin de evaluar su influencia sobre el COP, las potencias de compresión, el calor disipado y las presiones del sistema, manteniendo una temperatura constante de 25°C y así identificar la composición óptima desde el punto de vista energético. En la segunda etapa, una vez determinados los puntos óptimos de cada mezcla, se estudió el comportamiento del COP, potencias consumidas por los compresores, potencia total consumida por el sistema y calor disipado por el condensador (enfriador de gas) frente a cambios en la temperatura ambiente de la ciudad de Bucaramanga, con el propósito de evaluar la sensibilidad de las mezclas a las condiciones externas de operación y por último se estimó el impacto ambiental de las mezclas de gases y el refrigerante puro.

### 8.1 Validación del Modelo

Cambiando las condiciones del modelo de este proyecto con las mismas condiciones usadas por Vergara-Teran et al. (2024) en su estudio, se compararon los índices COP y potencia total consumida por el sistema y se llegó a unos resultados similares con márgenes de error bajos dando validez al modelo creado como se muestra en las tablas 10 y 11.

**Tabla 10.**

*Comparación del COP del sistema*

| Temperatura ambiente [°C] | COP simulado | COP literatura | Desviación [%] |
|---------------------------|--------------|----------------|----------------|
| 19                        | 1.997        | 2              | 0.15           |
| 20                        | 1.963        | 1.97           | 0.36           |
| 21                        | 1.932        | 1.94           | 0.41           |

| Temperatura ambiente [°C] | COP simulado | COP literatura | Desviación [%] |
|---------------------------|--------------|----------------|----------------|
| 22                        | 1.903        | 1.91           | 0.37           |
| 23                        | 1.876        | 1.89           | 0.74           |
| 24                        | 1.85         | 1.87           | 1.07           |
| 25                        | 1.827        | 1.84           | 0.71           |
| 26                        | 1.805        | 1.82           | 0.82           |
| 27                        | 1.724        | 1.72           | 0.23           |
| 28                        | 1.67         | 1.66           | 0.60           |
| 29                        | 1.618        | 1.61           | 0.49           |
| 30                        | 1.569        | 1.56           | 0.57           |
| 31                        | 1.521        | 1.51           | 0.72           |
| 32                        | 1.476        | 1.47           | 0.41           |
| 33                        | 1.432        | 1.42           | 0.84           |
| 34                        | 1.389        | 1.38           | 0.65           |

**Tabla 11.**

*Comparación de la potencia total consumida por el sistema*

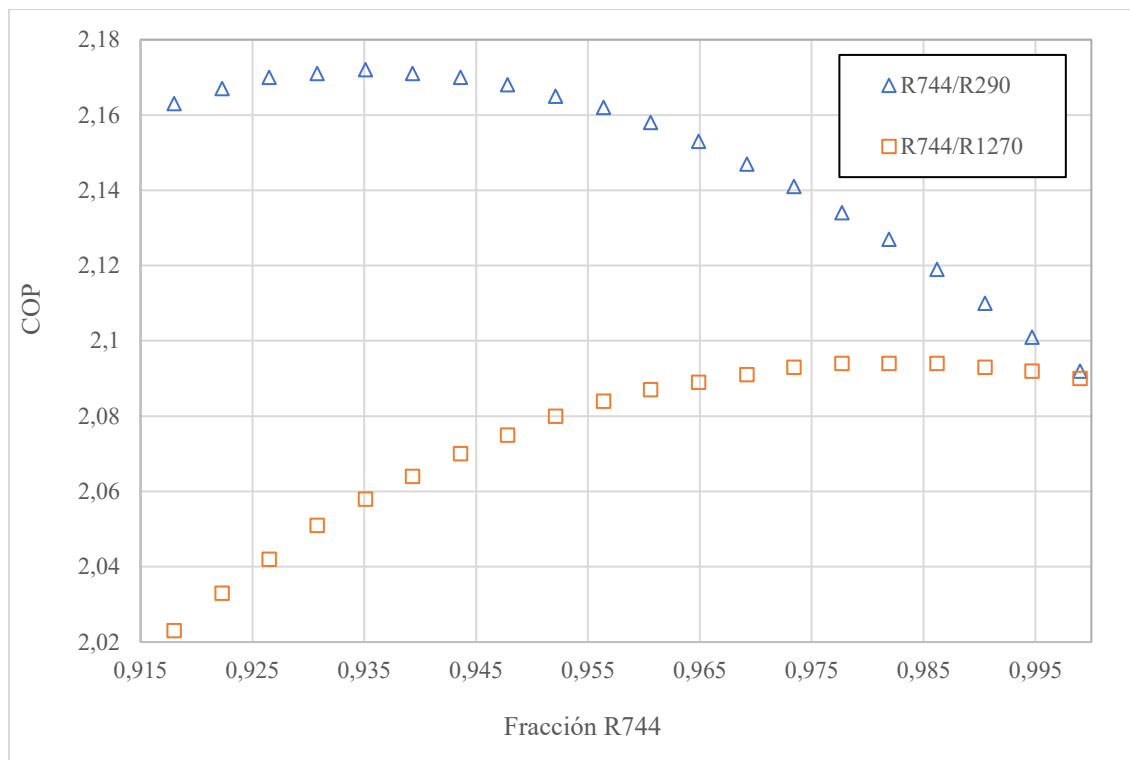
| Temperatura ambiente [°C] | $\dot{W}$ simulado [kW] | $\dot{W}$ literatura [kW] | Desviación [%] |
|---------------------------|-------------------------|---------------------------|----------------|
| 19                        | 53.44                   | 53                        | 0.82           |
| 20                        | 54.34                   | 54                        | 0.63           |
| 21                        | 55.22                   | 54.8                      | 0.76           |
| 22                        | 56.07                   | 55.6                      | 0.84           |
| 23                        | 56.88                   | 56.5                      | 0.67           |
| 24                        | 57.66                   | 57.2                      | 0.80           |
| 25                        | 58.4                    | 58                        | 0.68           |
| 26                        | 59.11                   | 58.8                      | 0.52           |
| 27                        | 61.9                    | 62                        | 0.16           |
| 28                        | 63.89                   | 64                        | 0.17           |

| Temperatura ambiente [°C] | $\dot{W}$ simulado [kW] | $\dot{W}$ literatura [kW] | Desviación [%] |
|---------------------------|-------------------------|---------------------------|----------------|
| 29                        | 65.93                   | 66                        | 0.11           |
| 30                        | 68.01                   | 68.2                      | 0.28           |
| 31                        | 70.13                   | 70.2                      | 0.10           |
| 32                        | 72.31                   | 72.5                      | 0.26           |
| 33                        | 74.53                   | 74.8                      | 0.36           |
| 34                        | 76.81                   | 77                        | 0.25           |

En la primera etapa del análisis de resultados se evaluó el efecto de la variación de la fracción másica de CO<sub>2</sub> en las mezclas R744/R290 y R744/R1270 con el propósito de identificar su comportamiento termodinámico y determinar las composiciones óptimas de operación. Para ello, se analizan de manera integral los principales parámetros de desempeño del sistema, incluyendo el coeficiente de desempeño (COP), la potencia consumida por los compresores, la potencia total consumida por el sistema, la potencia térmica disipada en el condensador (enfriador de gas) y las presiones de alta, media y baja del ciclo. Este enfoque permite establecer la relación entre la composición del refrigerante y la distribución del trabajo de compresión, así como los cambios en las condiciones de operación del sistema. A partir de estos resultados se busca determinar las fracciones de CO<sub>2</sub> que conducen a un mejor desempeño energético y a condiciones de operación más favorables para cada mezcla evaluada.

## 8.2. Efecto de la Fracción de CO<sub>2</sub> en el Rendimiento del Sistema.

Para evaluar el desempeño termodinámico de las mezclas R744/R1270 y R744/R600a, se analiza el comportamiento del coeficiente de desempeño (COP) en función de la fracción molar de CO<sub>2</sub>. Este análisis permite identificar cómo la variación en la composición de la mezcla influye en la eficiencia energética del ciclo de refrigeración, considerando que el CO<sub>2</sub> aporta altas presiones de operación y los hidrocarburos contribuyen a mejorar las propiedades de compresión y transferencia de calor.

**Figura 6.***Fracción de CO<sub>2</sub> vs índice COP.*

La figura 5 presenta la variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la fracción másica de R744 para las mezclas R744/R290 y R744/R1270. Se observa que, para la mezcla R744/R290, el COP alcanza un valor máximo de 2.172 a una fracción de R744 de 0.936, disminuyendo gradualmente a medida que la composición se aproxima al CO<sub>2</sub> puro. Por su parte, la mezcla R744/R1270 muestra un incremento progresivo del COP con el aumento de la fracción de R744, tendiendo a estabilizarse y alcanzando un valor máximo de 2.094 a una fracción de 0.982. En todo el rango analizado, la mezcla con R290 presenta valores de COP superiores a los obtenidos con R1270.

El comportamiento observado se relaciona con la modificación de las propiedades termodinámicas de la mezcla al variar la fracción de CO<sub>2</sub>. En el caso de R744/R290, la presencia de un máximo indica la existencia de una composición óptima en la que se equilibran la reducción

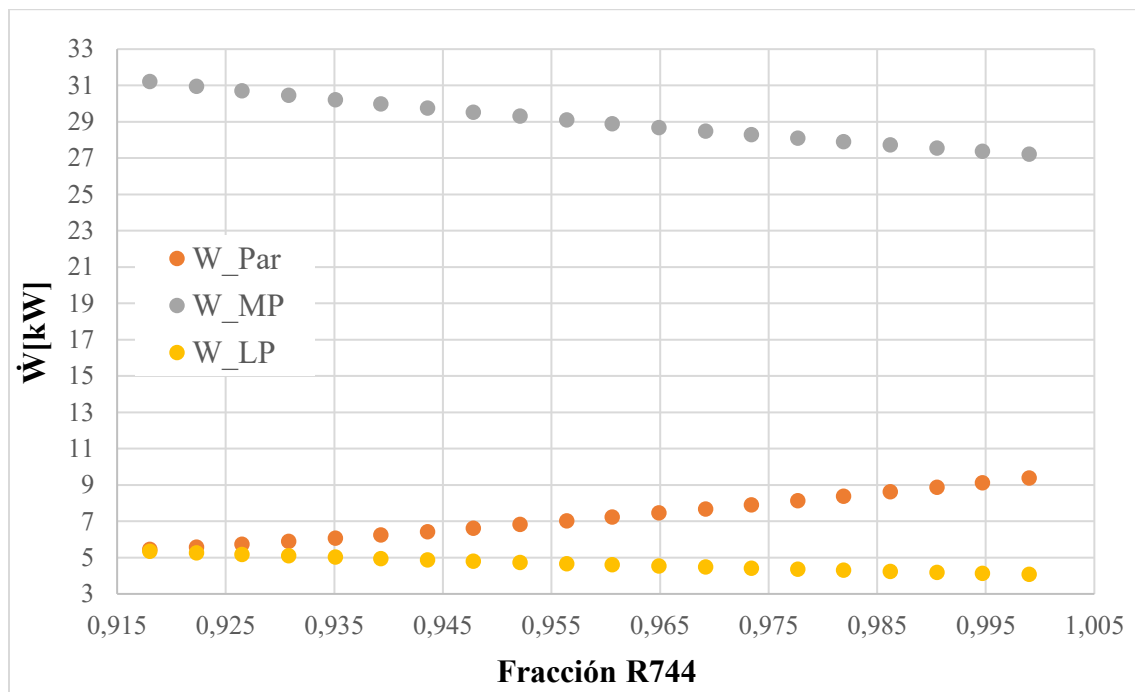
de la presión de alta, el aumento del efecto frigorífico específico y la relación de compresión, lo que conduce a una disminución del trabajo total de los compresores. Al incrementarse la fracción de CO<sub>2</sub> más allá de este punto, el sistema tiende a operar en condiciones más cercanas al régimen transcrito del CO<sub>2</sub> puro, aumentando las presiones de descarga y el consumo energético, lo que ocasiona la reducción del COP. Para la mezcla R744/R1270, el incremento moderado del COP sugiere una mejora del efecto frigorífico y una reducción relativa de la potencia consumida en el rango analizado; sin embargo, la ausencia de un máximo pronunciado indica que el beneficio termodinámico es más limitado. Estos resultados evidencian la influencia directa de la composición en el desempeño energético del sistema y permiten identificar la mezcla R744/R290 como la alternativa más favorable desde el punto de vista de eficiencia.

### **8.3. Efecto de la Fracción de CO<sub>2</sub> en la Potencia Consumida**

Al variar la fracción de CO<sub>2</sub> en la mezcla R744/R1270 podemos identificar cómo se redistribuye el consumo energético entre los compresores y determinar la composición que conduce a una operación más eficiente desde el punto de vista del trabajo total de compresión.

**Figura 7.**

*Fracción de CO<sub>2</sub> de la mezcla R744/R1270 vs potencia consumida por los compresores.*



La figura 6 presenta la variación de la potencia consumida por los compresores de baja presión (LP), media presión (MP) y el compresor auxiliar o paralelo al modificar la fracción másica de CO<sub>2</sub> en la mezcla R744/R1270. Se observó que la potencia del compresor de media presión fue la mayor en todo el rango analizado, con una tendencia ligeramente decreciente al aumentar la fracción de CO<sub>2</sub>. Por su parte, la potencia del compresor de baja presión mostró una disminución progresiva, mientras que el compresor auxiliar presentó un incremento continuo de su consumo energético a medida que la composición se aproximó al CO<sub>2</sub> puro. En términos generales, el aumento de la fracción de CO<sub>2</sub> provocó una redistribución del consumo de potencia entre las distintas etapas de compresión.

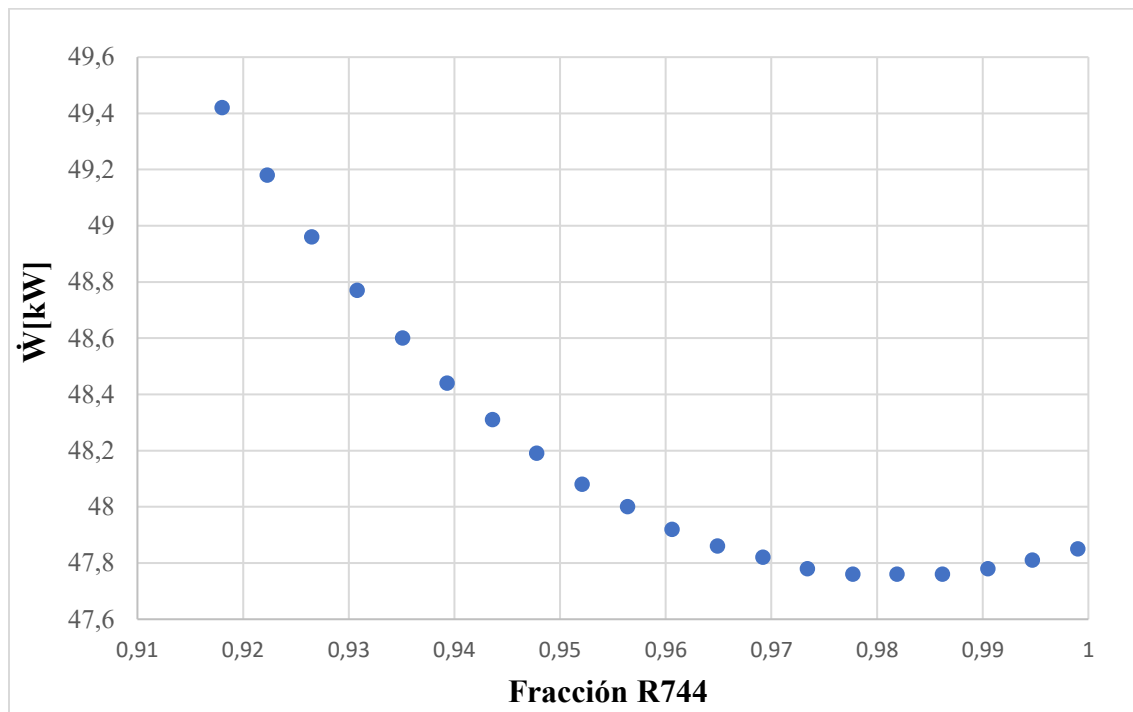
El comportamiento de la potencia consumida por los compresores se relacionó directamente con la variación de la densidad del refrigerante y con la distribución del flujo másico en el sistema. Al incrementarse la fracción de CO<sub>2</sub> en la mezcla, aumentó la densidad del fluido

en las condiciones de succión, lo que redujo el volumen específico y, en consecuencia, el caudal volumétrico requerido en los compresores de baja y media presión. Este efecto provocó una disminución del trabajo de compresión en dichas etapas, reflejándose en la reducción de la potencia consumida.

