

Análisis Energético, Exergético y Ambiental de un Sistema de Refrigeración Booster con R744 (CO<sub>2</sub>) Basado en Eyector con Recuperación de Calor Interna Integrado con un Sistema Rankine Orgánico para Cadenas de Supermercados

Diego Alejandro Domínguez García

Sergio Felipe Mora Roa

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director:

Carlos Fidel Amaris Castilla

PhD. Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios

Universidad Industrial de Santander  
Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas  
Escuela de Ingeniería Mecánica  
Bucaramanga

2025

### **Dedicatoria**

Dedico este proyecto, en primer lugar, a Dios, por ser la fuente de sabiduría, fortaleza y guía en cada etapa de este camino. Su presencia me sostuvo en los momentos de incertidumbre y me impulsó a continuar cuando las fuerzas flaqueaban.

A mi madre, por su amor inmenso y la fe inquebrantable que siempre ha depositado en mí. Por brindarme un apoyo constante, ilimitado e incondicional; por su admirable fortaleza para salir adelante a pesar de las adversidades, y por formarme con principios, valores y la convicción de ser un hombre de bien.

A mí mismo, por no rendirme ante las dificultades, por aprender de los errores y por mantenerme firme en mis objetivos. Este trabajo representa también un testimonio de mi crecimiento personal, académico y profesional.

De igual manera quiero agradecer a mis hermanos y seres queridos, por estar presentes a lo largo de este proceso con palabras de aliento, gestos de cariño y compañía sincera. Gracias por creer en mí, por celebrar cada logro y por brindarme apoyo en los momentos más desafiantes. Su presencia ha sido clave para llegar hasta aquí.

Por último, quiero agradecer a mi compañero Sergio Roa por su apoyo constante, compañerismo y buena disposición durante toda la carrera. Su amistad hizo este camino más enriquecedor y valioso.

***Diego Alejandro Domínguez García***

Este trabajo está dedicado con especial cariño y respeto a la memoria de Alejandra Guzmán, nuestra compañera desde los inicios de la vida universitaria. Desde aquellos primeros días, Alejandra fue una voz de ánimo constante.

Este proyecto es el reflejo de un largo camino recorrido, y lo dedico con profundo agradecimiento y afecto a quienes han sido parte esencial de él. A Dios, por ser mi guía en los momentos de incertidumbre, por concederme la serenidad para enfrentar los retos y la claridad para avanzar. Su presencia ha sido un pilar silencioso pero constante, recordándome que incluso en los días más difíciles, no he estado solo.

A mi familia, que ha sido siempre el cimiento sobre el cual construyo mis metas. A mi Tita, por su confianza inquebrantable, sus palabras sabias y su cariño constante que han sido bálsamo y brújula en mi vida. A mi papá, por su ejemplo firme, su compañía serena y el apoyo que nunca ha escatimado. A mi mamá, por su entrega, su fe absoluta en mí y por enseñarme que la constancia y el amor sincero abren caminos que parecen imposibles. A cada uno de ellos, gracias por creer en mí, por celebrar cada paso, por sostenerme sin condiciones, y por brindarme el tipo de amor que da fuerza sin exigir nada a cambio. Su confianza, sus consejos y su ejemplo me han formado mucho más allá de lo académico.

A mi director de trabajo de grado, el profesor Carlos Fidel Amaris, por su compromiso, por compartir su experiencia y conocimientos con generosidad, y por su disposición constante para guiarme en este proceso.

Por último, a Alejandro Domínguez, quien fue mi compañero y amigo desde el inicio de esta carrera, le agradezco por su presencia constante, por compartir conmigo tantos momentos de aprendizaje, esfuerzo y también de risa. Su compañerismo, apoyo incondicional y la confianza mutua que construimos durante todos estos años fueron fundamentales para hacer de este camino una experiencia más llevadera, enriquecedora y valiosa. Así mismo, a Luna Luengas quien siempre estuvo motivándome, apoyándome y aconsejándome en cada momento de mi carrera haciendo una diferencia significativa en mi formación.

***Sergio Felipe Mora Roa (RR)***

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
1. Planteamiento del Problema .....	11
2. Objetivos .....	13
2.1. Objetivo General.....	13
2.2. Objetivos Específicos .....	13
3. Marco Teórico.....	14
3.1. Marco Conceptual .....	14
3.1.1. R744 (Dióxido De Carbono) .....	14
3.1.2. Sistema de Refrigeración Booster.....	15
3.1.3. Eyector .....	17
3.1.4. Ciclo Rankine Orgánico .....	18
3.1.5. Refrigerantes Orgánicos.....	19
3.1.6. Rendimiento Energético.....	20
3.1.7. Rendimiento Exergético.....	21
3.1.8. Impacto Total Equivalente Sobre el Calentamiento Atmosférico (TEWI): .....	21
3.1.9. Rendimiento Climático del Ciclo de Vida (LCCP): .....	22
3.1.10. Componentes Característicos del Sistema de Refrigeración Booster Basado en Eyector .....	22
3.1.11. Componentes Característicos del Sistema de Refrigeración Booster Basado en Eyector .....	27
3.1.12. Antecedentes .....	29
4. Metodología.....	34
4.1. Población.....	34
4.2. Características de la Investigación .....	34
4.2.1. Propiedades del Refrigerante.....	34
4.2.1.1. Propiedades del R744 (CO <sub>2</sub> ).....	34
4.2.1.2. Propiedades del R601a (Isopentano) .....	35
4.3. Descripción de la Configuración en Estudio.....	36
4.3.1. Esquema del Sistema .....	37
4.3.2. Funcionamiento del Sistema .....	38
4.3.2.1. Sistema de Refrigeración Booster con Eyector (SOLO REF).....	38
4.3.2.2. Ciclo Rankine Orgánico (ORC).....	41
4.4. Condiciones y Consideraciones Operacionales.....	42

4.5.	Balances de Energía y Masa.....	45
4.6.	Balances de Exergía.....	48
4.7.	Condiciones de Salida del Gas Cooler (Punto 3) .....	49
4.8.	Modelo Matemático del Eyector .....	50
4.9.	Evaluación del Impacto Ambiental.....	51
4.9.1.	Evaluación del TEWI.....	51
4.9.2.	Evaluación del LCCP.....	54
5.	Resultados y Discusión .....	55
5.1.	Análisis Energético .....	55
5.1.1.	Efecto de la presión de alta (punto 17 del ORC) en el rendimiento del sistema. . .....	57
5.1.2.	Efecto de la efectividad del intercambiador de calor interno en el rendimiento del sistema REF+ORC.....	59
5.1.3.	Efecto de la efectividad del eyector en el rendimiento del sistema REF +ORC... .....	62
5.1.4.	Efecto de la temperatura ambiente en el rendimiento del sistema.....	64
5.1.5.	Consumo energético de los sistemas.....	72
5.2.	Análisis exergético .....	76
5.2.1.	Efecto de la temperatura ambiente en la destrucción de exergía.....	76
5.3.	Impacto ambiental .....	79
5.3.1.	TEWI (Total Equivalent Warming Impact).....	79
5.3.2.	LCCP (Life Cycle Climate Performance) .....	81
6.	Conclusiones.....	83
7.	Recomendaciones o Trabajos Futuros.....	86

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
<b>Figura 1:</b> Sistema de Refrigeración Booster .....	16
<b>Figura 2:</b> Eyector .....	18
<b>Figura 3:</b> Ciclo Rankine Orgánico (ORC) .....	19
<b>Figura 4:</b> Compresor Hermético .....	23
<b>Figura 5:</b> Gas Cooler .....	24
<b>Figura 6:</b> Intercambiador de Calor.....	24
<b>Figura 7:</b> Válvula de Expansión.....	25
<b>Figura 8:</b> Separador de Fluido .....	26
<b>Figura 9:</b> Turbina .....	27
<b>Figura 10:</b> Bomba .....	28
<b>Figura 11:</b> Esquema del Sistema de Refrigeración Booster con Eyector e Integrado con ORC .....	38; <b>Error! Marcador no definido.</b>
<b>Figura 12:</b> COP (coeficiente de rendimiento) del sistema REF+ORC vs Presión de alta en el ORC (punto 17).....	57
<b>Figura 13:</b> Potencia neta consumida y generada del sistema REF+ORC vs Presión de alta en el ORC (punto 17).....	58
<b>Figura 14:</b> COP (coeficiente de rendimiento) del sistema REF+ORC vs Efectividad del intercambiador de calor interno. ....	59
<b>Figura 15:</b> Potencia neta consumida y generada del sistema REF+ORC vs Efectividad del intercambiador de calor interno. ....	61
<b>Figura 16:</b> COP (coeficiente de rendimiento) del sistema REF+ORC vs Efectividad del eyector. ....	62
<b>Figura 17:</b> Potencia neta consumida y generada del sistema REF+ORC vs Efectividad del eyector. ....	63
<b>Figura 18:</b> Potencia consumida y generada por el sistema REF+ORC vs Temperatura ambiente. ....	64
<b>Figura 19:</b> Potencia consumida por el sistema SOLO REF vs Temperatura ambiente. ....	66
<b>Figura 20:</b> COP (coeficiente de rendimiento) de los sistemas SOLO REF y REF+ORC vs Temperatura ambiente. ....	68
<b>Figura 21:</b> Flujos de calor (Gas cooler, intercambiador y condensador) de los sistemas SOLO REF y REF+ORC vs Temperatura ambiente.....	70
<b>Figura 22:</b> Destrucción de exergía del sistema REF+ORC vs Temperatura ambiente. ....	76
<b>Figura 23:</b> Destrucción de exergía del sistema SOLO REF vs Temperatura ambiente. ....	78
<b>Figura 24:</b> TEWI (Total Equivalent Warming Impact) de cada Configuración. ....	79
<b>Figura 25:</b> LCCP (Life Cycle Climate Performance) para cada configuración .....	81