En contraste, el compresor auxiliar presentó un comportamiento creciente. Este resultado se explicó por el aumento de la fracción de vapor generado en el separador de líquido a medida que se incrementó el contenido de CO<sub>2</sub>. Debido a que todo el vapor es dirigido hacia la etapa de compresión paralela, el compresor auxiliar debió manejar un mayor flujo másico y volumétrico, lo que incrementó su consumo energético. Por lo tanto, el aumento de la fracción de CO<sub>2</sub> no solo modificó las propiedades termodinámicas de la mezcla, sino que también redistribuyó la carga de compresión entre las distintas etapas del sistema.

### Figura 8.

*Fracción de CO<sub>2</sub> en la mezcla CO<sub>2</sub>/R1270 vs potencia total consumida por el sistema*

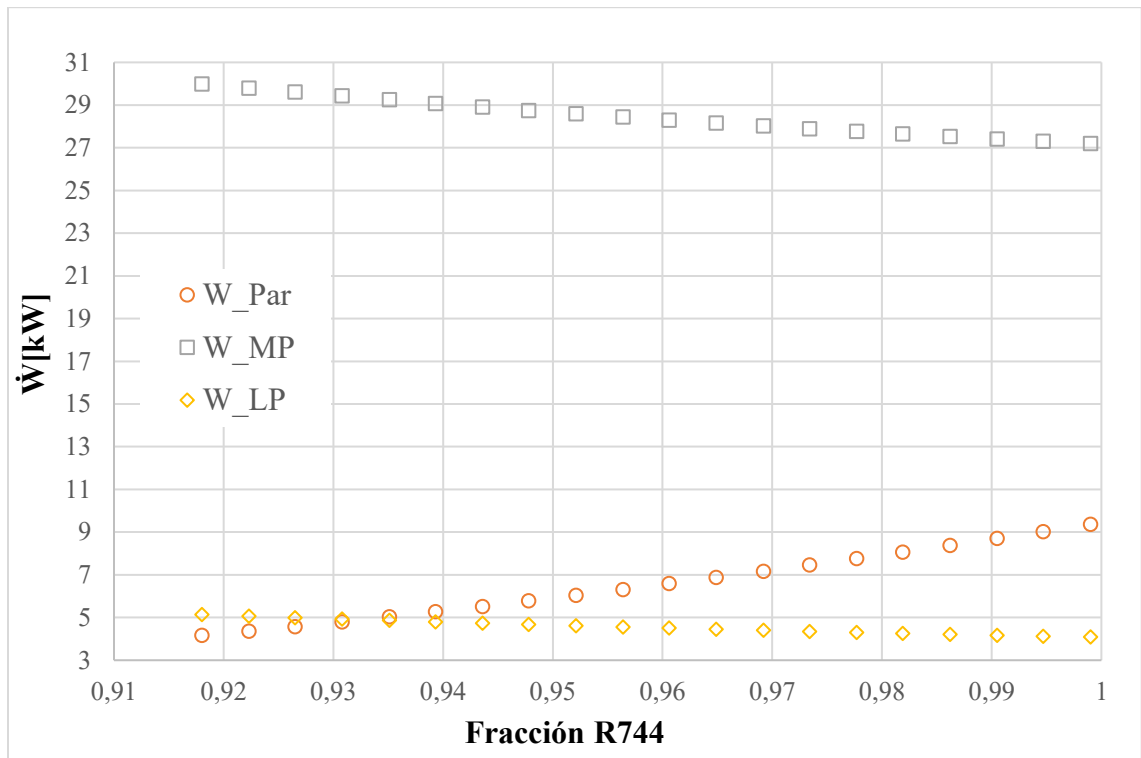


La figura 7 presenta la variación de la potencia total consumida por el sistema en función de la fracción de CO<sub>2</sub> (R744) en la mezcla CO<sub>2</sub>/R1270. Se observa una tendencia decreciente de la potencia total a medida que aumenta la fracción de CO<sub>2</sub>. La potencia pasa de valores cercanos a 49.4 kW a un mínimo alrededor de 47.7 kW. Posteriormente, para fracciones de CO<sub>2</sub> superiores a 0.98, la curva muestra un ligero incremento de la potencia consumida, manteniéndose no obstante por debajo de los valores iniciales. Este comportamiento sugiere la existencia de un punto de consumo mínimo en la zona alta de concentración de CO<sub>2</sub> que coincide con la fracción de CO<sub>2</sub> óptima del COP.

La reducción de la potencia total consumida por el sistema con el aumento de la fracción de CO<sub>2</sub> se relaciona con el incremento de la densidad del refrigerante en las condiciones de succión. Al ser mayor la densidad, disminuye el volumen específico del fluido y, por tanto, el flujo másico requerido en los compresores de baja y media presión, lo que reduce el trabajo de compresión en estas etapas y la potencia total consumida. Sin embargo, al acercarse a fracciones muy altas de CO<sub>2</sub>, el aumento del vapor generado en el separador de líquido incrementa la carga sobre el compresor paralelo, el cual debe comprimir un mayor flujo volumétrico. Este efecto provoca el ligero aumento de la potencia total observado al final de la curva. En consecuencia, el comportamiento de la gráfica evidencia un equilibrio entre la reducción del trabajo en los compresores principales y el incremento del consumo en el compresor auxiliar, lo que permite identificar una zona óptima de operación donde la potencia total del sistema es mínima.

**Figura 9.**

*Fracción de CO<sub>2</sub> de la mezcla R744/R290 vs potencia consumida por los compresores.*

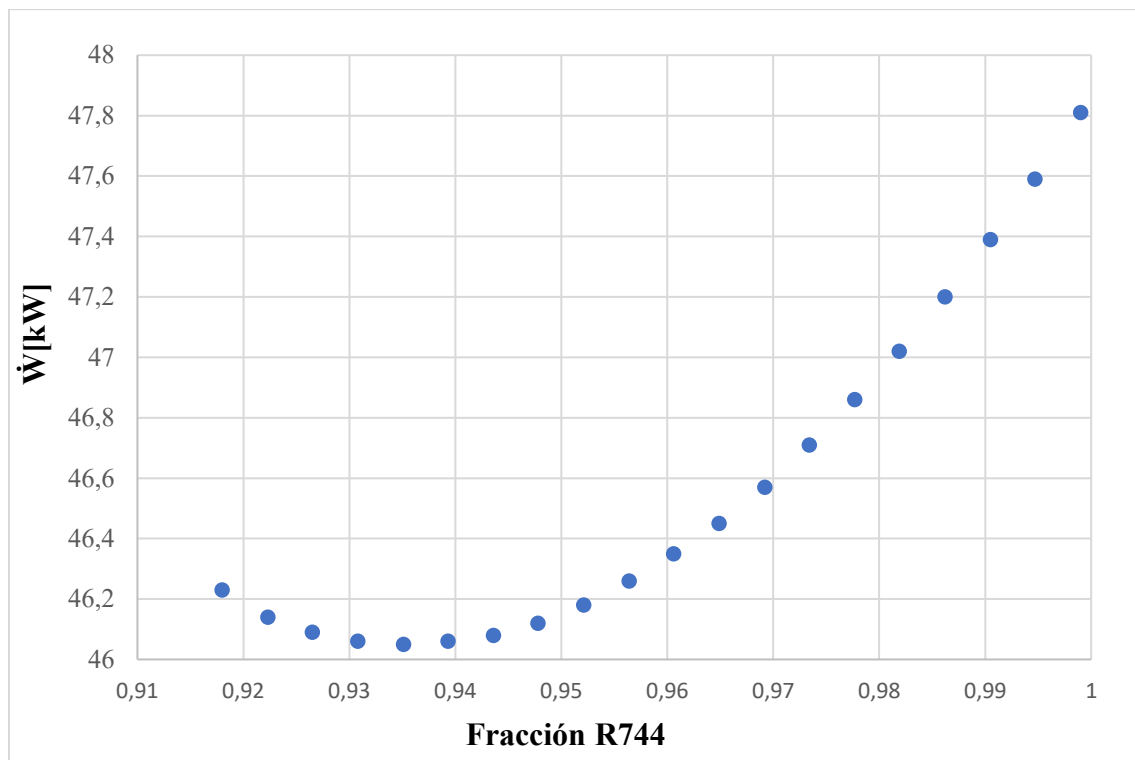


La figura 8 muestra la variación de la potencia consumida por los compresores de baja presión (LP), media presión (MP) y el compresor paralelo (Par) en función de la fracción de CO<sub>2</sub> (R744) en la mezcla R744/R290. Se observa que, a medida que aumenta la fracción de CO<sub>2</sub>, la potencia requerida por el compresor de media presión presenta una tendencia decreciente, pasando de valores cercanos a 30 kW a aproximadamente 27–28 kW. De manera similar, el compresor de baja presión muestra una ligera reducción en su consumo, con variaciones pequeñas alrededor de 5 kW hacia valores cercanos a 4 kW. En contraste, el compresor paralelo evidencia un comportamiento creciente, aumentando progresivamente desde valores cercanos a 4 kW hasta aproximadamente 9–10 kW para las fracciones más altas de CO<sub>2</sub>.

La tendencia observada para la mezcla R744/R290 es consistente con el comportamiento previamente identificado en la mezcla R744/R1270, lo que confirma que el efecto dominante está asociado a las propiedades del CO<sub>2</sub> dentro del ciclo y no únicamente al hidrocarburo acompañante. En ambos casos, el aumento de la fracción de CO<sub>2</sub> incrementa la densidad de la mezcla y reduce el flujo masico que deben manejar los compresores de baja y media presión, disminuyendo así su consumo energético. Paralelamente, el mayor contenido de CO<sub>2</sub> favorece la generación de vapor en el separador de líquido, lo que incrementa la carga volumétrica que atraviesa el compresor paralelo y explica su aumento de potencia. No obstante, en la mezcla con R290 la reducción en los compresores principales es ligeramente más marcada que en la mezcla con R1270, lo que sugiere una interacción más favorable entre el CO<sub>2</sub> y el propano en términos de requerimientos de compresión. Este comportamiento refuerza la idea de que, aunque la redistribución de cargas entre compresores sigue el mismo patrón en ambas mezclas, el impacto global sobre el consumo total y el COP depende de las propiedades termodinámicas específicas del hidrocarburo presente.

**Figura 10.**

*Fracción de CO<sub>2</sub> en la mezcla R744/R290 vs Potencia total consumida por el sistema*



En la figura 9 se presenta la variación de la potencia total consumida por el sistema en función de la fracción de CO<sub>2</sub> en la mezcla R744/R290. Se observa que, en el intervalo analizado, la potencia total presenta inicialmente una ligera disminución al aumentar la fracción de CO<sub>2</sub> desde valores cercanos a 0,92 hasta aproximadamente 0,94, donde se identifica un mínimo alrededor de 46,0 kW. A partir de este punto, la potencia total muestra una tendencia creciente de forma progresiva, alcanzando valores cercanos a 47,8 kW cuando la fracción de CO<sub>2</sub> se aproxima a 1. Este comportamiento evidencia la existencia de una zona de operación donde el sistema requiere menor consumo energético total.

La presencia de un mínimo en la potencia total sugiere un balance entre la reducción del trabajo en los compresores de baja y media presión y el incremento del consumo en el compresor paralelo. En fracciones moderadas de CO<sub>2</sub>, el aumento de la densidad de la mezcla reduce el caudal

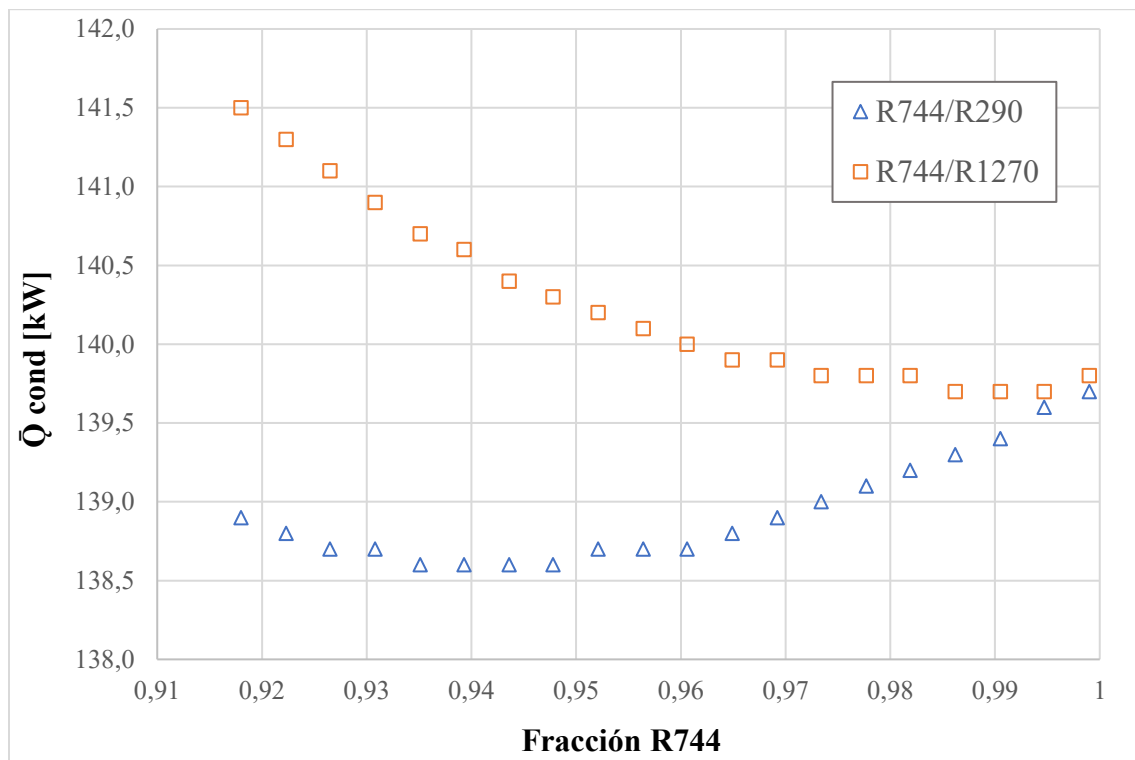
volumétrico manejado por los compresores principales, lo que disminuye su requerimiento de potencia y favorece un menor consumo global. Sin embargo, al incrementarse aún más la fracción de CO<sub>2</sub>, la mayor formación de vapor en el separador de líquido provoca que el compresor auxiliar procese una mayor cantidad de flujo volumétrico, incrementando su trabajo específico y, en consecuencia, la potencia total del sistema. Este comportamiento es coherente con lo observado en la mezcla R744/R1270, aunque en el caso del R290 el incremento de potencia a altas fracciones de CO<sub>2</sub> es más pronunciado, lo que indica que la interacción termodinámica entre el CO<sub>2</sub> y el propano modifica el punto óptimo de operación y la distribución de cargas entre los compresores.

#### **8.4. Efecto de la Fracción de CO<sub>2</sub> en el Calor Disipado por el Condensador (Enfriador de Gas)**

Con el fin de evaluar el comportamiento térmico del sistema, se analizó la variación del calor disipado en el condensador (enfriador de gas) o enfriador de gass en función de la fracción de CO<sub>2</sub> para las mezclas R744/R1270 y R744/R290. Este parámetro permite identificar cómo los cambios en la composición del refrigerante afectan la carga térmica rechazada al ambiente y su relación con las potencias de compresión y el efecto frigorífico del ciclo. El estudio de esta variable resulta fundamental para determinar el impacto de la fracción de CO<sub>2</sub> sobre el balance energético global del sistema y para establecer las condiciones de operación que favorezcan una disipación de calor más eficiente en el condensador (enfriador de gas).

**Figura 11.**

*Fracción de CO<sub>2</sub> vs potencia total disipada en la mezcla R744/R1270.*



En la figura 10 se presenta la variación del calor total disipado en el condensador (enfriador de gas) en función de la fracción de CO<sub>2</sub> para las mezclas R744/R1270 y R744/R290. Para la mezcla con R1270 se observa una tendencia decreciente del calor rechazado a medida que aumenta la fracción de CO<sub>2</sub>, pasando de valores cercanos a 141.5 kW hasta aproximadamente 139.7 kW en las fracciones más altas. En contraste, la mezcla R744/R290 muestra inicialmente una ligera disminución del calor disipado hasta un mínimo alrededor de la fracción de CO<sub>2</sub> de 0.94–0.95, seguida de un incremento progresivo conforme la composición se aproxima al CO<sub>2</sub> puro. En todo el rango analizado, los valores de calor rechazado para la mezcla con R1270 son superiores a los obtenidos con la mezcla con R290.

El comportamiento observado está directamente relacionado con la variación del efecto frigorífico y del trabajo de compresión al modificar la composición de la mezcla. En el caso de la

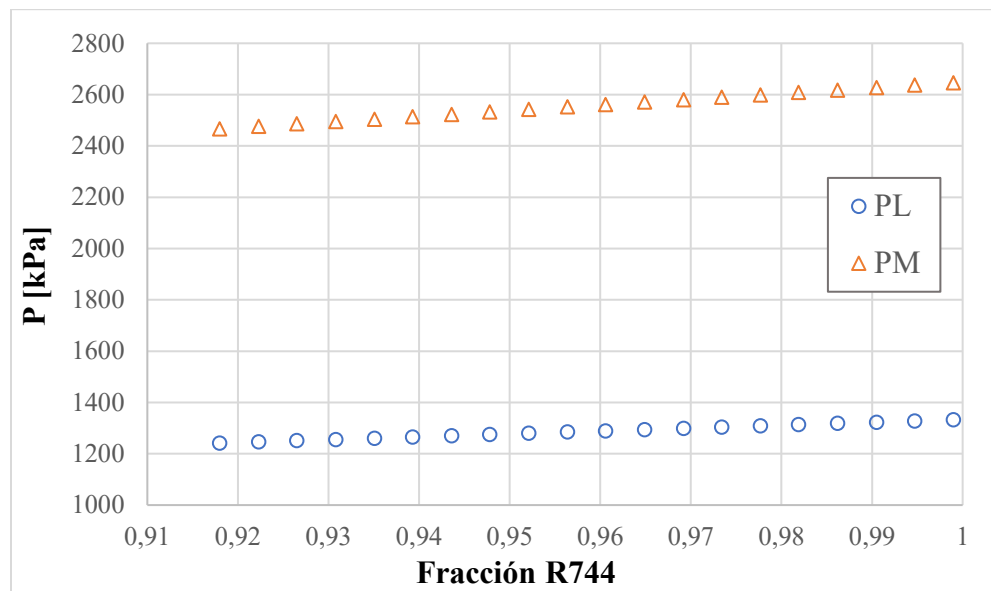
mezcla R744/R1270 apenas deja ver un punto de equilibrio cercano a la composición de CO<sub>2</sub> puro, la reducción del calor disipado sugiere que el aumento en la fracción de CO<sub>2</sub> disminuye el efecto frigorífico total del ciclo o reduce el flujo másico necesario para mantener la misma capacidad, lo que se traduce en una menor carga térmica en el condensador (enfriador de gas). Por su parte, la mezcla R744/R290 presenta un comportamiento parabólico debido a la existencia de un punto de equilibrio entre la mejora en la transferencia de calor asociada a las propiedades del CO<sub>2</sub> y el incremento del trabajo de compresión en altas fracciones, lo que aumenta nuevamente el calor rechazado. Estos resultados son coherentes con las tendencias observadas en la potencia total del sistema y el COP, evidenciando que el calor disipado en el condensador (enfriador de gas) refleja el balance energético global del sistema y permite identificar rangos de composición donde la operación es térmicamente más favorable.

### **8.5. Efecto de la Fracción de CO<sub>2</sub> en las Presiones del Sistema**

En esta sección se analizó el efecto de la fracción de CO<sub>2</sub> sobre las presiones de operación del sistema de refrigeración, considerando los niveles de baja (PL), media (PM) y alta presión para ambas mezclas evaluadas. La variación en la composición modifica las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo, especialmente su densidad, temperatura crítica y comportamiento de cambio de fase, lo que se refleja directamente en las condiciones de compresión y condensación. Este análisis permitió identificar cómo el incremento del contenido de CO<sub>2</sub> desplaza el sistema hacia regímenes de mayor presión, cercanos al comportamiento transcrito del CO<sub>2</sub> puro, y evaluar su impacto en la estabilidad operativa y el desempeño energético del ciclo.

**Figura 12.**

*Fracción de CO<sub>2</sub> de la mezcla R744/R1270 vs Presiones media PM y baja del sistema PL.*

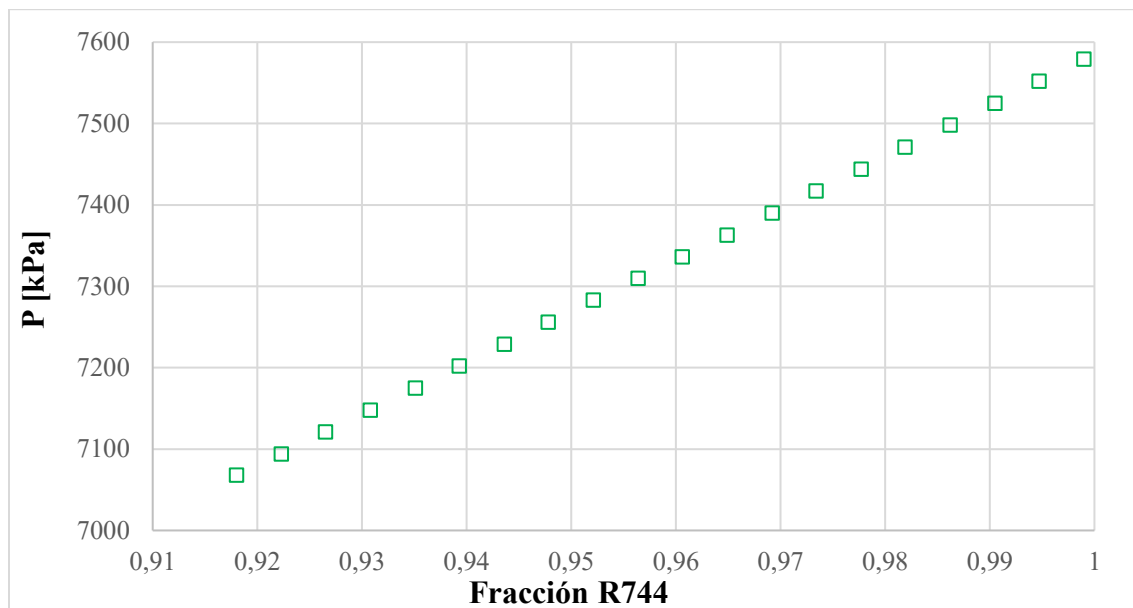


La figura 11 se presenta la variación de las presiones de baja (PL) y media (PM) del sistema en función de la fracción de CO<sub>2</sub> en la mezcla R744/R1270. Se observa que ambas presiones aumentan de manera casi lineal a medida que se incrementa el contenido de CO<sub>2</sub>. La presión de baja pasa aproximadamente de 1230 kPa a valores cercanos a 1330 kPa, mientras que la presión media se incrementa desde alrededor de 2480 kPa hasta valores próximos a 2640 kPa. En todo el rango analizado, la presión media se mantiene significativamente por encima de la presión de baja, conservando una diferencia prácticamente constante entre ambas curvas.

El incremento de las presiones con la fracción de CO<sub>2</sub> se debe a que este refrigerante posee una temperatura crítica baja y una densidad elevada, lo que desplaza las condiciones de saturación hacia presiones mayores incluso a temperaturas similares. Al aumentar su concentración en la mezcla, el sistema requiere operar a niveles de presión más altos para mantener las mismas condiciones de evaporación y enfriamiento intermedio.

**Figura 13.**

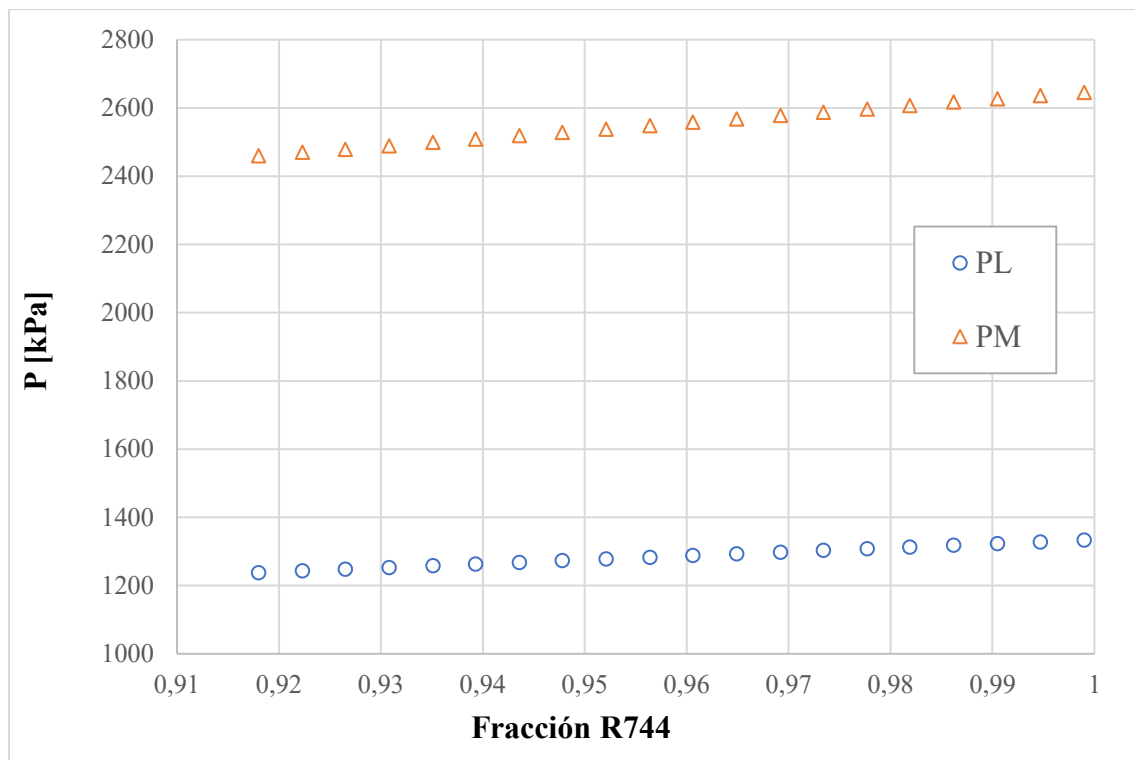
*Fracción de CO<sub>2</sub> de la mezcla R744/R1270 vs Presión de alta.*



El aumento de la presión de alta con la fracción de CO<sub>2</sub> es más pronunciado que el observado en las presiones de baja y media debido a que el CO<sub>2</sub>, al tener una temperatura crítica relativamente baja, hace que el sistema opere cada vez más cerca de la región transcítica a medida que su concentración se incrementa. Esto obliga a que la presión del lado de alta se eleve de forma significativa para permitir la adecuada disipación de calor en el condensador (enfriador de gas). Por esta razón, la escala de la presión de alta resulta considerablemente mayor y no es directamente comparable con las otras presiones en la misma gráfica. Este comportamiento implica mayores requerimientos de resistencia mecánica en los componentes del lado de alta y contribuye al aumento del trabajo de compresión total cuando la mezcla se aproxima al CO<sub>2</sub> puro, lo cual está en concordancia con la reducción del COP observada en composiciones con alta fracción de R744.