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 1:</b> Propiedades Termodinámicas del R744.....	35
<b>Tabla 2:</b> Propiedades Termodinámicas del R601a.....	36
<b>Tabla 3:</b> Parámetros de Entrada de la Simulación.....	43
<b>Tabla 4:</b> Parámetros Complementarios Considerados Inicialmente.....	44
<b>Tabla 5:</b> Modelos de Eficiencia Global.....	45
<b>Tabla 6:</b> Balance de Energía y Masa en el Sistema de Refrigeración Booster.....	46
<b>Tabla 7:</b> Balance de Energía y Masa en el Ciclo Rankine Orgánico.....	47
<b>Tabla 8:</b> Balances de Exergía del Sistema.....	48
<b>Tabla 9:</b> Temperatura del Refrigerante R744 a la Salida del Gas Cooler/Condensador.....	49
<b>Tabla 10:</b> Presión del Refrigerante R744 a la Salida del Gas Cooler/Condensador.....	49
<b>Tabla 11:</b> Expresiones para el Cálculo del TEWI y su Tipo de Emisión.....	53
<b>Tabla 12:</b> Tabla paramétrica del modelo para la presión ( $P_{17}$ ).....	56
<b>Tabla 13:</b> Consumo de energía para cada componente del sistema REF+ORC y adicionales vs Temperatura ambiente.....	72
<b>Tabla 14:</b> Consumo de energía para cada componente del sistema SOLO REF y adicionales vs Temperatura ambiente.....	73
<b>Tabla 15:</b> Consumo neto de energía para cada configuración vs Temperatura ambiente.....	75

### Resumen

**Título:** Análisis Energético, Exergético y Ambiental de un Sistema de Refrigeración Booster con R744 (Co<sub>2</sub>) Basado en Eyector con Recuperación de Calor Interna Integrado con un Sistema Rankine Orgánico para Cadenas de Supermercados.

**Autor:** Diego Alejandro Dominguez García y Sergio Felipe Mora Roa

**Palabras Clave:** Sistema de refrigeración tipo booster, eyector, ciclo Rankine orgánico, dióxido de carbono, impacto ambiental.

**Descripción:** La creciente presión legislativa para mitigar el cambio climático ha promovido la adopción de tecnologías de refrigeración más sostenibles, como los sistemas basados en CO<sub>2</sub> (R-744). La investigación de estas soluciones resulta esencial para reducir el impacto ambiental del sector, mejorar la eficiencia energética y avanzar hacia una economía circular. En este estudio, se evalúa el rendimiento energético, exergético y ambiental de un sistema de refrigeración tipo booster con CO<sub>2</sub> (R-744), basado en eyector e integrado con un ciclo Rankine orgánico. El análisis se realiza considerando condiciones climáticas de Bucaramanga y una capacidad de enfriamiento total de 80 kW. Para ello, se desarrollaron modelos termodinámicos detallados para dos configuraciones: una que integra el ciclo Rankine orgánico con recuperación de calor interna (REF+ORC) y otra correspondiente al sistema booster basado en eyector, sin dicha integración (SOLO REF). El análisis comparativo muestra que el sistema con integración ORC presenta un mejor desempeño global a temperaturas inferiores a 25 °C, lo que lo hace inviable para Bucaramanga, pero adecuado para ciudades con climas más fríos. La incorporación de un eyector de alta efectividad representa un incremento de 22.3% en el rendimiento global del sistema (COP) debido a que reduce el consumo del compresor de media temperatura, sin afectar la cogeneración del ORC. Aunque la integración del ORC implica ciertos consumos auxiliares, el análisis exergético evidenció una mayor efectividad global del sistema al reducir pérdidas irreversibles. En el análisis ambiental no se evidencian diferencias significativas (<1%) entre los resultados del TEWI y del LCCP. Esto se debe a que la mayor parte de las emisiones del sistema se generan durante la fase operativa, mientras que las emisiones embebidas incluidas en el LCCP representan una fracción mínima del total. En consecuencia, el TEWI se consolida como una métrica suficiente y representativa para evaluar el desempeño ambiental del sistema.

\*Trabajo de Grado

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

**Abstract**

**Title:** Energy, Exergy, and Environmental Analysis of a Booster Refrigeration System with R744 (CO<sub>2</sub>) Based on an Ejector with Internal Heat Recovery Integrated with an Organic Rankine Cycle for Supermarket Chains.

**Author(s):** Diego Alejandro Dominguez García y Sergio Felipe Mora Roa

**Key Words:** Booster refrigeration system, ejector, organic Rankine cycle, carbon dioxide, environmental impact.

**Description:** The growing legislative pressure to mitigate climate change has encouraged the adoption of more sustainable refrigeration technologies, such as CO<sub>2</sub> (R-744)-based systems. Research on these solutions is essential to reducing the environmental impact of the sector, improving energy efficiency, and advancing toward a circular economy. In this study, the energy, exergy, and environmental performance of a CO<sub>2</sub> (R-744) booster refrigeration system, based on an ejector and integrated with an Organic Rankine Cycle (ORC), is evaluated. The analysis is conducted under the climatic conditions of Bucaramanga, with a total cooling capacity of 80 kW. To this end, detailed thermodynamic models were developed for two configurations: one integrating the Organic Rankine Cycle with internal heat recovery (REF+ORC), and another corresponding to the ejector-based booster system without such integration (REF ONLY). The comparative analysis shows that the ORC-integrated system performs better at ambient temperatures below 25 °C, making it unfeasible for Bucaramanga but suitable for cities with colder climates. The incorporation of a high-effectiveness ejector represents a 22.3% increase in the overall system performance (COP), as it reduces the medium-temperature compressor consumption without affecting ORC cogeneration. Although ORC integration involves certain auxiliary consumptions, the exergy analysis revealed greater overall system effectiveness by reducing irreversible losses. The environmental assessment did not show significant differences (<1%) between the TEWI and LCCP results. This is explained by the fact that most system-related emissions occur during the operational phase, while the embedded emissions included in the LCCP account for only a minimal fraction of the total. Consequently, TEWI is consolidated as a sufficient and representative metric for assessing the environmental performance of the system.

\*Degree Work

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

## INTRODUCCIÓN

El dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) ha sido históricamente asociado con el cambio climático como uno de los principales gases de efecto invernadero. Sin embargo, esta misma sustancia posee un gran potencial para convertirse en una solución clave en la mitigación del calentamiento global, especialmente cuando se utiliza como refrigerante en sistemas de refrigeración sostenibles. Los sistemas que emplean CO<sub>2</sub> ofrecen ventajas significativas, como la posibilidad de operar con evaporadores inundados apoyados por tecnología de eyectores, lo que permite mejorar la eficiencia térmica del sistema reduciendo las diferencias de temperatura requeridas para el enfriamiento.

El refrigerante R744 (CO<sub>2</sub>) es altamente versátil y puede ser utilizado en diversas aplicaciones, tanto industriales como comerciales y residenciales. Entre sus usos más destacados se encuentran los sistemas de aire acondicionado en vehículos, vitrinas refrigeradas en supermercados y sistemas de climatización doméstica. Gracias a sus propiedades termodinámicas, el CO<sub>2</sub> ofrece una alta capacidad de refrigeración, lo que lo convierte en una alternativa energética eficiente, particularmente en configuraciones en cascada o transcíticas.

Los sistemas de refrigeración son de vital importancia en la industria alimentaria, ya que garantizan la calidad y seguridad de los productos perecederos como carnes, lácteos, frutas, verduras y productos congelados. Estos sistemas permiten mantener las temperaturas adecuadas durante el almacenamiento y transporte, lo que evita la proliferación de microorganismos y prolonga la vida útil de los alimentos, preservando sus propiedades organolépticas y nutricionales. Para lograr esta función, los sistemas utilizan sustancias refrigerantes que permiten la transferencia eficiente de calor; sin embargo, muchos de estos compuestos han resultado ser altamente contaminantes.