**Figura 14.**

*Fracción de CO<sub>2</sub> de la mezcla R744/R290 vs Presiones media PM y baja del sistema PL.*

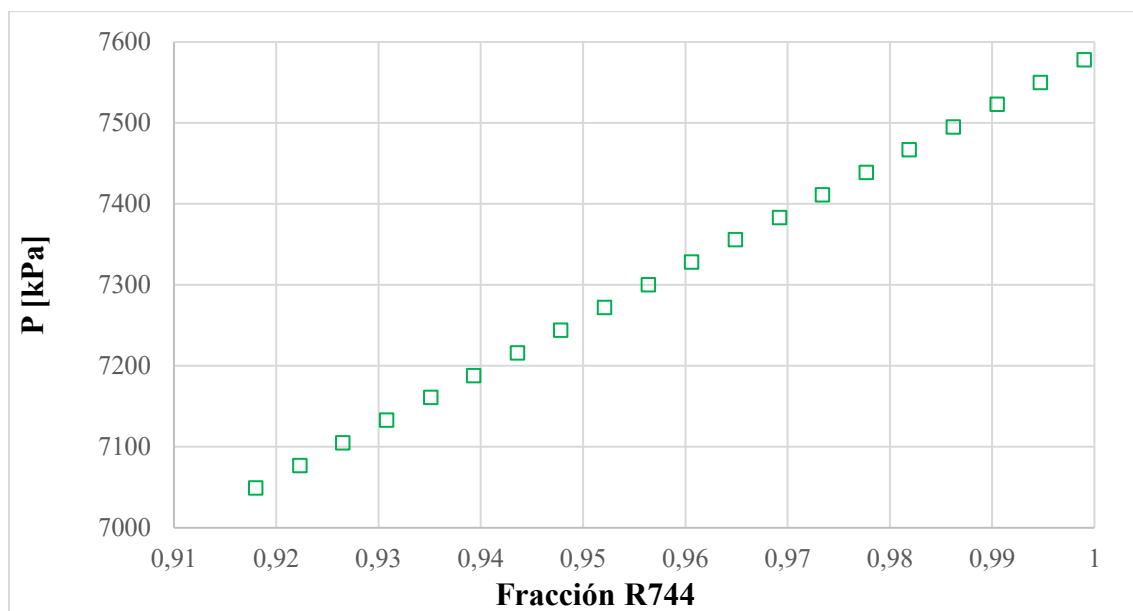


En la figura 13 se presenta la variación de las presiones de baja (PL) y media (PM) del sistema en función de la fracción de CO<sub>2</sub> para la mezcla R744/R290. Se observa que ambas presiones aumentan de manera progresiva a medida que se incrementa el contenido de R744 en la mezcla. La presión de baja pasa aproximadamente de 1230 kPa a valores cercanos a 1330 kPa, mientras que la presión media se incrementa desde alrededor de 2450 kPa hasta valores próximos a 2630 kPa. La tendencia es prácticamente lineal en todo el rango de fracciones analizado, lo que indica una respuesta estable del sistema frente al cambio de composición. Este comportamiento es coherente con el aumento de la presión de saturación asociado a la mayor presencia de CO<sub>2</sub> en la mezcla, lo que desplaza las condiciones de operación hacia niveles de presión más elevados en los distintos niveles del ciclo. En comparación con la mezcla R744/R1270, se observa una tendencia muy similar, lo que sugiere que el efecto dominante está gobernado por las propiedades del CO<sub>2</sub>

más que por el hidrocarburo acompañante. El incremento de PL y PM implica mayores relaciones de compresión parciales y contribuye a modificar el reparto de cargas entre los compresores, aunque sin generar variaciones abruptas en el consumo energético. Esto confirma que, dentro del rango estudiado, el sistema mantiene un comportamiento operativo estable al variar la fracción de CO<sub>2</sub> en la mezcla con propano.

### Figura 15.

*Fracción de CO<sub>2</sub> de la mezcla R744/R290 vs Presión de alta.*



La figura 14 muestra que la presión de alta del sistema para la mezcla R744/R290 aumenta de forma casi lineal al incrementar la fracción de CO<sub>2</sub>, pasando de valores cercanos a 7050 kPa hasta aproximadamente 7580 kPa en el rango analizado. Este comportamiento se asocia directamente con la mayor presión crítica y de saturación del CO<sub>2</sub> en comparación con el propano, lo que desplaza el punto de operación del condensador (enfriador de gas) hacia condiciones de mayor presión a medida que la mezcla se enriquece en R744. El incremento de la presión de alta implica un aumento en la relación de compresión global del sistema y, por tanto, en el trabajo requerido por los compresores, lo cual es consistente con el aumento de la potencia total observado

para fracciones elevadas de CO<sub>2</sub>. No obstante, la tendencia suave y sin cambios bruscos indica que el sistema mantiene una operación estable en todo el intervalo de composición evaluado.

### 8.6. Tablas de Propiedades en los Diferentes Puntos de los Sistemas

Al identificar la fracción de CO<sub>2</sub> en la que el sistema con la mezcla R744/R1270 presenta un mejor rendimiento ( $X=0.982$ ) podemos observar un panorama más amplio de los diferentes puntos sistema en esas condiciones a temperatura ambiente (25°C) listadas en la tabla 12.

**Tabla 12.**

*Propiedades en los puntos de la mezcla R744/R1270.*

| R1270 - XR744 = 0.982      T = 25C° |        |       |          |         |
|-------------------------------------|--------|-------|----------|---------|
| Punto                               | P[kPa] | T[°C] | h[kJ/kg] | m[kg/s] |
| 1                                   | 7471   | 93.13 | 514.3    | 0.4269  |
| 2                                   | 7471   | 85.85 | 504.2    | 0.6377  |
| 3                                   | 7471   | 28.99 | 285      | 0.6377  |
| 4                                   | 3500   | 4.3   | 280.5    | 0.6377  |
| 5                                   | 3500   | 4.3   | 434.4    | 0.2108  |
| 6                                   | 3500   | 10.47 | 447.8    | 0.2108  |
| 7                                   | 3500   | 4.3   | 204.6    | 0.4269  |
| 8                                   | 3500   | 4.3   | 204.6    | 0.3413  |
| 9                                   | 2609   | -10   | 204.6    | 0.3413  |
| 10                                  | 2609   | -5    | 438.9    | 0.3413  |
| 11                                  | 3500   | 4.3   | 204.6    | 0.08552 |
| 12                                  | 1314   | -32   | 204.6    | 0.08552 |
| 13                                  | 1314   | -26   | 438.4    | 0.08552 |
| 14                                  | 2609   | 36.57 | 488.7    | 0.08552 |
| 15                                  | 2609   | 2.499 | 448.9    | 0.4269  |
| 16                                  | 7471   | 71.97 | 483.6    | 0.2108  |

Al igual que la mezcla con propileno, podemos observar un panorama más completo de la mezcla R744/R290 en el punto en que presenta un mayor rendimiento ( $X=0.936$ ) en las mismas condiciones ambientales ( $25^{\circ}\text{C}$ ) listadas en la tabla 13.

**Tabla 13.**

*Propiedades en los puntos de la mezcla R744/R290.*

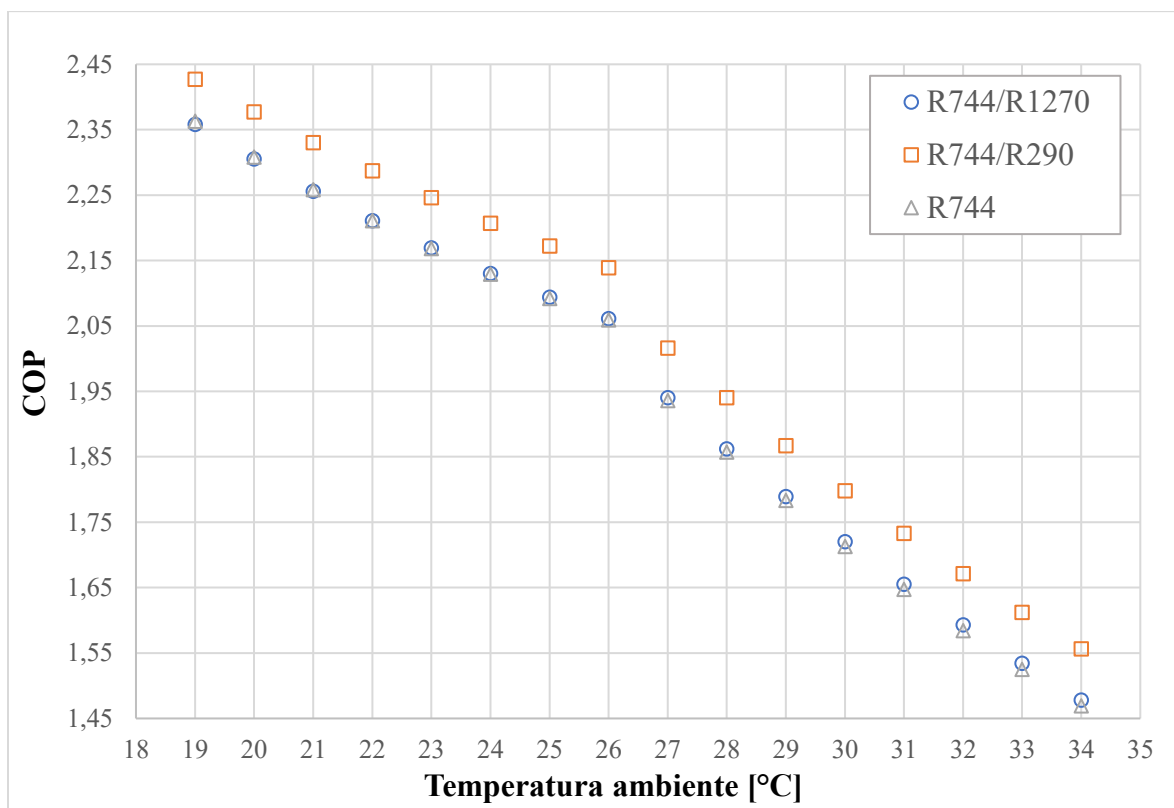
| <b>R290 - XR744 = 0.936      T = 25C°</b> |               |              |                 |                |
|---|---------------|--------------|-----------------|----------------|
| <b>Punto</b>                              | <b>P[kPa]</b> | <b>T[°C]</b> | <b>h[kJ/kg]</b> | <b>m[kg/s]</b> |
| 1   | 7167          | 83.4         | 499.8           | 0.4745         |
| 2   | 7167          | 80.15        | 494.9           | 0.6773         |
| 3   | 7167          | 28.99        | 290.3           | 0.6773         |
| 4   | 3500          | 16.8         | 284.9           | 0.6773         |
| 5   | 3500          | 16.8         | 443.2           | 0.2028         |
| 6   | 3500          | 19.85        | 460.9           | 0.2028         |
| 7   | 3500          | 16.8         | 217.3           | 0.4745         |
| 8   | 3500          | 16.8         | 217.3           | 0.3782         |
| 9   | 2501          | -10          | 217.3           | 0.3782         |
| 10  | 2501          | -5           | 428.8           | 0.3782         |
| 11  | 3500          | 16.8         | 217.3           | 0.09632        |
| 12  | 1259          | -32          | 217.3           | 0.09632        |
| 13  | 1259          | -26          | 425             | 0.09632        |
| 14  | 2501          | 32.15        | 475.3           | 0.09632        |
| 15  | 2501          | 1.996        | 438.3           | 0.4745         |
| 16  | 7167          | 72.72        | 483.5           | 0.2028         |

### 8.7. Efecto de la Temperatura Ambiente en el COP del Sistema

Una vez obtenido las fracciones optimas de ambas mezclas se analiza el comportamiento del sistema en su punto óptimo variando la temperatura del ambiente para analizar más a fondo como influye el ambiente de Bucaramanga en el rendimiento, potencia consumida y calor disipado por el sistema.

**Figura 16.**

*Temperatura ambiente vs COP.*



En la figura 15 se compara la variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la temperatura ambiente para el sistema operando con R744 puro, R744/R290 y R744/R1270. Se observa una disminución progresiva del COP al aumentar la temperatura desde aproximadamente 19 °C hasta 34 °C en las tres configuraciones. Para la mezcla R744/R290, el COP desciende de valores cercanos a 2.42–2.45 hasta alrededor de 1.55; en la mezcla R744/R1270 varía

aproximadamente de 2.35 a 1.50; mientras que con R744 puro el COP pasa de cerca de 2.30–2.32 hasta valores cercanos a 1.45. En todo el rango analizado, la mezcla R744/R290 presenta el mayor desempeño, seguida por R744/R1270 y finalmente el CO<sub>2</sub> puro, manteniéndose una diferencia típica de entre 0.05 y 0.12 unidades de COP entre configuraciones.

El comportamiento evidencia la fuerte influencia de la temperatura ambiente sobre el rendimiento del ciclo, ya que al incrementarse esta variable aumenta la presión de descarga y el trabajo de compresión, reduciendo la eficiencia global. Además, se identifica un cambio en la tendencia alrededor de los 26 °C, temperatura a partir de la cual el sistema transita de operación subcrítica a supercrítica.

En este punto el COP comienza a decrecer con mayor pendiente, especialmente para el R744 puro, lo que refleja la pérdida de eficiencia característica del ciclo transcrito. Las mezclas con hidrocarburos atenúan parcialmente este efecto, manteniendo valores de COP superiores en todo el rango y mostrando una menor sensibilidad al incremento de la temperatura. Esto sugiere una mejor adaptación termodinámica del ciclo y una reducción relativa del trabajo específico de compresión bajo condiciones cálidas, típicas del clima de Bucaramanga.

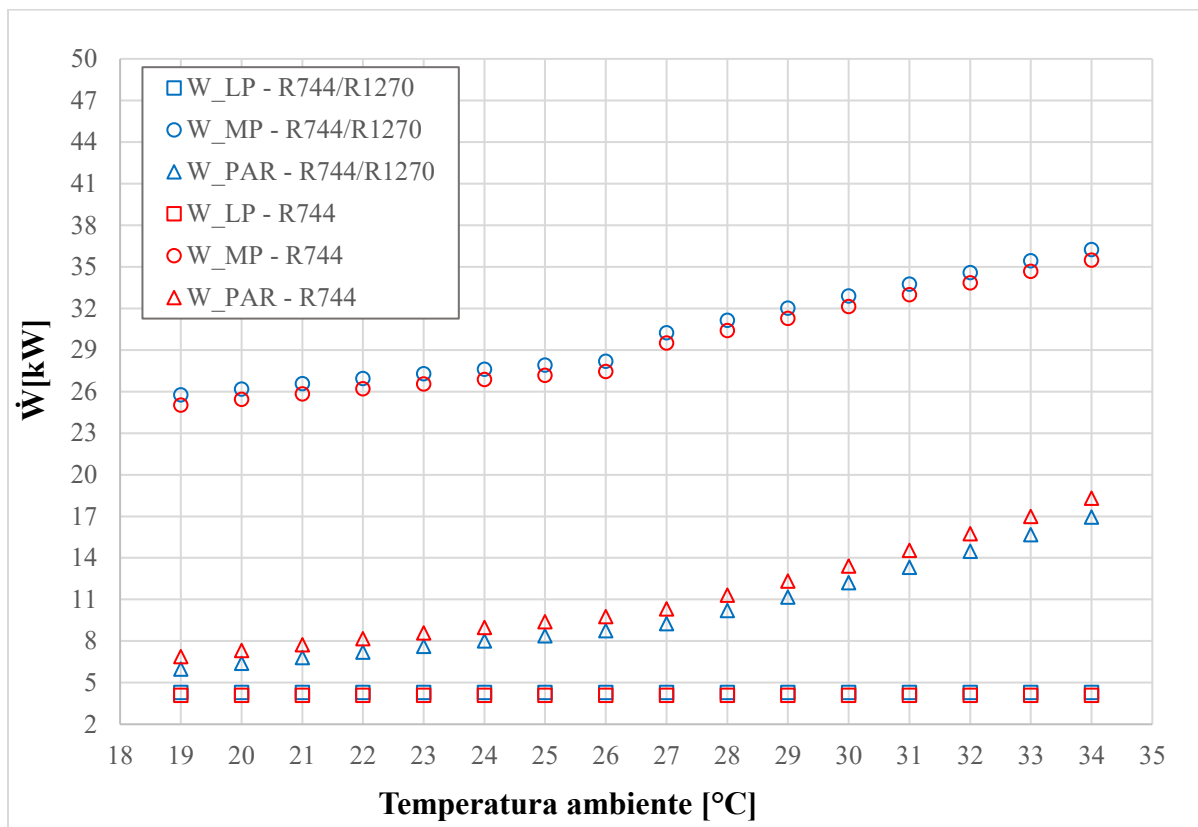
### **8.8. Efecto de la Temperatura Ambiente en la Potencia Consumida por los Compresores**

A continuación, se presenta la variación de la potencia consumida por los compresores de baja presión (LP), media presión (MP) y el compresor paralelo al usar la mezcla R744/R1270. Estos resultados se comparan directamente con las potencias registradas bajo las mismas condiciones de operación utilizando únicamente R744 como refrigerante base, con el fin de identificar cambios en la demanda energética del sistema y la distribución de carga entre etapas de compresión.