Frente a este contexto, surge la necesidad de investigar, evaluar y proponer soluciones innovadoras que se alineen con las regulaciones actuales y que puedan ser implementadas eficientemente en distintas regiones del mundo. Tal es el caso de los sistemas de refrigeración tipo booster con CO<sub>2</sub>, que han demostrado un desempeño sobresaliente en países europeos con más de 26.000 instalaciones transcíticas en operación. No obstante, en Colombia, esta tecnología aún se encuentra en etapa incipiente, con menos de una docena de unidades instaladas. Esta realidad evidencia la urgencia de analizar la viabilidad técnica, energética y ambiental de estos sistemas en el contexto colombiano, con el fin de facilitar su adopción a gran escala.

## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

“El dióxido de carbono suele ser considerado el villano en los debates sobre el cambio climático. Sin embargo, esa misma sustancia, junto con otros fluidos naturales, tiene el potencial de reducir más emisiones que cualquier otra tecnología de mitigación del cambio climático. Los sistemas de CO<sub>2</sub> ofrecen la ventaja de permitir evaporadores inundados respaldados con tecnología de eyectores adaptada que ofrece un alto rendimiento del sistema con bajas diferencias de temperatura”. (SINTEF, 2020)

El R744 (CO<sub>2</sub>) es un refrigerante versátil que se puede utilizar en una amplia variedad de aplicaciones, que pueden ser o no industriales. Entre sus usos destacan los sistemas de aire acondicionado de automóviles (MAC) y otros vehículos, los lineales refrigerados en supermercados y las instalaciones residenciales climatizadas, entre otros. Gracias a sus características termodinámicas, el CO<sub>2</sub> ofrece una elevada capacidad de refrigeración, lo que lo convierte en una opción energética óptima, especialmente en sistemas en cascada o transcíticos.

En el ciclo Rankine orgánico (ORC) habitual una fuente de energía térmica alimenta a un evaporador, que acciona un expansor o «compresor inverso», el cual, a su vez, genera la electricidad. La fuente de calor puede ser natural, como en el caso de la energía geotérmica, o calor residual proveniente de cualquier fuente industrial. De esta manera, el diseño del ORC permite aprovechar de manera sostenible la energía en forma de calor existente que de otro modo se perdería en la atmósfera. El sistema Rankine orgánico es un ciclo que puede incorporar el CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo y puede incorporarse en cadenas de supermercados aprovechando el calor residual que se disipa por las unidades condensadoras.

El uso de estos sistemas de refrigeración en las cadenas de supermercados es fundamental debido a que gran parte de sus productos necesitan mantenerse a bajas temperaturas. En Europa han optado por el desarrollo y la incorporación del CO<sub>2</sub> en sistemas transcritos y subcríticos, llegando a instalar 40.000 unidades para el 2021 (COFRICO, 2022). Sin embargo, es una tecnología que no ha sido desarrollada a gran escala en Colombia, por ende, la importancia del análisis del sistema de refrigeración booster con R744 (CO<sub>2</sub>) basado en un eyector integrado al igual que su impacto ambiental. Por otra parte, la integración de un sistema Rankine orgánico al sistema de refrigeración, permitiría aprovechar el calor residual del sistema de refrigeración para la producción de energía eléctrica.

¿Cuál es el potencial energético, exergético e impacto ambiental del uso de un sistema de refrigeración booster con R744 (CO<sub>2</sub>) basado en eyector, integrado con un sistema Rankine orgánico, para cadenas de supermercados en la ciudad de Bucaramanga Santander?

## 2. OBJETIVOS

### 2.1. Objetivo General

Evaluar el rendimiento energético y exergético e impacto ambiental de un sistema de refrigeración booster con R744 (CO<sub>2</sub>) basado en un eyector, con recuperación de calor interna, integrado con un sistema Rankine orgánico, usado para la conservación de productos alimenticios en cadenas de supermercados. Esto se realizará de la mano con la misión de la Universidad Industrial de Santander enfocándose en la ética, innovación y desarrollo tecnológico.

### 2.2. Objetivos Específicos

- Desarrollar un modelo termodinámico para la evaluación del rendimiento energético y exergético de un sistema de refrigeración booster con R744 (CO<sub>2</sub>) basado en un eyector con recuperación de calor interna integrado con un sistema Rankine orgánico, considerando una carga térmica total de 80 kW.
- Estimar el rendimiento energético del sistema de refrigeración booster con R744 (CO<sub>2</sub>) basado en un eyector con recuperación de calor interna integrado con un sistema Rankine orgánico para la conservación de alimentos, considerando las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga.
- Evaluar el rendimiento exergético del sistema de refrigeración booster con R744 (CO<sub>2</sub>) basado en un eyector con recuperación de calor interna integrado con un sistema Rankine orgánico para identificar los componentes de mayor irreversibilidad a las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga.
- Comparar el impacto ambiental de la configuración en estudio mediante los indicadores de Impacto Total Equivalente sobre el Calentamiento Atmosférico (TEWI) y Rendimiento Climático del Ciclo de Vida (LCCP).

### 3. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presentan los conceptos teóricos fundamentales, así como los antecedentes bibliográficos que sirven de base para el desarrollo del proyecto de grado. Se abordan las principales investigaciones, enfoques y postulados relevantes en la materia, con el propósito de proporcionar un marco de referencia sólido que sustente la metodología y los objetivos del estudio.

#### 3.1. Marco Conceptual

El apartado del marco conceptual de este proyecto presentado a continuación tiene como objetivo proporcionar una base teórica sólida sobre conceptos que orientan la investigación y el análisis del sistema.

##### 3.1.1. R744 (*Dióxido De Carbono*)

Los cambios en la legislación, para contener el efecto invernadero e intentar frenar el aumento de las temperaturas, están conduciendo a la introducción de nuevos sistemas de refrigeración a base de CO<sub>2</sub> (R-744) más atractivos desde el punto de vista del **impacto medioambiental**. (Air Liquide, n.d.)

El R744 utilizado como refrigerante, se destaca por sus propiedades termodinámicas excepcionales, que lo convierten en una **opción ideal para aplicaciones de refrigeración**. En su estado supercrítico, el CO<sub>2</sub> presenta una alta densidad y un punto crítico de 31.1°C y 72.9 Bar, lo que optimiza la transferencia de calor y mejora la eficiencia energética de los sistemas. Además, el R744 ofrece una ventaja innovadora en su **compatibilidad con sistemas de refrigeración de baja potencia y fuentes de energía renovable**. Gracias a su capacidad para operar a presiones relativamente bajas, es posible integrar tecnologías como paneles solares o aerogeneradores para alimentar estos sistemas de manera sostenible.

El refrigerante **R744 (CO<sub>2</sub>)** se perfila como una solución clave para la industria de la refrigeración en los próximos años, alineándose con los principios de la **economía circular** y la sostenibilidad. Su facilidad de **recuperación y reutilización** reduce la necesidad de producir nuevos refrigerantes y minimiza la emisión de gases de efecto invernadero. Además, su compatibilidad con **energías renovables** como la solar y eólica permite la implementación de sistemas de refrigeración sostenibles y descentralizados, disminuyendo la dependencia de fuentes tradicionales de energía. También destaca su potencial en la **captura y almacenamiento de carbono (CAC)**, contribuyendo activamente a la reducción de emisiones industriales. En el sector agroalimentario, el **R744 mejora la conservación de productos agrícolas**, reduciendo el desperdicio de alimentos y garantizando su disponibilidad a lo largo del año. Con estos avances, el **CO<sub>2</sub> como refrigerante** no solo optimiza la eficiencia energética, sino que también impulsa la transición hacia un futuro más ecológico y responsable. (Intarcon, 2023b)

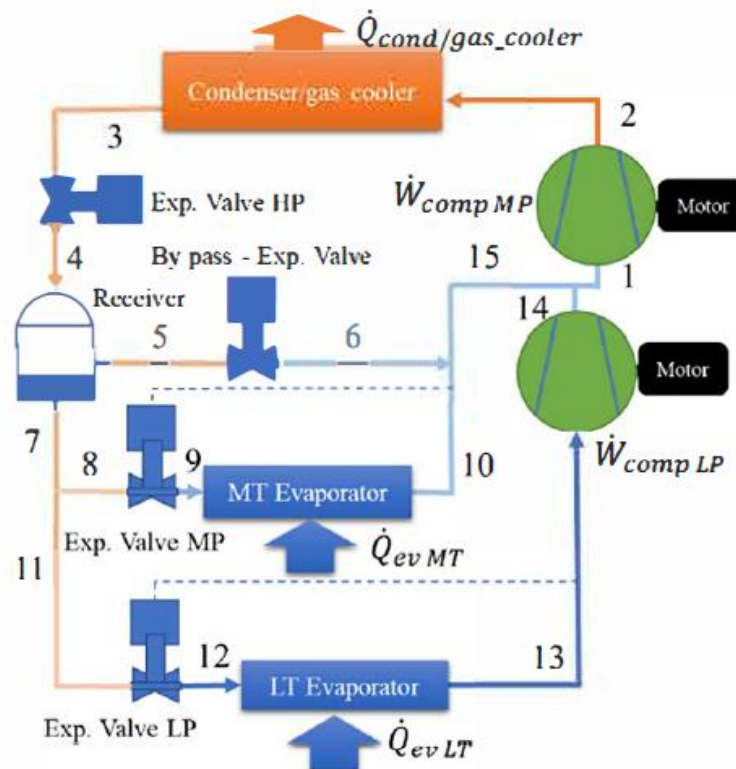
### ***3.1.2. Sistema de Refrigeración Booster***

El ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor es el más utilizado y el más adecuado para la mayor parte de las aplicaciones de refrigeración. No obstante, en aplicaciones a gran escala, la eficiencia es más importante que la simplicidad. Por lo tanto, surgió la necesidad de modificar el ciclo básico con el objetivo de maximizar la eficiencia. Es aquí donde surgen los sistemas de refrigeración tipo booster como una de las alternativas que modifican el ciclo básico para aumentar el rendimiento, en especial de los sistemas de refrigeración que utilizan R744 como refrigerante, debido a las altas relaciones de presión.