Este análisis permite evaluar el impacto de la incorporación de R1270 en el consumo eléctrico de cada nivel de compresión y determinar si la mezcla favorece una operación más eficiente frente al uso de CO<sub>2</sub> puro, especialmente bajo condiciones de temperatura ambiente representativas del estudio.

**Figura 17.**

*Temperatura ambiente vs potencias consumidas por los compresores en la mezcla R744/R1270.*



En la figura 16 se presenta la variación de la potencia consumida por los compresores de baja presión (LP), media presión (MP) y paralelo en función de la temperatura ambiente, comparando la operación con la mezcla R744/R1270 y con R744 puro. Para el compresor MP, la potencia aumenta aproximadamente de 26 kW a 37 kW con la mezcla y de cerca de 25 kW a 36 kW con R744 al pasar de 19 °C a 34 °C. En el compresor paralelo, el consumo se incrementa desde valores cercanos a 7 kW hasta alrededor de 17 kW con la mezcla, mientras que con R744 varía

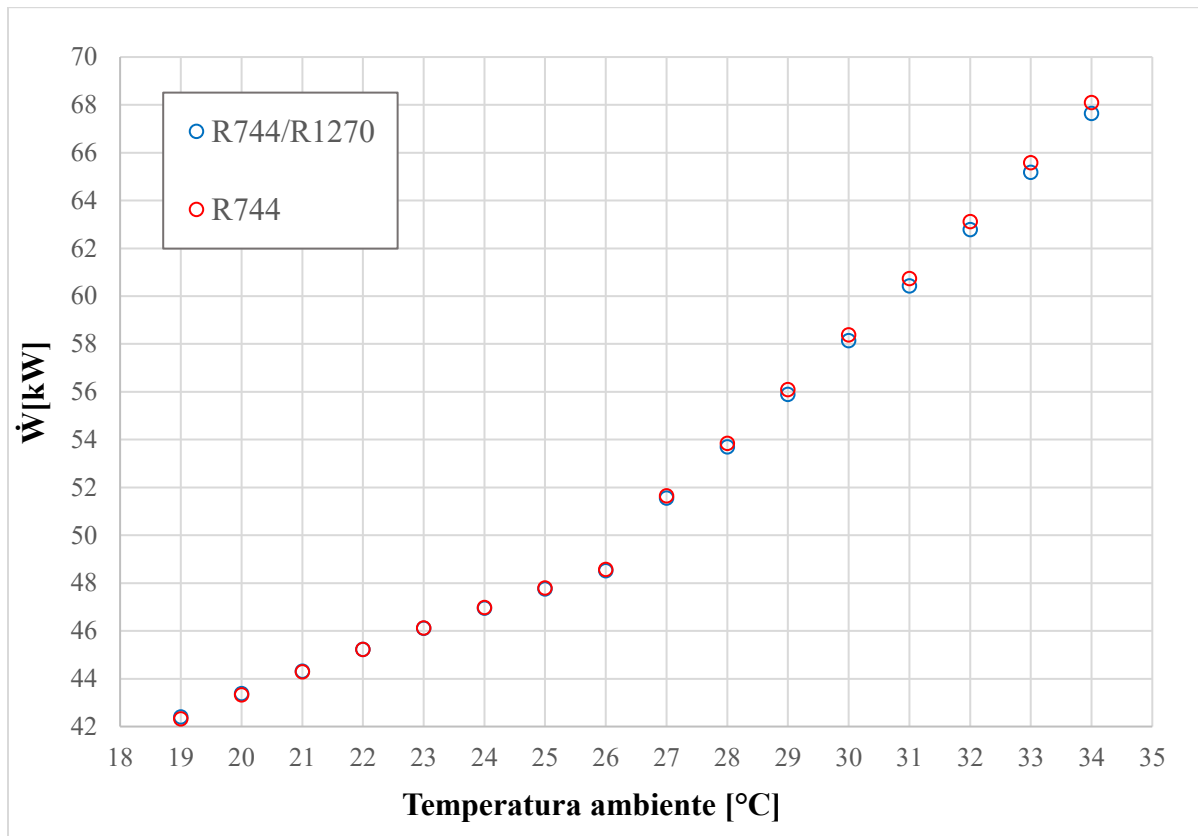
aproximadamente entre 8 kW y 18 kW. Por su parte, el compresor LP presenta el menor consumo, con valores que oscilan entre 4 y 5 kW para ambas configuraciones y una variación poco significativa con la temperatura. En general, las tres etapas muestran un incremento progresivo de la potencia a medida que aumenta la temperatura ambiente, con diferencias moderadas entre el uso de la mezcla y el CO<sub>2</sub> puro.

El comportamiento observado indica que el aumento de la temperatura ambiente incrementa la relación de compresión y, por tanto, el trabajo requerido en cada etapa del sistema. Además, se identifica un cambio en la tendencia alrededor de los 26 °C, punto a partir del cual el sistema pasa de operar en condiciones subcríticas a supercríticas. Este cambio de régimen termodinámico modifica la dinámica del ciclo, incrementando la sensibilidad de la potencia consumida frente a la temperatura ambiente, especialmente en los compresores de media presión y paralelo.

La mezcla R744/R1270 presenta consumos muy cercanos a los del R744, con diferencias del orden de 0.5 a 1 kW en la mayor parte del rango analizado, lo que sugiere una redistribución del esfuerzo de compresión asociada a variaciones en las presiones intermedias y en las propiedades del refrigerante. A temperaturas altas (30–34 °C), donde el sistema opera claramente en régimen supercrítico, la demanda energética aumenta con mayor pendiente, evidenciando el impacto del cambio de fase termodinámica en el desempeño global del sistema.

**Figura 18.**

*Temperatura ambiente vs potencia total consumida por el sistema en la mezcla R744/R1270.*

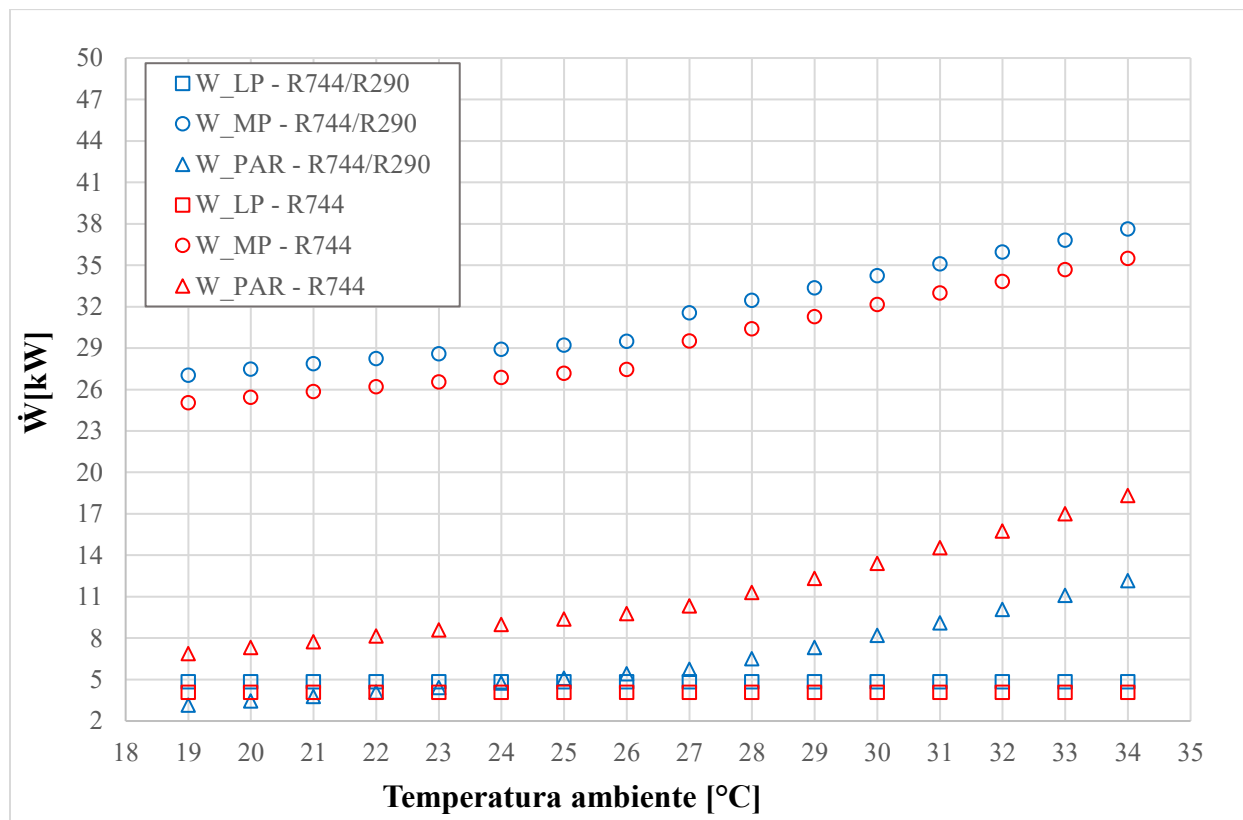


En la figura 17 se presenta la variación de la potencia total consumida por el sistema en función de la temperatura ambiente, comparando la operación con la mezcla R744/R1270 y con R744 puro. Se observa un incremento progresivo de la potencia total al aumentar la temperatura desde 19 °C hasta 34 °C. Para la mezcla R744/R1270, la potencia total pasa de valores cercanos a 43 kW hasta aproximadamente 68 kW, mientras que con R744 puro varía de cerca de 42 kW a 69 kW en el mismo rango. Hasta alrededor de 26 °C ambas configuraciones presentan valores prácticamente coincidentes, con diferencias menores a 1 kW; sin embargo, a temperaturas superiores la mezcla tiende a mostrar consumos ligeramente inferiores, especialmente a partir de 30 °C, donde la diferencia se sitúa en torno a 1–2 kW.

El comportamiento evidencia la influencia directa de la temperatura ambiente sobre la demanda energética global del sistema, ya que el incremento de esta variable eleva la presión de descarga y el trabajo total de compresión. Asimismo, se identifica un cambio en la tendencia alrededor de los 26 °C, punto en el cual el sistema transita de operación subcrítica a supercrítica, generando un aumento más pronunciado de la potencia total. En este régimen, la mezcla R744/R1270 presenta una ligera ventaja energética frente al CO<sub>2</sub> puro, asociada a la modificación de las presiones intermedias y a una redistribución del trabajo entre etapas de compresión. A temperaturas altas (30–34 °C), esta diferencia se hace más evidente, sugiriendo que la mezcla favorece una operación globalmente más eficiente bajo condiciones climáticas cálidas, al reducir marginalmente la potencia requerida para mantener la capacidad frigorífica del sistema.

**Figura 19.**

*Temperatura ambiente vs potencias consumidas por los compresores en la mezcla R744/R290.*

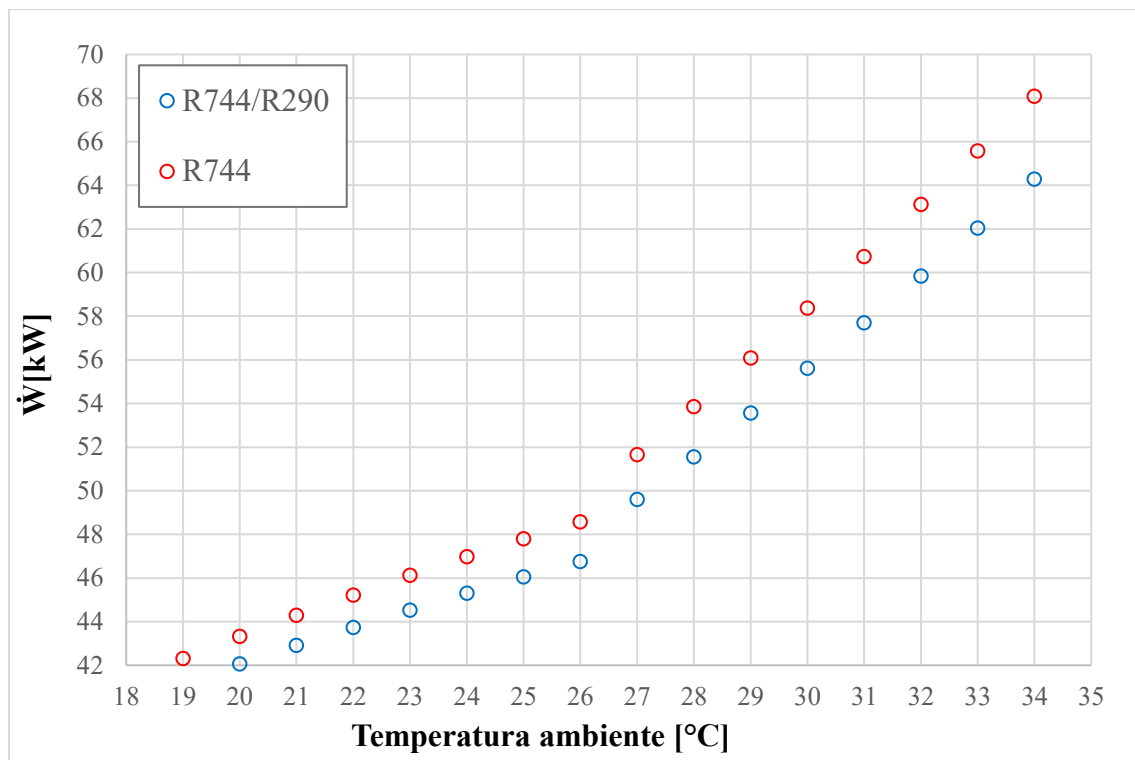


La figura 18 muestra la variación de la potencia consumida por los compresores de baja presión (LP), media presión (MP) y el compresor paralelo al emplear la mezcla R744/R290, comparada con la operación con R744 puro, en función de la temperatura ambiente. Se observa el mismo comportamiento general identificado para la mezcla con R1270: un incremento progresivo de la potencia en las tres etapas a medida que la temperatura aumenta de 19 °C a 34 °C. El compresor de media presión registra los mayores consumos, pasando aproximadamente de 26 kW a 37–38 kW con la mezcla y de 25 kW a cerca de 36–37 kW con R744. El compresor paralelo varía desde valores cercanos a 7–8 kW hasta alrededor de 17–18 kW, mientras que el compresor LP mantiene los menores requerimientos energéticos, con valores entre 4 y 5 kW en todo el rango. Las diferencias entre la mezcla y el CO<sub>2</sub> puro son moderadas, generalmente inferiores a 1 kW en cada nivel de compresión.

Desde el punto de vista termodinámico, el sistema reproduce la tendencia observada con la mezcla R744/R1270: el aumento de la temperatura ambiente incrementa la relación de compresión y el trabajo requerido en cada etapa, con un cambio de comportamiento cercano a los 26 °C asociado al paso de régimen subcrítico a supercrítico. En estas condiciones, la mezcla R744/R290 muestra variaciones leves en la distribución de la potencia entre compresores respecto al R744 puro, especialmente en MP y en el compresor paralelo, donde se evidencian pequeñas reducciones del orden de 0.5 a 1 kW a temperaturas medias y altas. Este comportamiento sugiere que, al igual que con la otra mezcla, la incorporación de hidrocarburos no modifica de forma drástica la potencia individual instantánea, pero sí contribuye a un ajuste del ciclo y a un desempeño energético global más favorable bajo condiciones cálidas de operación.