Tal como se aprecia en la figura 1, los sistemas de refrigeración tipo booster son aquellos que utilizan un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, pero en lugar de utilizar un solo compresor para todo el ciclo, utilizan dos compresores: uno de baja presión y otro de alta presión. (Catalán-Gil et al., n.d.)

**Figura 1**

Sistema de Refrigeración Booster



**Nota:** Tomado de Evaluación Técnica y Ambiental de Sistemas de Refrigeración Tipo Booster con CO<sub>2</sub> (p.102). Vergara et al. 2024. Revistas UIS Ingenierías, 23 (3).

El compresor de la zona de alta presión comprime el refrigerante aumentando su presión para luego ser dirigido al gas cooler, donde intercambia calor con el medio circundante. El refrigerante se condensará o no, dependiendo de la temperatura ambiente, concretamente, si el sistema se encuentra instalado en países del norte de Europa como Reino Unido, Suecia, Dinamarca, Alemania y Suiza, donde la temperatura promedio anual es baja, el sistema trabajará en régimen subcrítico, presentando un rendimiento apropiado. (García, 2017)

De lo contrario, si la temperatura ambiente es elevada, es posible que el sistema trabaje en régimen transcrito, y su rendimiento se verá fuertemente penalizado. Además, entre mayor sea la diferencia entre la presión en el evaporador de media temperatura y la presión a la salida

del compresor de alta presión, la relación de presión aumentará, por lo que la eficiencia del compresor disminuye, y, por ende, se afecta el rendimiento general del sistema.

El principal problema de los sistemas de refrigeración tipo booster básico que utilizan CO<sub>2</sub> es el bajo COP frente a los refrigerantes convencionales. Como se explicó anteriormente, este problema se agrava a medida que la temperatura del ambiente se eleva. Por este motivo, se realizan modificaciones a la configuración convencional con el objetivo de aumentar la eficiencia del ciclo, entre las cuales se destacan las configuraciones de compresión paralela y basado en eyector.

La configuración tipo booster en paralelo utiliza un compresor adicional para extraer vapor saturado, lo que reduce la presión en el depósito en comparación con la configuración convencional. Este cambio resulta en un aumento significativo del cambio de entalpía en los evaporadores, lo que a su vez disminuye la cantidad de caudal requerido para producir la misma potencia frigorífica. Además, al agregar un eyector al sistema tipo booster en paralelo, se puede reducir el caudal que se traspa por el compresor de alta presión, ya que esta es la parte del sistema que consume más energía en la configuración booster convencional.

(Catalán-Gil et al., n.d.)

### **3.1.3. Eyector**

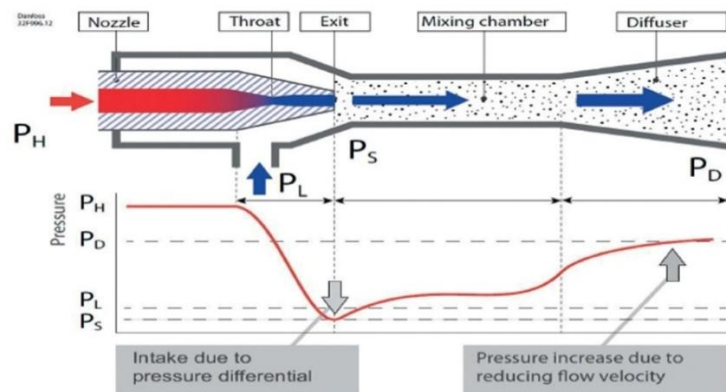
Un eyector es un dispositivo que utiliza la energía de la alta presión de trabajo. El eyector convierte la energía de flujo de alta presión en el flujo motriz (primario) en energía cinética, extrayendo flujo desde el puerto de aspiración (flujo secundario).

En el proceso, que se muestra en la figura 2, el gas entra al eyector por el puerto de alta presión (PH) y fluye a través de la garganta, lo que hace que el flujo se acelere. A la salida, el gas está a velocidad supersónica, creando una presión baja (PS). Como la presión baja (PS) es más baja que la presión (PL) en la boquilla de aspiración (secundaria), el CO<sub>2</sub> fluye desde el

puerto de aspiración hacia el eyector. Los dos flujos se mezclan en la cámara de mezcla y la presión aumenta gradualmente. El flujo finalmente entra en el difusor al final del eyector. Debido a la forma cónica del difusor, el flujo disminuye gradualmente y la presión aumenta. Esto significa que la energía cinética del flujo (velocidad) se convierte en energía de flujo (presión). Después de dejar el difusor, el gas está a una presión más alta ( $P_D$ ) que la presión de aspiración ( $P_L$ ). (Danfoss, 2018)

**Figura 2**

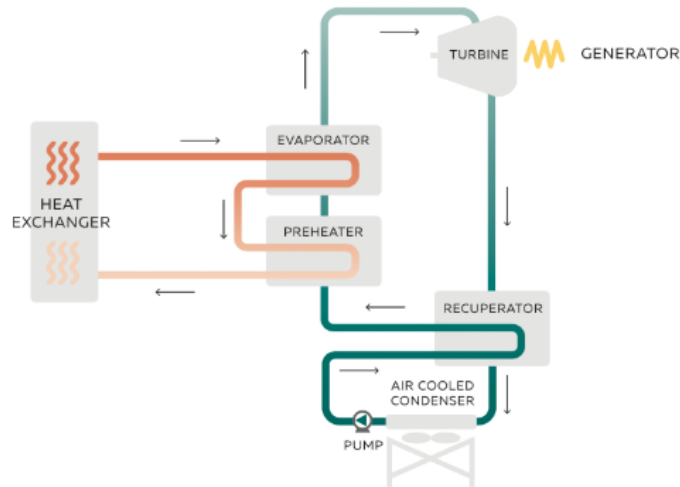
*Eyector*



**NOTA:** Tomado de Multi Eyector para refrigeración con CO<sub>2</sub>. DANFOSS. 2018. (<https://www.danfoss.com/es-es/service-and-support/case-stories/dcs/the-danfoss-multi-eyector-range-for-co2-refrigeration/>)

### 3.1.4. Ciclo Rankine Orgánico

Hoy en día, la generación de energía eléctrica limpia a partir de calor a baja temperatura es uno de los métodos más efectivos que utilizan las empresas para mejorar su eficiencia energética y su sostenibilidad general. El ciclo orgánico de Rankine (ORC), de eficacia probada, permite transferir calor térmico a líquidos o gases y producir energía sin huella de carbono de manera eficiente, ya provenga el calor de fuentes geotérmicas o de residuos industriales o comerciales. (ALFA LAVAL, n.d.).

**Figura 3***Ciclo Rankine Orgánico (ORC)*

**NOTA:** Tomado de Ciclo Rankine Orgánico. ENERGY. 2024. (<https://www.alfalaval.es/industrias/energia-e-industria/sustainable-solutions/soluciones-sostenibles/eficiencia-energetica/recuperacion-calor-residual/ciclo-rankine-orc/>)

Un Ciclo Rankine Orgánico (ORC) mostrado en la figura 3, es una tecnología de conversión de energía que utiliza un fluido orgánico, con un punto de ebullición más bajo que el agua, para aprovechar fuentes de calor de baja temperatura. Funciona de manera similar al ciclo Rankine convencional: el fluido orgánico se evapora mediante calor residual o energía solar, pasa por una turbina para generar electricidad, y luego se condensa y recircula en un ciclo cerrado. Este sistema es importante porque permite convertir el calor residual en energía útil, mejorando la eficiencia energética en procesos industriales y reduciendo emisiones. (Exergy, n.d.)

### 3.1.5. Refrigerantes Orgánicos

Los **refrigerantes orgánicos** son sustancias que se encuentran de forma natural en la biosfera. No dañan la capa de ozono y presentan un **bajo o nulo Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA)**. Los principales **refrigerantes naturales** utilizados hoy en día en la

industria de la refrigeración comercial son: **amoníaco**, **dióxido de carbono** y los **hidrocarburos**.

Los **hidrocarburos** y el **amoníaco** poseen buenas propiedades termodinámicas y permiten desarrollar sistemas energéticamente eficientes. Sin embargo, plantean preocupaciones en cuanto a la **seguridad** (toxicidad y/o inflamabilidad) y se restringen, por lo general, a aplicaciones de baja carga o sistemas industriales. El **dióxido de carbono**, en cambio, es un refrigerante seguro (no inflamable y no tóxico). El **dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>)** se considera una buena alternativa para sustituir a los **HFC** (hidrofluorocarbonos), porque no daña la capa de ozono. Es un fluido inodoro, incoloro y más pesado que el aire, que se ha utilizado como refrigerante desde hace más de un siglo. Su **Potencial de Calentamiento Global (PCG)** equivale a la unidad base para comparar el PCG de otros gases, y su **Potencial de Agotamiento de la Capa de Ozono (PAO)** es de cero, lo que refuerza su perfil ambiental.

Aunque el CO<sub>2</sub> es necesario para la vida en la Tierra, también es un **Gas de Efecto Invernadero (GEI)** que puede alterar el medioambiente si su concentración en la atmósfera aumenta de forma considerable. En refrigeración, se clasifica como **R-744** y tiene una clasificación de seguridad **A1** (no inflamable y baja toxicidad). (Arnabat, 2018)

### ***3.1.6. Rendimiento Energético***

La **Organización de las Naciones Unidas (ONU)**, a través de sus iniciativas ambientales, impulsa el uso de **refrigerantes sostenibles** para reducir la huella de carbono y mitigar el cambio climático. En este contexto, el refrigerante **R-744 (dióxido de carbono)** se destaca por su **bajo Potencial de Calentamiento Global (PCG)** y por contribuir a la eficiencia en sistemas de refrigeración.

El **consumo energético** es crítico en **sistemas de refrigeración industrial y comercial**, tales como cámaras frigoríficas para la conservación de productos perecederos y plantas de

refrigeración en procesos de alta carga térmica. Estos sistemas requieren equipos de compresión y transferencia de calor que operan de forma continua, representando uno de los mayores gastos eléctricos. A pesar de necesitar **altas presiones** operativas debido a su baja temperatura crítica, el R-744 ofrece un **elevado coeficiente de transferencia de calor**, lo que optimiza el rendimiento del ciclo frigorífico.

Para lograr un consumo energético óptimo, es fundamental implementar un **diseño adecuado** que contemple la optimización de la carga térmica, minimice las pérdidas por transmisión e infiltración y asegure un uso correcto de la instalación. Además, estrategias como el aprovechamiento del **calor residual** y el empleo de **free cooling** contribuyen significativamente a reducir el gasto eléctrico, haciendo de los sistemas de refrigeración con R-744 una opción cada vez más sostenible. (Intarcon, 2023a)

### ***3.1.7. Rendimiento Exergético***

La eficiencia exergética es una medida de la eficacia con la que un sistema utiliza la energía. A diferencia de la eficiencia energética, la eficiencia exergética no sólo tiene en cuenta la cantidad de energía utilizada, sino también su **calidad**. La exergía es el **trabajo** máximo que puede realizar un sistema cuando alcanza el equilibrio con un entorno de referencia. Si la exergía se destruye en un proceso, eso indica **irreversibilidad**, lo que significa que se puede extraer menos trabajo del sistema. Por tanto, la eficiencia de la exergía proporciona una descripción veraz de lo **eficiente** que es un sistema. Tiene en cuenta la **calidad de la energía** y las irreversibilidades del proceso, ambas vitales en ingeniería termodinámica, motores térmicos, sistemas de refrigeración, etc. (StudySmarter, n.d.)

### ***3.1.8. Impacto Total Equivalente Sobre el Calentamiento Atmosférico (TEWI):***

El **TEWI** (Total Equivalent Warming Impact) es un índice que evalúa la contribución total al calentamiento atmosférico de un sistema de refrigeración a lo largo de su **vida útil**. Este

parámetro engloba tanto las emisiones **directas** de refrigerante a la atmósfera como las emisiones **indirectas** de CO<sub>2</sub>, resultado de la producción de energía necesaria para su funcionamiento. Se expresa en kilogramos equivalentes de CO<sub>2</sub>; sin embargo, para cantidades elevadas es habitual indicarlo en Ton-eq de CO<sub>2</sub>. En definitiva, el TEWI mide el comportamiento global de una unidad termo-refrigerante en términos de su contribución a las **emisiones** de efecto invernadero. (Barletta, 2020)

### ***3.1.9. Rendimiento Climático del Ciclo de Vida (LCCP):***

El indicador **LCCP** (Life Cycle Climate Performance) evalúa el impacto total en el calentamiento global de un sistema de refrigeración a lo largo de su ciclo de vida. Integra las **emisiones directas** de **gases de efecto invernadero (GEI)**, derivadas del manejo de refrigerantes, con las emisiones indirectas asociadas al consumo energético del equipo, además de incluir las **emisiones involuntarias** generadas durante la **producción, fabricación y disposición final o reciclaje**. Este enfoque permite establecer estrategias para reducir el consumo de energía, mejorar la estanqueidad y optimizar la carga de refrigerante, ya que las emisiones operativas pueden ser entre 100 y 200 veces superiores a las derivadas de la fabricación y el transporte. Así, el **LCCP** se posiciona como una herramienta clave para promover una gestión más **sostenible** en la refrigeración y el aire acondicionado. (Barletta, 2020)

### **3.1.10. Componentes Característicos del Sistema de Refrigeración Booster Basado en Eyector**

Inicialmente, es fundamental realizar una investigación exhaustiva del funcionamiento de cada componente, ya que esto permite identificar el comportamiento de las propiedades termodinámicas del refrigerante en cada punto del ciclo. Esta etapa preliminar ofrece ventajas técnicas clave: optimiza el rendimiento global del ciclo mediante ajustes precisos en los

procesos de compresión, expansión y recuperación de calor, y facilita la detección y mitigación de posibles ineficiencias en la integración de los distintos subsistemas.

- **Compresor**

**Figura 4**

*Compresor Hermético*



**Nota:** Tomado de Compresores de Refrigeración Industrial o Comercial. INTARCON. 18 de Julio de 2022. (<https://www.intarcon.com/compresores-de-refrigeracion-industrial-o-comercial/>)

El compresor es el componente principal de los equipos de refrigeración, su función es suministrar la energía necesaria para que el fluido llegue a las condiciones óptimas para condensarse además de comprimir el gas o fluido refrigerante permitiendo así que se produzcan cambios de presión en el gas o fluido refrigerante provocando el desplazamiento a lo largo del circuito frigorífico. (Intarcon, 2022). En la figura 4 se ilustra el compresor hermético.

- **Gas Cooler**

El gas cooler se diseña para enfriar el refrigerante en fase gaseosa sin inducir un cambio de fase. Para asegurar un rendimiento óptimo y seguro, es indispensable que el intercambiador de calor y el resto de los componentes operen bajo condiciones transcíticas, adaptándose a los parámetros específicos del refrigerante en este régimen. (Inditer, n.d.). A continuación, en la figura 5 se ilustra el gas Cooler.

**Figura 5***Gas Cooler*

**Nota:** Tomado de Gas Cooler CO<sub>2</sub>. INDITER. s.f. (<https://inditer.es/gas-coolers/#:~:text=Los%20Gas%20Cooler%20son%20equipos,procedentes%20de%20la%20categor%C3%ADa%20HFC>)

- **Intercambiador de Calor**

**Figura 6***Intercambiador de Calor*

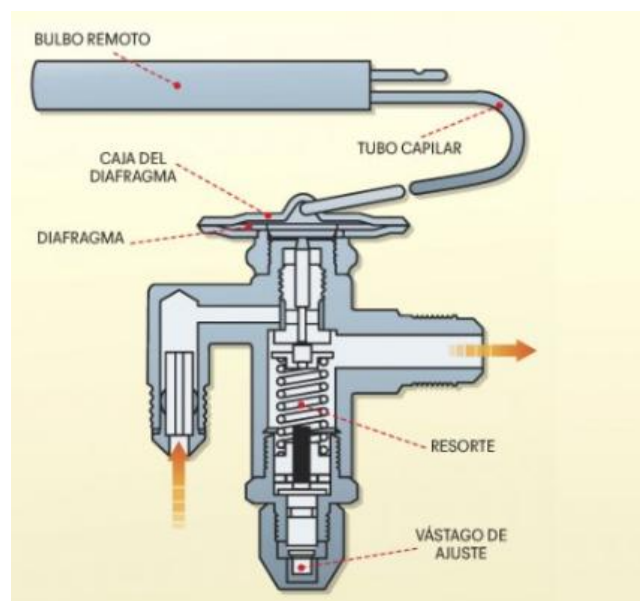
**Nota:** Tomado de ¿Cómo funciona un Intercambiador de Calor en un sistema de refrigeración? FROZTEC. s.f. (<https://www.froztec.com/es-mx/como-funciona-un-intercambiador-de-calor-en-un-sistema-de-refrigeracion#:~:text=Un%20Intercambiador%20de%20Calor%20es,por%20superficies%20de%20diversos%20materiales>)

Un Intercambiador de Calor es un **aparato tecnológico usado en sistemas refrigeración** que permite realizar un **intercambio térmico entre 2 fluidos**, los cuales pueden entrar en contacto o estar separados por superficies de diversos materiales.(Froztec, n.d.). A continuación, en la figura 6 se ilustra el intercambiador de calor.