**Figura 20.**

*Temperatura ambiente vs potencia total consumida por el sistema en la mezcla R744/R290.*



En la figura 19 se presenta la variación de la potencia total consumida por el sistema al emplear la mezcla R744/R290, comparada con la operación con R744 puro, en función de la temperatura ambiente. Se observa un incremento continuo de la potencia total a medida que la temperatura aumenta de 19  $^{\circ}\text{C}$  a 34  $^{\circ}\text{C}$  en ambas configuraciones. Para la mezcla R744/R290, la potencia total pasa aproximadamente de 42 kW a 64–65 kW, mientras que con R744 puro varía desde cerca de 43 kW hasta alrededor de 68–69 kW. A bajas temperaturas las diferencias son pequeñas, del orden de 1 kW; sin embargo, a partir de 27–28  $^{\circ}\text{C}$  la separación entre curvas se hace más evidente, alcanzando diferencias cercanas a 3–4 kW a las temperaturas más altas del rango analizado.

El comportamiento sigue la misma tendencia general observada con la mezcla R744/R1270, con un aumento del consumo energético al incrementarse la temperatura ambiente y

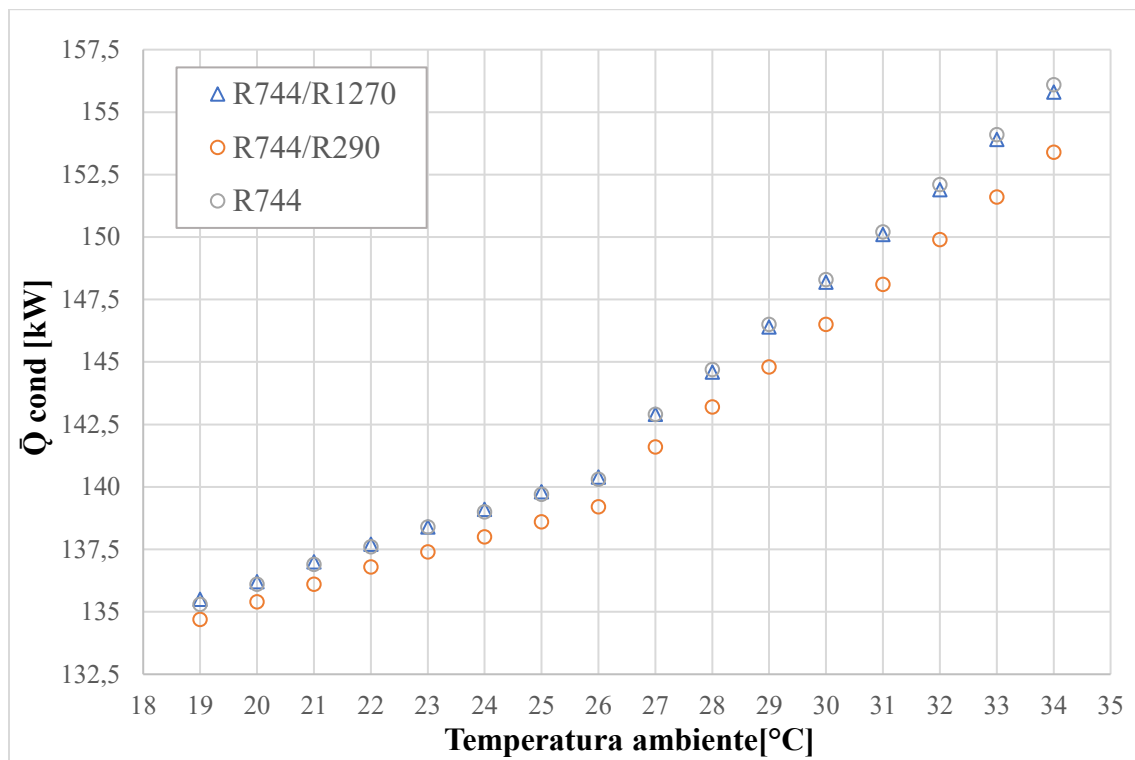
un cambio de pendiente alrededor de los 26 °C asociado al paso de operación subcrítica a supercrítica. No obstante, en este caso la mezcla R744/R290 muestra una reducción más marcada de la potencia total frente al CO<sub>2</sub> puro en condiciones cálidas, lo que sugiere una mejor adaptación del ciclo y una disminución del trabajo global de compresión. Este efecto se hace más notorio por encima de 30 °C, donde la diferencia energética se amplía y evidencia que la incorporación de R290 favorece una operación más eficiente del sistema bajo condiciones transcríticas, coherente con las mejoras previamente observadas en el COP y en la distribución de la potencia entre compresores.

### **8.9 Efecto de la Temperatura Ambiente en el Calor Disipado por el Condensador (Enfriador de Gas)**

A continuación, se evaluó la influencia de la temperatura ambiente sobre el calor disipado en el condensador (enfriador de gas), ya que este parámetro refleja directamente el balance térmico del ciclo y la carga que debe rechazarse al entorno. A medida que cambian las condiciones ambientales, varían las presiones de operación y el trabajo de compresión, lo que se traduce en modificaciones en la cantidad de calor evacuado. Por ello se examina cómo la temperatura ambiente afecta este comportamiento y qué implicaciones tiene en la eficiencia global del sistema de refrigeración.

**Figura 21.**

*Temperatura ambiente vs calor disipado por el condensador (enfriador de gas)*



En la figura 20 se presenta la variación del calor disipado en el condensador (enfriador de gas) en función de la temperatura ambiente para el sistema operando con R744 puro, R744/R290 y R744/R1270. Se observa un incremento progresivo del calor rechazado al aumentar la temperatura desde 19 °C hasta 34 °C en las tres configuraciones. Para la mezcla R744/R1270, el calor disipado pasa aproximadamente de 135 kW a 156 kW; para la mezcla R744/R290 varía de cerca de 134 kW a 153 kW; mientras que con R744 puro se incrementa desde valores cercanos a 135 kW hasta alrededor de 157 kW. Hasta temperaturas cercanas a 25–26 °C las diferencias entre configuraciones son reducidas, del orden de 1–2 kW; sin embargo, a temperaturas superiores la separación entre curvas se hace más evidente, especialmente entre el CO<sub>2</sub> puro y la mezcla con R290, mientras que la mezcla R744/R1270 mantiene valores muy próximos a los del R744.

El comportamiento observado está directamente relacionado con el incremento del trabajo de compresión y del flujo másico requerido a medida que aumenta la temperatura ambiente. Asimismo, se identifica un cambio de tendencia alrededor de los 26 °C, asociado al paso del sistema de operación subcrítica a supercrítica, lo que provoca un aumento más pronunciado del calor rechazado en el condensador (enfriador de gas). En este contexto, la similitud entre la mezcla R744/R1270 y el R744 puro se explica por la elevada fracción de CO<sub>2</sub> presente en la mezcla, lo que hace que sus propiedades termodinámicas y su respuesta operativa se aproximen notablemente a las del refrigerante base. Por su parte, la mezcla R744/R290 presenta los menores valores de calor disipado a altas temperaturas, evidenciando una mayor capacidad para moderar la carga térmica del sistema y mejorar el balance energético global bajo condiciones transcíticas.

### 8.10 Evaluación del Impacto Ambiental

Para la evaluación del impacto ambiental se consideraron los 44.292 datos de temperatura registrados en la estación meteorológica de la Universidad Industrial de Santander, durante el año 2023. En la tabla 14 se muestran los datos clasificados en intervalos de temperatura con una diferencia de 1 °C, para determinar cómo se distribuyen los datos según el número de datos (frecuencia) de cada intervalo.

**Tabla 14.**

*Intervalos de temperatura de Bucaramanga 2023.*

| <b>Datos estación meteorológica</b> |             |                               |               |
|-------------------------------------|-------------|-------------------------------|---------------|
| <b>T_amb [°C]</b>                   | <b>Data</b> | <b>Frecuencia [horas/año]</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%        |

| Datos estación meteorológica |       |                        |        |
|------------------------------|-------|------------------------|--------|
| T_amb [°C]                   | Data  | Frecuencia [horas/año] | % time |
| 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                    | 7.11%  |
| 30                           | 2234  | 441,84                 | 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%  |
| Total                        | 44292 | 8760                   | 100%   |

Los datos anteriores sirvieron para determinar el consumo energético multiplicando el total de horas por cada temperatura del día con el consumo por hora de cada temperatura en el sistema de las 3 configuraciones a estudiar, para el refrigerante puro R744, la mezcla R744/R290 y la mezcla R744/R1270 se encuentran representados en las tablas 15, 16 y 17 respectivamente.

**Tabla 15.**

*Cálculo del consumo energético del refrigerante R744*

| R744       |        |                        |               |
|------------|--------|------------------------|---------------|
| T_amb [°C] | W [kW] | Frecuencia [Horas/año] | W_total [kWh] |
| 19         | 42,32  | 6,13                   | 259,4216      |
| 20         | 43,32  | 121,63                 | 5269,0116     |
| 21         | 44,29  | 375,38                 | 16625,5802    |

| <b>R744</b>       |               |                               |                      |
|-------------------|---------------|-------------------------------|----------------------|
| <b>T_amb [°C]</b> | <b>W [kW]</b> | <b>Frecuencia [Horas/año]</b> | <b>W_total [kWh]</b> |
| 22                | 45,22         | 931,73                        | 42132,8306           |
| 23                | 46,12         | 1344,89                       | 62026,3268           |
| 24                | 46,98         | 1282,99                       | 60274,8702           |
| 25                | 47,8          | 1079,47                       | 51598,666            |
| 26                | 48,57         | 862,12                        | 41873,1684           |
| 27                | 51,65         | 716,95                        | 37030,4675           |
| 28                | 53,85         | 665,13                        | 35817,2505           |
| 29                | 56,09         | 623                           | 34944,07             |
| 30                | 58,38         | 441,84                        | 25794,6192           |
| 31                | 60,73         | 217,36                        | 13200,2728           |
| 32                | 63,12         | 79,51                         | 5018,6712            |
| 33                | 65,58         | 10,88                         | 713,5104             |
| 34                | 68,09         | 0,99                          | 67,4091              |
| Total             | 842,11        | 8760                          | 432646,146 [kWh/año] |

**Tabla 16.**

*Cálculo del consumo energético de la mezcla de refrigerantes R744/R290*

| <b>R744 / R290</b> |               |                               |                      |
|--------------------|---------------|-------------------------------|----------------------|
| <b>T_amb [°C]</b>  | <b>W [kW]</b> | <b>Frecuencia [Horas/año]</b> | <b>W_total [kWh]</b> |
| 19                 | 41,21         | 6,13                          | 252,6173             |
| 20                 | 42,07         | 121,63                        | 5116,9741            |
| 21                 | 42,91         | 375,38                        | 16107,5558           |
| 22                 | 43,73         | 931,73                        | 40744,5529           |
| 23                 | 44,53         | 1344,89                       | 59887,9517           |
| 24                 | 45,3          | 1282,99                       | 58119,447            |
| 25                 | 46,05         | 1079,47                       | 49709,5935           |

| <b>R744 / R290</b> |               |                               |                      |
|--------------------|---------------|-------------------------------|----------------------|
| <b>T_amb [°C]</b>  | <b>W [kW]</b> | <b>Frecuencia [Horas/año]</b> | <b>W_total [kWh]</b> |
| 26                 | 46,76         | 862,12                        | 40312,7312           |
| 27                 | 49,6          | 716,95                        | 35560,72             |
| 28                 | 51,56         | 665,13                        | 34294,1028           |
| 29                 | 53,56         | 623                           | 33367,88             |
| 30                 | 55,61         | 441,84                        | 24570,7224           |
| 31                 | 57,7          | 217,36                        | 12541,672            |
| 32                 | 59,84         | 79,51                         | 4757,8784            |
| 33                 | 62,04         | 10,88                         | 674,9952             |
| 34                 | 64,28         | 0,99                          | 63,6372              |
|                    | 806,75        | 8760                          | 416083,0315          |
| Total              |               |                               | [kWh/año]            |

**Tabla 17.**

*Cálculo del consumo energético de la mezcla de refrigerantes R744/R1270*

| <b>R744 / R1270</b> |               |                               |                      |
|---------------------|---------------|-------------------------------|----------------------|
| <b>T_amb [°C]</b>   | <b>W [kW]</b> | <b>Frecuencia [Horas/año]</b> | <b>W_total [kWh]</b> |
| 19                  | 42,4          | 6,13                          | 259,912              |
| 20                  | 43,38         | 121,63                        | 5276,3094            |
| 21                  | 44,32         | 375,38                        | 16636,8416           |
| 22                  | 45,23         | 931,73                        | 42142,1479           |
| 23                  | 46,11         | 1344,89                       | 62012,8779           |
| 24                  | 46,95         | 1282,99                       | 60236,3805           |
| 25                  | 47,76         | 1079,47                       | 51555,4872           |
| 26                  | 48,52         | 862,12                        | 41830,0624           |
| 27                  | 51,55         | 716,95                        | 36958,7725           |
| 28                  | 53,7          | 665,13                        | 35717,481            |

| <b>R744 / R1270</b> |               |                               |                      |
|---------------------|---------------|-------------------------------|----------------------|
| <b>T_amb [°C]</b>   | <b>W [kW]</b> | <b>Frecuencia [Horas/año]</b> | <b>W_total [kWh]</b> |
| 29                  | 55,89         | 623                           | 34819,47             |
| 30                  | 58,14         | 441,84                        | 25688,5776           |
| 31                  | 60,43         | 217,36                        | 13135,0648           |
| 32                  | 62,78         | 79,51                         | 4991,6378            |
| 33                  | 65,18         | 10,88                         | 709,1584             |
| 34                  | 67,64         | 0,99                          | 66,9636              |
|                     |               |                               | 432037,1446          |
| <b>Total</b>        | <b>839,98</b> | <b>8760</b>                   | <b>[kWh/año]</b>     |

**Tabla 18.**

*Índice TEWI directo, indirecto y total de las configuraciones propuestas*

|                     | <b>TEWI (ind)</b>             | <b>TEWI (dir)</b>             | <b>TEWI Total</b>             |
|---------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| <b>Refrigerante</b> | <b>[kg CO<sub>2</sub>-eq]</b> | <b>[kg CO<sub>2</sub>-eq]</b> | <b>[kg CO<sub>2</sub>-eq]</b> |
| R744/R290           | 467585.789                    | 213.342                       | 467799.131                    |
| R744/R1270          | 485514.702                    | 188.604                       | 485703.306                    |
| R744                | 486199.086                    | 186.000                       | 486385.086                    |

La Tabla 18 presenta el índice TEWI desglosado en emisiones indirectas, directas y totales para las tres configuraciones analizadas del sistema de refrigeración. Los resultados muestran que la mezcla R744/R290 presenta el menor impacto ambiental total, con un TEWI de 467799.131 kg CO<sub>2</sub>-eq, debido principalmente a una reducción en las emisiones indirectas asociadas al consumo energético del sistema. En comparación, la mezcla R744/R1270 alcanza un TEWI total de 485703.306 kg CO<sub>2</sub>-eq, mientras que el sistema que utiliza R744 puro presenta el mayor valor con 486385.086 kg CO<sub>2</sub>-eq. Aunque las emisiones directas son relativamente bajas en los tres casos, las diferencias en el TEWI total se explican principalmente por las variaciones en el desempeño energético del sistema, lo cual influye en las emisiones indirectas durante su vida útil. Estos

resultados evidencian que la incorporación de R290 en mezcla con CO<sub>2</sub> no solo mejora el desempeño termodinámico del sistema, sino que también reduce su impacto ambiental global, posicionándose como la alternativa más favorable entre las configuraciones evaluadas.

## 9. Conclusiones y Recomendaciones

Se desarrolló exitosamente un modelo termodinámico del sistema de refrigeración tipo booster de compresión paralela con capacidad de 100 kW, que incorpora intercambio de calor interno y subenfriamiento mecánico. El modelo permitió simular los balances de energía y masas del ciclo, validándose mediante la comparación con resultados reportados en la literatura, con errores inferiores al 5%, lo cual garantiza la confiabilidad del análisis posterior.

Los resultados indicaron que la incorporación de pequeñas fracciones de hidrocarburos en mezcla con CO<sub>2</sub> mejora el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema. Para la mezcla CO<sub>2</sub>/R290 se encontró un máximo COP de 2.172 a una fracción molar de 0.936 de CO<sub>2</sub>. Para la mezcla CO<sub>2</sub>/R1270, el máximo COP fue de 2.094, para una fracción molar de CO<sub>2</sub> cercana al 0.982. En ambos casos, estos valores superan el 2.09 de COP obtenido con CO<sub>2</sub> puro bajo las mismas condiciones.

La evaluación ambiental a través del índice TEWI mostró que las mezclas CO<sub>2</sub>/R290 y CO<sub>2</sub>/R1270 generan un menor impacto ambiental total comparado con el uso de CO<sub>2</sub> puro. Los valores de TEWI total fueron de 467799.131 kg CO<sub>2</sub>-eq para CO<sub>2</sub>/R290, 485703.306 kg CO<sub>2</sub>-eq para CO<sub>2</sub>/R1270 y 486385.086 kg CO<sub>2</sub>-eq para CO<sub>2</sub> puro, reflejando una reducción relativa del impacto ambiental de 3.8% y 0.14% para las mezclas con respecto al CO<sub>2</sub> puro, respectivamente.

La eficiencia del sistema de refrigeración booster disminuye al elevar la temperatura ambiente de 19 °C a 34 °C, pasando el COP de aproximadamente 2.427 a 1.556 para CO<sub>2</sub>/R290, de 2.358 a 1.478 para CO<sub>2</sub>/R1270, y de 2.363 a 1.469 para CO<sub>2</sub> puro. La mezcla CO<sub>2</sub>/R290 muestra el mejor desempeño y menor sensibilidad al aumento térmico, especialmente a partir de 26 °C, cuando el sistema transita de operación subcrítica a supercrítica sin embargo en los intervalos de 19 °C a 22°C el sistema con CO<sub>2</sub> puro presenta mayor eficiencia que la mezcla R744/R1270. Esto indica que las mezclas con hidrocarburos mejoran significativamente la eficiencia bajo las condiciones cálidas de Bucaramanga, siendo una opción más favorable que el CO<sub>2</sub> puro.

Finalmente, los resultados confirman que el uso de la mezcla CO<sub>2</sub>/R290 en sistemas booster con compresión paralela es viable y ventajoso en términos de COP, permitiendo mejoras cuantificables en eficiencia energética y reducción del impacto ambiental. La selección óptima de la fracción de CO<sub>2</sub> es clave para maximizar el COP.

### Referencias

- Abas, N., Kalair, A.R., Khan, N., Haider, A., Saleem, Z., & Saleem, M.S. (2018). Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 90*, 557–569. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.099>
- Amaris, C., Tsamos, K.M., & Tassou, S.A. (2019). Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic analysis. *Energy Procedia, 161*, 259–267. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.090>
- Arias, J., & Lundqvist, P. (2006). Heat recovery and floating condensing in supermarkets. *Energy and Buildings, 38*(2), 73–81. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2005.05.003>
- ASHRAE. (2022). *ANSI/ASHRAE Standard 34: Designation and safety classification of refrigerants*.  
<https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines>
- Aynur, T.N. (2010). Variable refrigerant flow systems: A review. *Energy and Buildings, 42*(7), 1106–1112. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.01.024>
- Babarinde, T.O., Akinlabi, S.A., & Madyira, D.M. (2018). Enhancing the Performance of Vapour Compression Refrigeration System using Nano Refrigerants: A review. *2nd International Conference on Engineering for Sustainable World, ICESW 2018, 413*(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/413/1/012068>
- Bamisile, O., Olagoke, O., Dagbasi, M., Dika, F., & Okwesi, B. (2019). Review of solar assisted HVAC systems; Its performance analysis using CO2 as a refrigerant. *Energy Sources, Part*

- A: *Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 41(24), 2957–2974.  
<https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1582736>
- Banasiak, K., Palacz, M., Hafner, A., Buliński, Z., Smółka, J., Nowak, A.J., & Fic, A. (2014). A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis. *International Journal of Refrigeration*, 40, 328–337. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.002>
- Bansal, P. (2012). A review - Status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. *Applied Thermal Engineering*, 41, 18–29. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.006>
- Bansal, Pradeep. (2012). A review - Status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. *Applied Thermal Engineering*, 41, 18–29. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.006>
- Belman, J., & Pérez, V. (2013). *CO<sub>2</sub> como refrigerante del pasado al futuro CO<sub>2</sub> as refrigerant from the past to future*.
- Beshr, M., Aute, V., Sharma, V., Abdelaziz, O., Fricke, B., & Radermacher, R. (2015). A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low GWP refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 56, 154–164. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.025>
- Bhatkar, V.W., Kriplani, V.M., & Awari, G.K. (2013). Alternative refrigerants in vapour compression refrigeration cycle for sustainable environment: A review of recent research. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 10(4), 871–880. <https://doi.org/10.1007/s13762-013-0202-7>

- Bhutta, M.U., Khan, Z.A., Garland, N., & Ghafoor, A. (2018). A historical review on the tribological performance of refrigerants used in compressors. *Tribology in Industry*, 40(1), 19–51. <https://doi.org/10.24874/ti.2018.40.01.03>
- Björn Palm. (2011). *REFRIGERANTS OF THE FUTURE*.
- Bolaji, B.O., & Huan, Z. (2013). Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18, 49–54. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.008>
- Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., & Torrella, E. (2008). Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO2 refrigerating plant working in transcritical conditions. *Applied Thermal Engineering*, 28(13), 1596–1604. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.026>
- 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>
- Catalán-Gil, J., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., & Cabello, R. (2017). *Evaluación energética de sistemas booster CON CO 2*.
- Cecchinato, L., Corradi, M., & Minetto, S. (2012). *Energy performance of supermarket refrigeration and air conditioning integrated systems*.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2011). *Termodinámica*. 7th ed.
- Çengel, Y., & Boles, M. (2015). *Thermodynamics: An engineering approach* 8th ed.
- Corberán, J.M., Segurado, J., Colbourne, D., & González, J. (2008). Review of standards for the use of hydrocarbon refrigerants in A/C, heat pump and refrigeration equipment. *International Journal of Refrigeration*, 31(4), 748–756. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.12.007>

- Elbel, S., & Hrnjak, P. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, 31(3), 411–422. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013>
- El-Sayed, A.R., El Morsi, M., & Mahmoud, N.A. (2018). A Review of the Potential Replacements of HCFC/HFCs Using Environment-Friendly Refrigerants. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 26(3). <https://doi.org/10.1142/S2010132518300021>
- Fazelpour, F., & Morosuk, T. (2014). Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration*, 38(1), 128–139. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.016>
- Fernández-Seara, J., & Pardiñas, Á.Á. (2014). Refrigerant falling film evaporation review: Description, fluid dynamics and heat transfer. *Applied Thermal Engineering*, 64(1–2), 155–171. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.023>
- García, D. (2017). *Estudio de Mejoras en Ciclos de Compresión de Doble Etapa Transcríticos Y Subcríticos Con CO2*.
- García-Valladares, O. (2004). Review of numerical simulation of capillary tube using refrigerant mixtures. *Applied Thermal Engineering*, 24(7), 949–966. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.11.012>
- Gidwani, A., Ohadi, M.M., & Salehi, M. (1998). In-tube condensation of refrigerant and refrigerant-oil mixtures - a review of most recent work. En Anon (Ed.), *Proceedings of the 1998 ASHRAE Winter Meeting. Part 1 (of 2)* (Vol. 104, Número Pt 1B, pp. 1322–1332). ASHRAE. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0031643522&partnerID=40&md5=251241a1866113d9f7cfe7bfce251481>

- Glory, B.M., Tangwe, S.L., & Simon, M. (2016). A review on the thermodynamic and electrical properties of South African acceptable refrigerants as R22 substitutes in domestic air conditioners in South Africa. *24th Conference on the Domestic Use of Energy, DUE 2016*. <https://doi.org/10.1109/DUE.2016.7466726>
- Gomez, S. (2016). *El CO2 en un sistema de refrigeración de doble etapa de compresión como alternativa en refrigeración comercial*.
- Guerrero, A. (2018). *Desarrollo e Implementación de una Metodología Para Orientar a Usuarios de Sistemas de Aire Acondicionado en la Elección de la Mejor Opción Basado en Criterios Económicos y Ambientales, en la Empresa Aire Acondicionado y Ventilación S.A.S*.
- Gullo, P., Birkelund, M., Kriezi, E.E., & Kærn, M.R. (2023). Comprehensive experimental performance study on a small-capacity transcritical R744 vapour-compression refrigeration unit equipped with an innovative ejector. *International Journal of Refrigeration*, 152, 192–203. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.05.007>
- Gullo, P., Hafner, A., & Banasiak, K. (2018). Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. En *International Journal of Refrigeration* (Vol. 93, pp. 269–310). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001>
- Gutiérrez, M. (2021). *Análisis del funcionamiento de eyectores en sistemas de refrigeración*.
- Hansen, B., Kujak, S., & Refrigerants, C. et al.; H.M.O. (2018). Review of methodology to set safety factors for A2L flammable refrigerant being adopted by product safety standards. *1st IIR International Conference on the Application of HFO Refrigerants, HFO 2018, Part F147651*, 128–135. <https://doi.org/10.18462/iir.hfo.2018.1118>

- Intarcon. (2023). *Refrigeración con CO2 transcrito*. <https://www.intarcon.com/refrigeracion-co2-transcritico/>.
- Intergovernmental Panel on Climate Change. (2021). *Climate change 2021: The physical science basis*. Cambridge University Press. <https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg1/>
- Jiang, Y.N., & Zhang, Q. (2001). Review and evaluation of investigation on evaporation of pure refrigerants inside horizontal tubes. *Xi'an Jianzhu Keji Daxue Xuebao/Journal of Xi'an University of Architecture & Technology*, 33(2), 169. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0035373255&partnerID=40&md5=ca2c90feffcc118d15cd6cd5f107661b>
- Kabeel, A.E., Abdelgaied, M., Almagar, A.M., & SECCP, B.D.E.E.F. (2017). New trends in the natural and mixed refrigerants used in air conditioning and refrigeration systems - a review. *9th International Conference on Compressors and Coolants, 2017-September*, 218–226. <https://doi.org/10.18462/iir.compr.2017.0215>
- Kalla, S.K., Arora, B.B., & Usmani, J.A. (2018). Alternative refrigerants for HCFC 22-A review. *Journal of Thermal Engineering*, 4(3), 1998–2017. <https://doi.org/10.18186/journal-of-thermal-engineering.410435>
- Kasaeian, A., Hosseini, S.M., Sheikhpour, M., Mahian, O., Yan, W.-M., & Wongwises, S. (2018). Applications of eco-friendly refrigerants and nanorefrigerants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 96, 91–99. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.07.033>
- Katipamula, S. (1997). A review of energy savings technology: Refrigerant subcooling. *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering*, 94(3), 53–76. <https://doi.org/10.1080/01998595.1997.10530376>

- Kedzierski, M.A., & Goncalves, J.M. (2017). A review on horizontal convective condensation of refrigerants within a micro-fin tube. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 24(1–6), 499–516.  
<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85049410867&partnerID=40&md5=af0509711b92d526656679e2814a5a6d>
- Khan, Mohd. K., Kumar, R., & Sahoo, P.K. (2009). Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes - A review. *Applied Thermal Engineering*, 29(8–9), 1426–1439.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.08.020>
- Kim, D.H., Byun, H.W., Yoon, S.H., Song, C.H., Lee, K.H., & Kim, O.J. (2016). The latest review of low GWP (< 100) HFO refrigerants and studies on the pool boiling heat transfer. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 24(4).  
<https://doi.org/10.1142/S2010132516300093>
- Kim, H.S., & Kim, M.S. (2015). A review on flow characteristics of refrigerant and oil mixture in a heat pump system. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 23(3).  
<https://doi.org/10.1142/S2010132515300025>
- Köhler, J., Richter, C., Tegethoff, W., & Tischendorf, C. (2007). *Experimental and theoretical study of a CO<sub>2</sub> ejector refrigeration cycle*.
- Larrondo-Sancho, R., Vidan-Falomir, F., Sánchez, D., & Cabello, R. (2024a). *Experimental comparison of CO<sub>2</sub> and different CO<sub>2</sub> /R290 and CO<sub>2</sub> /R1270 blends in a transcritical refrigeration plant with different cycle arrangements*.  
<https://doi.org/10.18462/iir.gl2024.1106>
- Larrondo-Sancho, R., Vidan-Falomir, F., Sánchez, D., & Cabello, R. (2024b). *Experimental comparison of CO<sub>2</sub> and different CO<sub>2</sub> /R290 and CO<sub>2</sub> /R1270 blends in a transcritical*

*refrigeration plant with different cycle arrangements.*

<https://doi.org/10.18462/iir.gl2024.1106>

Lee, M.-Y., & Lee, D.-Y. (2013). Review on conventional air conditioning, alternative refrigerants, and CO2 heat pumps for vehicles. *Advances in Mechanical Engineering, 2013*. <https://doi.org/10.1155/2013/713924>

Li, J., & Technology, I. B. S. H. N. U. H. N. U. C. A. of E. (2010). A review of the environment and refrigerant developments. *2010 3rd International Conference on Artificial Intelligence and Education, ICAIE 2010*, 13–17. <https://doi.org/10.1109/ICAIE.2010.5641133>

Li, Z., Ling, J., Aute, V., & Vaillant, D. I. E. et al. ; H. B. P. L.-V. G. (2018). A review of two-phase heat transfer and pressure drop correlations for natural refrigerants in small diameter tubes. *13th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants: Natural Refrigerant Solutions for Warm Climate Countries, 2018-June*, 377–385. <https://doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1170>

Liebenberg, L., & Meyer, J.P. (2008). A review of flow pattern-based predictive correlations during refrigerant condensation in horizontally smooth and enhanced tubes. *Heat Transfer Engineering, 29*(1), 3–19. <https://doi.org/10.1080/01457630701677049>

Liebenberg, L., Bergles, A. E., & Meyer, J. P. (2000). A review of refrigerant condensation horizontal micro-fin tubes. *American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division (Publication) AES, 40*, 155–168. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0006978717&partnerID=40&md5=b1bf14982acfcbad402f2d1febc90f48>

- Lin, L., & Kedzierski, M.A. (2019). Review of low-GWP refrigerant pool boiling heat transfer on enhanced surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131, 1279–1303. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.142>
- Lin, X., Lee, H., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2015). A review of recent development in variable refrigerant flow systems. *Science and Technology for the Built Environment*, 21(7), 917–933. <https://doi.org/10.1080/23744731.2015.1071987>
- Liu, F. (2014). *Purdue e-Pubs Review on Ejector Efficiencies in Various Ejector Systems Review on Ejector Efficiencies in Various Ejector Systems*. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1533>
- Liu, F., & Moon, D. E. C. T. et al. ; G. J. C. Y. (2014). Review of AC, heat pump and refrigeration systems using natural refrigerants. En W. Hu & G. Zhao (Eds.), *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, GL 2014* (pp. 569–576). International Institute of Refrigeration. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84932122154&partnerID=40&md5=1cdd5c52c917ab557e714593ed672532>
- Llopis, R., Sánchez, D., & Cabello, R. (2017). Refrigerants for vapor compression refrigeration systems a review on natural and artificial heat transfer fluids. En *Advances in New Heat Transfer Fluids: From Numerical to Experimental Techniques* (pp. 463–522). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781315368184>
- Maina, P., & Huan, Z. (2015). A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology. *South African Journal of Science*, 111(9–10). <https://doi.org/10.17159/sajs.2015/20140258>
- Mardolcar, U. V, Santos, F. J. V, Nieto De Castro, C. A., & Society, I. D. and E. I. (2005). Dielectric properties of alternative refrigerants - A review. *2005 IEEE International Conference on Dielectric Liquids, ICDL 2005*, 433–436.