- **Válvula de Expansión**

**Figura 7**

*Válvula de Expansión*



**Nota:** Tomado de Aplicación y Ajuste de las Válvulas de Expansión Termostática. Cero Grados Celsius. 2017. (<https://0grados.com/aplicacion-y-ajuste-de-las-valvulas-de-expansion-termostatica/>)

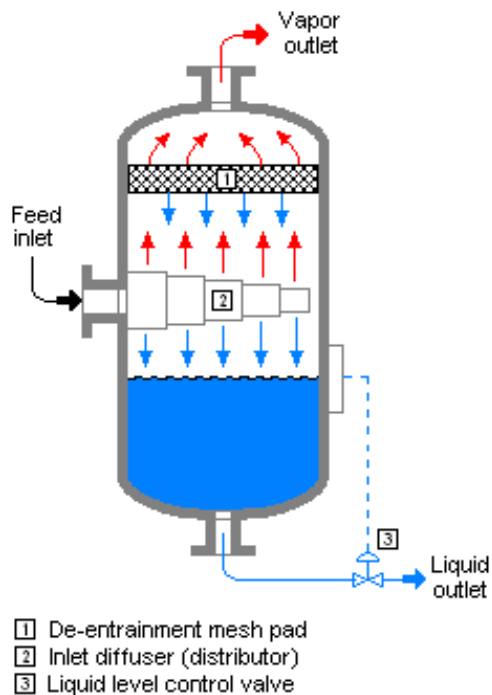
La **válvula de expansión termostática (TXV)** es un componente clave en los sistemas de refrigeración, diseñado para regular de manera precisa el flujo de **refrigerante líquido** que ingresa al evaporador. Su funcionamiento se basa en el control del **recalentamiento**, es decir, la diferencia entre la temperatura del refrigerante en la salida del evaporador y su temperatura de saturación. Para ello, un **bulbo sensor**, ubicado en la tubería de salida del evaporador, detecta la temperatura y transmite la presión resultante a un **diafragma dentro de la válvula**, el cual

ajusta la apertura del orificio de expansión. Cuando el recalentamiento es alto, la válvula se **abre** para aumentar el flujo de refrigerante, y cuando el recalentamiento es bajo, la válvula se **cierra** para reducirlo. De esta manera, la TXV garantiza un suministro adecuado de refrigerante, optimizando el rendimiento del evaporador y evitando el retorno de líquido al compresor, lo que mejora la eficiencia y la vida útil del sistema de refrigeración. (CeroGrados, 2017) . A continuación, en la figura 7 se ilustra la válvula de expansión.

- **Separador de Fluido**

**Figura 8**

*Separador de Fluido*



**Nota:** Tomado de Separador de Vapor - Líquido. Mbeychok. 2007. Wikipedia

([https://es.wikipedia.org/wiki/Separador\\_vapor-](https://es.wikipedia.org/wiki/Separador_vapor-)

[1%C3%ADquido#:~:text=Un%20separador%20vapor%E2%80%931%C3%ADquido](https://es.wikipedia.org/wiki/Separador_vapor-)

[%20es,veces%2C%20un%20distribuidor%20de%20entrada\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Separador_vapor-)

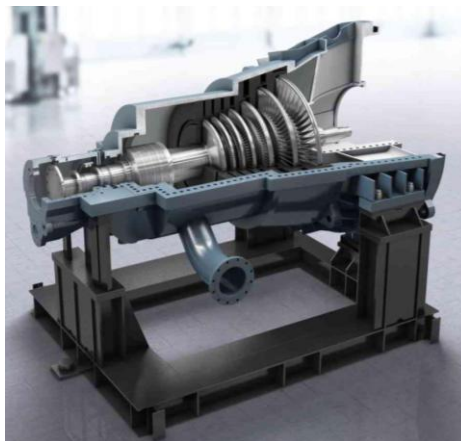
Un separador líquido-vapor es un dispositivo industrial esencial que utiliza la **gravedad** para dividir una mezcla en sus fases **líquida y vapor**. El líquido, al ser más denso, se deposita en el fondo del recipiente para su **extracción**, mientras que el vapor se retira desde la parte superior. Se diseña en forma vertical para manejar altos volúmenes de gas o relaciones gas-líquido elevadas, o en forma horizontal para grandes volúmenes de líquido. Su importancia radica en **garantizar la eficiencia y seguridad del sistema**, evitando que el líquido indeseado llegue a componentes sensibles como compresores, mejorando el **rendimiento global** y prolonga la **vida útil** del equipo. (MONFASOL, 2023). A continuación, en la figura 8 se ilustra el separador de fluido.

### 3.1.11. Componentes Característicos del Sistema de Refrigeración Booster Basado en Eyector

- **Turbina**

#### *Figura 9*

#### *Turbina*



**Nota:** Tomado de *Siemens suministrará turbinas de vapor para una planta de recuperación de energía en Reino Unido*. El periódico de la energía. 2017. (<https://elperiodicodelaenergia.com/siemens-suministrara-turbinas-de-vapor-para-una-planta-de-recuperacion-de-energia-en-reino-unido/>)

Una **turbina** es una máquina rotativa que convierte la **energía contenida en un fluido** (como vapor, aire o refrigerante) en **energía mecánica útil**, generalmente en forma de movimiento rotacional de un eje. Esta energía puede luego utilizarse para accionar generadores eléctricos, compresores u otros equipos industriales. En el contexto de la **refrigeración y generación térmica**, una turbina permite **recuperar parte de la energía del fluido** que, de otro modo, se perdería en procesos como la expansión. En lugar de usar una válvula de expansión (donde la presión baja sin producir trabajo), una **turbina de expansión** permite reducir la presión del refrigerante **produciendo trabajo útil** al mismo tiempo. (Turboden, 2017). A continuación, en la figura 9 se ilustra la turbina.

- **Bomba**

**Figura 10**

*Bomba*



**Nota:** Tomado de *NB 40-315/336*. GRUNDFOS. 2025. (<https://product-selection.grundfos.com/co/products/nb-nbe-nbe-series-2000/nb/nb-40-315336-98343607?pumpsystemid=2674221934&tab=variant-curves>)

Una **bomba utilizada en un ciclo Rankine orgánico (ORC)** es un dispositivo mecánico cuya función principal es **aumentar la presión** del fluido de trabajo desde la baja presión a la alta presión antes de que este ingrese al evaporador. En el ciclo ORC, el fluido orgánico circula en estado líquido después de pasar por el condensador. La bomba recibe este

fluido a baja presión y, mediante **energía mecánica** suministrada generalmente por un motor eléctrico, lo comprime hasta alcanzar la presión requerida para que posteriormente pueda **absorber calor** en el evaporador y **cambiar de fase** a vapor. A diferencia de los compresores utilizados en ciclos de refrigeración convencionales, esta bomba trabaja únicamente con líquidos, lo que implica un **menor consumo energético** para lograr un aumento de presión. Su funcionamiento continuo y eficiente es esencial para cerrar el ciclo termodinámico y garantizar el rendimiento del sistema, ya que permite que el fluido se **recircule** de manera estable, contribuyendo así a la **conversión de energía térmica en energía mecánica o eléctrica**. (Exergy, n.d.). A continuación, en la figura 10 se ilustra la bomba.

### 3.1.12. Antecedentes

Vergara et al. (2024) evaluaron el rendimiento técnico y el impacto ambiental de sistemas de refrigeración por compresión mecánica tipo booster convencional, de compresión paralela y basado en eyector, utilizando CO<sub>2</sub> como refrigerante, considerando una capacidad de enfriamiento máxima de 100 kW y las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga. Los resultados obtenidos demostraron que el sistema booster paralelo presentó el mejor rendimiento entre las configuraciones evaluadas, logrando un COP un 28,7 % superior y un consumo energético anual un 22 % inferior en comparación con la configuración convencional. Por su parte, el sistema con eyector mostró un desempeño notable, con un COP un 15,6 % mayor y una reducción del consumo energético anual del 13,5 % respecto a la configuración tradicional. Asimismo, se identificó que el compresor de alta presión constituyó el componente crítico en cada uno de los sistemas analizados, desempeñando un papel clave en su eficiencia y desempeño general.

Sengupta et al. (2023) investigaron el rendimiento energético y económico de un sistema de refrigeración transcrito con R744 para supermercados, evaluando configuraciones con y sin compresión paralela, además de su integración con un ciclo Rankine orgánico (ORC). El estudio reveló que el ORC fue efectivo únicamente a temperaturas ambiente superiores a 27 °C cuando operaba sin compresión paralela, y a 28 °C cuando se utilizó compresión paralela. Asimismo, al emplear el calor recuperado del enfriador de gas para alimentar el ORC, este logró cubrir entre el 4 % y el 24 % de la demanda eléctrica del sistema con R744 en climas cálidos y calurosos (sin compresión paralela). Por último, se encontró que el periodo de recuperación simple de la inversión adicional asociada al ORC osciló entre 1,4 y 2,5 años en regiones de clima cálido, mientras que en lugares con condiciones climáticas más cálidas se redujo a menos de 0,5 años.

Hafner et al. (2014) Desarrollaron un estudio que determinó que los signos visibles del cambio climático exigían acciones urgentes en la industria de venta minorista de alimentos, dado que este sector se caracterizaba por su elevada huella de carbono. Tras una revisión exhaustiva, concluyeron que, a pesar de las barreras que aún persistían y limitaban una adopción más amplia de estas tecnologías, el uso de R744 como único refrigerante en los supermercados ya no generaba debate, incluso en ubicaciones con climas cálidos.

Ringstad et al. (2020) En este artículo presentaron una descripción general completa del estado actual de la técnica en el modelado de eyectores bifásicos de R744. La adopción de la tecnología de eyectores bifásicos presentó una mejora sustancial en la eficiencia energética de los sistemas de compresión de vapor de R744, lo que potencialmente llevó al sector de HVAC&R a tener una solución a prueba de futuro para muchas aplicaciones. Sin embargo, fue

necesario un diseño riguroso del eyector bifásico de R744 para lograr este objetivo. Como consecuencia, la implementación de modelos y herramientas avanzados para un diseño preciso del eyector se convirtió en uno de los temas de investigación más importantes de la actualidad.

Dai et al. (2022) En este estudio propusieron tres configuraciones de sistemas de refrigeración booster con dióxido de carbono, integrados con un subenfriamiento mecánico dedicado de múltiples etapas (DMS), diseñados para su aplicación en supermercados comerciales ubicados en distintas regiones climáticas de China. Para evaluar el rendimiento energético de los sistemas propuestos, desarrollaron modelos termodinámicos detallados y modelos de carga de enfriamiento específicos. Los resultados indicaron que el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema DMS de tres etapas fue entre un 1,12 % y un 28,84 % superior al del sistema de referencia en un rango de temperatura ambiente de 0 a 40 °C, además de operar con una presión de descarga más baja. Asimismo, añadieron un interruptor de compresión paralela para optimizar la eficiencia energética en distintos rangos de temperatura ambiente. Este sistema lo compararon con el de refrigeración R-404A, uno de los más utilizados en los supermercados chinos. El factor de rendimiento anual del sistema DMS de tres etapas, combinado con la compresión paralela conmutada, fue un 10,92 % y un 7,62 % más alto que el del sistema de refrigeración R-404A y el del sistema de referencia, respectivamente, en las condiciones de operación de Haikou.

Daniel Sacasas Suárez (2023) Realizaron el análisis de un supermercado mediano de 2,500 m<sup>2</sup> con una demanda de refrigeración de 140 kW en media temperatura (MT) y 40 kW en baja temperatura (LT). Compararon un sistema convencional de expansión directa con R-404A (DXS) con cinco configuraciones transcíticas de CO<sub>2</sub>: Booster (BB), Booster Paralelo

(BP), BP con MT sobrealimentado (BP+MT-Ov), BP con multi-eyectores (BP+ME+MT-Ov) y ambos evaporadores sobrealimentados (BP+ME+MT-Ov+LT-Ov). El estudio empleó modelos semiempíricos para equipos críticos y modelos termodinámicos para el resto, destacando una modelación precisa del condensador y el gas cooler, lo que mejoró la precisión del sistema Booster con un error del 2,4 % en el COP. En Chile, los sistemas transcíticos redujeron el consumo energético anual del DXS en un 5 % (BB), 8 % (BP), 15 % (BP+MT-Ov), 20 % (BP+ME+MT-Ov) y 21 % (BP+ME+MT-Ov+LT-Ov), además de disminuir su impacto ambiental entre un 77 % y un 86 %. Económicamente, solo los sistemas avanzados (BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov, y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov) recuperaron la inversión en 6,7 a 7,4 años, demostrando su viabilidad en climas cálidos.

Nemati et al. (2018) Analizaron el rendimiento de un ciclo de refrigeración transcítico de expansión por eyector de dos etapas utilizando etano y CO<sub>2</sub> como refrigerantes. Se concluyó que el etano ofrece ventajas clave, como una temperatura de descarga del compresor entre 17 % y 25 % más baja en comparación con el CO<sub>2</sub>, lo que prolonga la vida útil del compresor. Sin embargo, el CO<sub>2</sub> tiene un mayor potencial para la recuperación de calor residual del enfriador de gas, mejorando su rendimiento en ese aspecto. El estudio incluye un análisis teórico del ciclo desde las perspectivas de la primera y la segunda ley de la termodinámica, y evaluó la integración de un ciclo Rankine orgánico (ORC) supercrítico para aprovechar el calor residual del enfriador de gas. Los resultados muestran que el etano supera al CO<sub>2</sub> en términos de COP y eficiencia de la segunda ley, siendo aproximadamente un 9,37 % y un 9,43 % más altos, respectivamente.

Ferretto et al. (2025) Estudiaron el impacto ambiental y el rendimiento de diversos refrigerantes en sistemas de refrigeración. Destacaron la necesidad de encontrar alternativas a los refrigerantes tradicionales con alto potencial de calentamiento global (GWP), como el R-404A, debido a las regulaciones ambientales existentes y a la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. En cuanto al R-454C este refrigerante mostró un rendimiento térmico comparable al R-404A, con un GWP significativamente reducido, convirtiéndolo en una buena opción. El R-449A mostró el GWP en comparación a los demás haciendo que su rendimiento en términos de eficiencia y capacidad de refrigeración sea menor al del R-454C. El CO<sub>2</sub> (R-744) ofrece el mejor GWP, siendo de 1, lo que lo hace ambientalmente favorable, aunque requiere de presiones de operación más altas. Los resultados también mostraron que el R-454C y R-449A funciona significativamente mejor que el R-744 mejorando el COP en un 12% y 17% respectivamente.

## 4. METODOLOGÍA

### 4.1. Población

El objetivo de este proyecto es evaluar el desempeño de un sistema de refrigeración bajo las condiciones climáticas de Bucaramanga, con énfasis en su enfoque ecológico. El sistema propuesto aprovecha el calor residual mediante un ciclo Rankine Orgánico (ORC), utiliza un fluido orgánico como refrigerante y reduce el consumo energético gracias a la incorporación de un eyector. Estas características lo convierten en una alternativa eficiente y sostenible para su implementación en cadenas de supermercados.

Adicionalmente, el proyecto busca contribuir al desarrollo tecnológico y a la investigación en sistemas de refrigeración, considerando que el refrigerante R744 (CO<sub>2</sub>) se proyecta como una solución clave para el sector en los próximos años, en concordancia con los principios de la economía circular y la sostenibilidad.

### 4.2. Características de la Investigación

El presente proyecto de investigación se centra en el análisis energético, exergético y ambiental de un sistema de refrigeración booster con R744 (CO<sub>2</sub>) basado en eyector, que incorpora recuperación interna de calor mediante un sistema Rankine orgánico, destinado a cadenas de supermercados en Bucaramanga.

#### 4.2.1. *Propiedades del Refrigerante*

##### 4.2.1.1. *Propiedades del R744 (CO<sub>2</sub>)*

Durante el desarrollo de este proyecto se utilizará R744 (CO<sub>2</sub>) como fluido de trabajo para el sistema de refrigeración booster con eyector, ya que sus excepcionales propiedades termodinámicas lo convierten en la opción ideal para aplicaciones de refrigeración. Además, resulta más atractivo que otros refrigerantes orgánicos desde el punto de vista ambiental. En la Tabla 1 se presentan las propiedades del R744 (CO<sub>2</sub>).