- <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-28444456001&partnerID=40&md5=06038556e01d53a594501fc5bbf38b09>
- Marsh, K. N., & Kandil, M. E. (2002). Review of thermodynamic properties of refrigerants + lubricant oils. *Fluid Phase Equilibria*, 199(1–2), 319–334. [https://doi.org/10.1016/S0378-3812\(02\)00025-0](https://doi.org/10.1016/S0378-3812(02)00025-0)
- Memmert. (2019). *Climate-friendly refrigerant CO2 (R744)*. <https://www.memmert.be/en/why-memmert/innovation-leader/climate-friendly-refrigerant-co2-r744/>.
- Mohanraj, M., Jayaraj, S., & Muraleedharan, C. (2009). Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants-A review. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 3(1), 108–119. <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2008.07.003>
- Mohanraj, M., Muraleedharan, C., & Jayaraj, S. (2011). A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units. *International Journal of Energy Research*, 35(8), 647–669. <https://doi.org/10.1002/er.1736>
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbri, J., Molés, F., Cervera, Á. B., Peris, B., & Verdú, G. (2016). A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations. *Applied Thermal Engineering*, 95, 211–222. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.055>
- Nilpueng, K., & Wongwises, S. (2012). Review on the experimental studies of refrigerant flow mechanisms inside short-tube orifices. *International Journal of Refrigeration*, 35(1), 27–35. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.09.011>
- Palm, B. (2008). Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems - A review. *International Journal of Refrigeration*, 31(4), 552–563. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.11.016>

Palm, B. (2011). *REFRIGERANTS OF THE FUTURE*.

Pardiñas, Á., Selvnes, H., Banasiak, K., & Hafner, A. (2023). Next generation of ejector-supported R744 booster systems for commercial refrigeration at all climates. *International Journal of Refrigeration*, 148, 168–178. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.10.027>

Patil, M. S., Kim, S. C., Seo, & Lee, M.-Y. (2016). Review of the thermo-physical properties and performance characteristics of a refrigeration system using refrigerant-based nanofluids. *Energies*, 9(1). <https://doi.org/10.3390/en9010022>

Plazas, J. P., Fnb, M., Pablo, J., & Monroy, P. (2012a). *LOS REFRIGERANTES Y EL MEDIO AMBIENTE*.

Plazas, J. P., Fnb, M., Pablo, J., & Monroy, P. (2012b). *PFC. Refrigerantes y el medio ambiente LOS REFRIGERANTES Y EL MEDIO AMBIENTE*.

Purohit, N., Gupta, D. K., & Dasgupta, M. S. (2017). Analyse énergétique et économique d'un système de surpression de CO2 transcritique pour produire du froid dans les climats chauds. *International Journal of Refrigeration*, 80, 182–196. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.023>

Rajamanickam, C. S., Tamil Selvan, P., & Samuel, A. A. (2018). Challenges of experimenting r1234yf refrigerant for automobile hvac system – A review. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 8(3), 1045–1056. <https://doi.org/10.24247/ijmperdjun2018110>

Rasti, M., & Jeong, J. H. (2017). Assessment of Dimensionless Correlations for Prediction of Refrigerant Mass Flow Rate Through Capillary Tubes - A Review. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 25(4). <https://doi.org/10.1142/S201013251730004X>

- Ray, M., & Bhaumik, S. (2017). Review of nucleate pool boiling heat transfer using refrigerant. *International Journal of Applied Engineering Research*, 12(7), 1156–1165. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85018688050&partnerID=40&md5=146b2cd211a720e65e1d51d72256218c>
- Redhwan, A. A. M., Azmi, W. H., Sharif, M. Z., & Mamat, R. (2016). Development of nanorefrigerants for various types of refrigerant based: A comprehensive review on performance. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 76, 285–293. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.06.007>
- Reyes-gavilán, J., Eckard, A., Flak, T., & Tritcak, T. (1996). A review of lubrication and performance issues in refrigeration systems using an HFC (R-134a) refrigerant. *Lubrication Engineering*, 52(4), 317–322. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0030111783&partnerID=40&md5=a23df357e2d5d4836db7506884b6f5d2>
- Righetti, G., Zilio, C., Mancin, S., & Longo, G. A. (2016). A review on in-tube two-phase heat transfer of hydro-fluoro-olefines refrigerants. *Science and Technology for the Built Environment*, 22(8), 1191–1225. <https://doi.org/10.1080/23744731.2016.1229528>
- Saidur, R., Kazi, S. N., Hossain, M. S., Rahman, M. M., & Mohammed, H. A. (2011). A review on the performance of nanoparticles suspended with refrigerants and lubricating oils in refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(1), 310–323. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.08.018>
- Saidur, R., Kazi, S. N., Hossain, M. S., Rahman, M. M., & Mohammed, H. A. (2018). Corrigendum to “A review on the performance of nanoparticles suspended with refrigerants and lubricating oils in refrigeration systems” [Renewable and Sustainable

- Energy Reviews, 15 (1), 2011, pp. 310–323](S1364032110002704)(10.1016/j.rser.2010.08.018). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 84, 170–171. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.01.004>
- Sánchez, A. (2018). *Refrigeración con CO2 en aplicaciones comerciales*.
- Sánchez, D., Llopis, R., Andrés, L. N., & Cabello, R. (2017). *EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE SISTEMAS BOOSTER CON CO 2*. [www.atecyr.orgwww.fenercom.com](http://www.atecyr.orgwww.fenercom.com)
- Sánchez, D., Llopis, R., Andrés, L. N., & Cabello, R. (s/f). *EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE SISTEMAS BOOSTER CON CO2*. Recuperado [www.atecyr.orgwww.fenercom.com](http://www.atecyr.orgwww.fenercom.com)
- Sandler, S., Zajaczkowski, B., & Krolicki, Z. (2018). Review on flow boiling of refrigerants R236fa and R245fa in mini and micro channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 591–617. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.048>
- Sanguinetti, E. (2020). *CO2 subcrítico y transcrito*. <https://www.acrlatinoamerica.com/mas-a-fondo/refrigeracion-comercial-e-industrial/8825-co2-subcritico-y-transcritico.html>.
- Sarbu, I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 46, 123–141. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.023>
- Sawalha, S. (2008). Theoretical evaluation of trans-critical CO2 systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions. *International Journal of Refrigeration*, 31(3), 525–534. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.018>
- Sengupta, A., & Sankar Dasgupta, M. (2023). Energy and advanced exergoeconomic analysis of a novel ejector-based CO2 refrigeration system and its optimization for supermarket

- application in warm climates. *Thermal Science and Engineering Progress*, 44. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.102056>
- Shen, B., & Groll, E. A. (2005a). Review article: A critical review of the influence of lubricants on the heat transfer and pressure drop of refrigerants, part 1: Lubricant influence on pool and flow boiling. *HVAC and R Research*, 11(3), 341–359. <https://doi.org/10.1080/10789669.2005.10391142>
- Shen, B., & Groll, E. A. (2005b). Review article: A critical review of the influence of lubricants on the heat transfer and pressure drop of refrigerants—part II: Lubricant influence on condensation and pressure drop. *HVAC and R Research*, 11(4), 511–526. <https://doi.org/10.1080/10789669.2005.10391152>
- Shon, B. H., Jeon, S. W., Kim, Y., & Kang, Y. T. (2016). Review: Condensation and Evaporation Characteristics of Low GWP Refrigerants in Plate Heat Exchangers. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 24(2). <https://doi.org/10.1142/S2010132516300044>
- Shon, B., Kang, Y. T., Kim, Y., & Taiwan, D. D. et al. ; F. I. T. R. I. I. C. A. (2016). A review; characteristics of condensation heat transfer and pressure drop in heat exchangers applying low GWP refrigerants. *8th Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, ACRA 2016*. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84988967211&partnerID=40&md5=c85c46df1eeffdcf8553f620c5d323f8>
- Singh, S., Maiya, P. M., Hafner, A., Banasiak, K., & Neksa, P. (2020). Energy efficient multiejector CO2 cooling system for high ambient temperature. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100590>

- Song, Q., Zhang, J.-P., Zhao, Z., Luo, J.-L., Wang, Q., & Chen, G.-M. (2019). Development of natural gas liquefaction processes using mixed refrigerants: a review of featured process configurations and performance. *Journal of Zhejiang University: Science A*, 20(10), 727–780. <https://doi.org/10.1631/jzus.A1900143>
- Söylemez, E., Hafner, A., Schlemminger, C., Kriezi, E. E., & Khorshidi, V. (2022). The Performance Analysis of an Integrated CO<sub>2</sub> Refrigeration System with Multi-Ejectors Installed in a Supermarket. *Energies*, 15(9). <https://doi.org/10.3390/en15093142>
- Sruthi Emani, M., & Kumar Mandal, B. (2018). The Use of Natural Refrigerants in Refrigeration and Air Conditioning Systems: A Review. *1st International Conference on Mechanical, Materials and Renewable Energy, ICMMRE 2017*, 377(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/377/1/012064>
- Stoecker, W. F., Jones, J. W., & Hara, S. (2018). *Refrigeration and air conditioning*. McGraw-Hill.
- Sumeru, K., Nasution, H., & Ani, F. N. (2012). A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. *En Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 16, Número 7, pp. 4927–4937). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.058>
- Tang, S. H., Chng, M. H., & Chin, W. M. (2014). A review of refrigerant maldistribution. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 10(1), 1935–1944. <https://doi.org/10.15282/ijame.10.2014.11.0162>
- TERMODINÁMICA 7ma edición ( PDFDrive ).* (s/f).
- Toffoletti, G., Sicco, E., Cortella, G., & Agaro, P. D. ' . (2024a). *Evaluating the use of CO<sub>2</sub>-Hydrocarbon blends as working fluids in high temperature heat pumps*. <https://doi.org/10.18462/iir.gl2024.1197>

- Toffoletti, G., Sicco, E., Cortella, G., & Agaro, P. D. (2024b). *Evaluating the use of CO<sub>2</sub>-Hydrocarbon blends as working fluids in high temperature heat pumps*. <https://doi.org/10.18462/iir.gl2024.1197>
- 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>
- Turaga, M., & Guy, R. W. (1985). Refrigerant side heat transfer and pressure drop estimates for direct expansion coils. A review of works in North American use. *International Journal of Refrigeration*, 8(3), 134–142. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(85\)90152-5](https://doi.org/10.1016/0140-7007(85)90152-5)
- Vergara Teran, E.; Aranda Gil, G.A.; D., & Fuentes Díaz, D.A. Tecnología Energética, C. (2024). *Evaluación Técnica y Ambiental de Sistemas de Refrigeración por Compresión Mecánica Tipo Booster Utilizando CO<sub>2</sub> como Refrigerante Natural en la Ciudad de Bucaramanga*.
- Vergara-Teran, D., Aranda-Gil, G., & Amaris, C. (2024). Technical and Environmental Evaluation of CO<sub>2</sub>-based Booster Refrigeration Systems. *Revista UIS Ingenierías*, 23(3). <https://doi.org/10.18273/revuin.v23n3-2024009>
- Vergara-Teran, D.; Aranda-Gil, G. & Amaris, C. (2024). *Evaluación técnica y ambiental de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster utilizando co<sub>2</sub> como refrigerante*.
- Vidan-Falomir, F., Larrondo-Sancho, R., Sánchez, D., & Cabello, R. (2024). *Experimental comparison of CO<sub>2</sub> and alternative CO<sub>2</sub>/R1270 mixtures in a transcritical refrigerating plant. Energy evaluation in an MT application*. <https://doi.org/10.18462/iir.gl2024.1107>

- Wan, H., Cao, T., Hwang, Y., & Oh, S. (2020). A review of recent advancements of variable refrigerant flow air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 169. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114893>
- Wang, C.-C., Hafner, A., Kuo, C.-S., & Hsieh, W.-D. (2014). Influence of lubricant on the nucleate boiling heat transfer performance of refrigerant - A review. *Heat Transfer Engineering*, 35(6–8), 651–663. <https://doi.org/10.1080/01457632.2013.837704>
- Winkler, J., Killion, J., Garimella, S., & Fronk, B. M. (2012). Void fractions for condensing refrigerant flow in small channels: Part i literature review. *International Journal of Refrigeration*, 35(2), 219–245. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.09.013>
- Xu, X., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2011). Refrigerant injection for heat pumping/air conditioning systems: Literature review and challenges discussions. *International Journal of Refrigeration*, 34(2), 402–415. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.09.015>
- Yang, S., Zhou, S., Zhang, Y., & Hua, Y. (2019). Review on refrigerant for direct-cooling thermal management system of lithium-ion battery for electric vehicles. *Beijing Hangkong Hangtian Daxue Xuebao/Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 45(11), 2123–2132. <https://doi.org/10.13700/j.bh.1001-5965.2019.0115>
- Zhang, G., Xiao, H., Zhang, P., Wang, B., Li, X., Shi, W., & Cao, Y. (2019). Review on recent developments of variable refrigerant flow systems since 2015. *Energy and Buildings*, 198, 444–466. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.06.032>
- Zhang, J.-X., Zeng, H., Yue, M., & Niu, P.-L. (2006). Review on research and development of Gd<sub>5</sub>(SixGe<sub>1-x</sub>)<sub>4</sub> magnetic refrigerant materials. *Beijing Gongye Daxue Xuebao / Journal of Beijing University of Technology*, 32(3), 223–228.

<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0->

33744779405&partnerID=40&md5=99a70f24121d3eff356e652d6a3fe71d