**Tabla 1***Propiedades Termodinámicas del R744*

PROPIEDAD	UNIDAD	MAGNITUD
Peso Molecular	g/mol	44,01
Temperatura de Sublimación (a 1 Atm)	°C	-78,46
Presión De Vapor a 25°C	Bar	64,34
Temperatura Crítica	°C	30,97
Presión Crítica	MPa	7,38
Inflamabilidad en el Aire		No inflamable
Punto de Inflamabilidad		Ninguno
Índice ODP		0
Índice GWP		1

**Nota:** Adaptado de Ficha Técnica R744, por CLIMALIFE, s.f,  
[https://climalife.com/documentation?filter=&documentation\\_id=1&post\\_id=131481](https://climalife.com/documentation?filter=&documentation_id=1&post_id=131481)

#### 4.2.1.2. Propiedades del R601a (Isopentano)

El fluido de trabajo utilizado en el Ciclo Rankine Orgánico (ORC) es el R601a (Isopentano), un compuesto natural seleccionado con base en la investigación realizada por Sengupta et al. (2023), en la cual se emplea este refrigerante en el sistema ORC. En la Tabla 2 se presentan las propiedades del R601a (Isopentano).

**Tabla 2:** *Propiedades Termodinámicas del R601a*

PROPIEDAD	UNIDAD	MAGNITUD
Peso Molecular	g/mol	72,2
Temperatura de Fusión	°C	-160
Presión De Vapor a 20°C	kPa	79
Temperatura Crítica	°C	187,8
Presión Crítica	MPa	3,33
Punto de Inflamabilidad		-56°C
Índice GWP		3

**Nota:** Adaptado de Isopentano R601a, por Sirloong Chemical, s.f, <https://www.sirloonggas.com/alkane/isopentane-r601a/r601a-isopentane.html>

#### 4.3.Descripción de la Configuración en Estudio

A continuación, se presenta la descripción de la configuración objeto de estudio: un sistema de refrigeración tipo Booster con eyector, integrado a un ciclo Rankine Orgánico (REF + ORC). Este proyecto tiene como propósito evaluar el impacto de dicha integración sobre el consumo energético del sistema, mediante la recuperación de calor residual a través del ORC y la reducción del trabajo del compresor gracias al uso del eyector. Asimismo, se analiza la viabilidad técnica y ambiental del uso de CO<sub>2</sub> como refrigerante natural, dadas sus ventajas en términos de sostenibilidad y bajo impacto ambiental, especialmente en la mitigación de gases de efecto invernadero. Adicionalmente, se identifican los componentes con mayores

irreversibilidades termodinámicas, con el fin de proponer mejoras en el desempeño global del sistema. Los resultados serán contrastados con configuraciones convencionales previamente estudiadas, permitiendo establecer los beneficios técnicos y ambientales de la solución propuesta.

#### **4.3.1. Esquema del Sistema**

En la Figura 11 se presenta el diagrama esquemático de la configuración propuesta, compuesta por dos subsistemas principales. El primero corresponde a un sistema Booster con CO<sub>2</sub>, que incorpora un eyector con el fin de mejorar la eficiencia energética. El segundo subsistema es un ciclo Rankine Orgánico (ORC), diseñado para aprovechar el calor residual. Este esquema permite una visualización clara del funcionamiento del sistema, facilita la identificación de los componentes y su disposición, y contribuye a la optimización del diseño, en caso de ser necesario.

Este esquema está compuesto por los siguientes componentes:

1. Compresor MT
2. Gas cooler/condensador
3. Eyector
4. Separador de Fluido
5. Válvula de Expansión MT
6. Evaporador MT
7. Válvula de Expansión LT
8. Evaporador LT
9. Compresor LT

10. Turbina

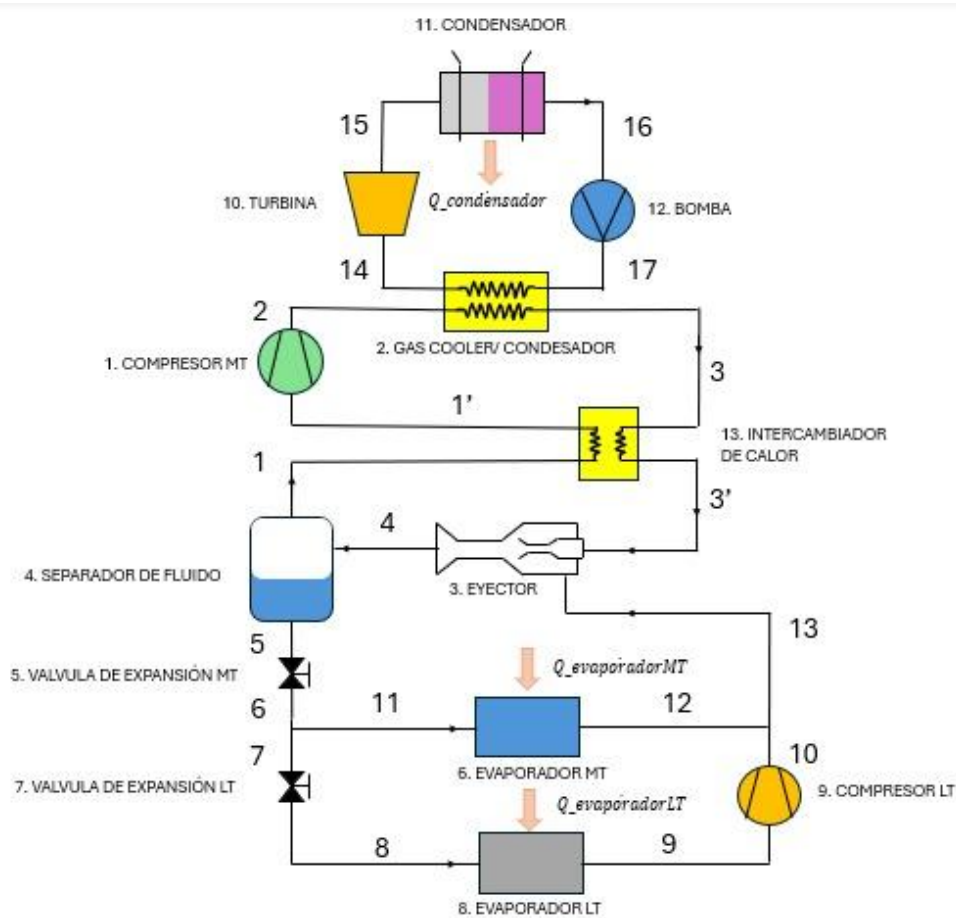
11. Condensador

12. Bomba

13. Intercambiador de Calor

**Figura 11:**

*Esquema del Sistema de Refrigeración Booster con Ejector e Integrado con ORC*



#### 4.3.2. Funcionamiento del Sistema

##### 4.3.2.1. Sistema de Refrigeración Booster con Ejector (SOLO REF)

El sistema de refrigeración Booster con eyector, está diseñado para operar con el refrigerante natural R744 (CO<sub>2</sub>). Su configuración incluye dos niveles de compresión, un

eyector y un sistema de intercambio de calor optimizado para aplicaciones de media y baja temperatura.

A continuación, se describe el funcionamiento dividido en etapas por el paso de cada componente:

- **Etapa 1:** Cambio de Fase del Refrigerante. (1 – 1')

Desde el separador, el refrigerante en estado de vapor atraviesa un proceso de calentamiento sensible, cuyo objetivo es asegurar que llegue al compresor en forma de vapor sobrecalentado. Este cambio de fase es esencial para evitar daños mecánicos en el compresor y garantizar un funcionamiento eficiente del sistema.

- **Etapa 2:** Compresión por el Compresor de Media Temperatura. (1' – 2)

El refrigerante, tras pasar por el intercambiador de calor, se dirige al compresor de media temperatura (MT), donde es comprimido nuevamente hasta alcanzar una presión adecuada para su ingreso al gas cooler. Durante este proceso, el refrigerante permanece en estado gaseoso, pero su presión y temperatura aumentan considerablemente.

- **Etapa 3:** Rechazo de Calor en el Gas Cooler. (2 – 3)

Tras ser comprimido, el refrigerante ingresa al gas cooler en estado supercrítico, donde transfiere una parte significativa de su energía térmica al ciclo Rankine Orgánico (ORC) mediante un Gas cooler/condensador. A pesar del enfriamiento considerable, el refrigerante permanece en estado gaseoso, ya que el dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) opera en condiciones supercríticas en esta sección del sistema.

- **Etapa 4:** Enfriamiento Sensible del Refrigerante Supercrítico. (3 – 3')

En esta etapa, el R744 (CO<sub>2</sub>), que se encuentra en estado supercrítico, transfiere parte de su energía térmica al refrigerante que ingresa al compresor de media temperatura (MT)

mediante un intercambiador de calor interno. Durante este proceso, se produce un ligero descenso en la temperatura del fluido sin que ocurra un cambio de fase, ya que la variación térmica es mínima.

- **Etapa 5:** Expansión y Succión en el Eyector. (3' – 4)

El refrigerante en estado 3' a alta presión actúa como flujo primario en el eyector, utilizando su energía cinética para aspirar el refrigerante en estado 13, que se encuentra a baja presión. Al mezclarse ambos flujos dentro del eyector, el fluido aspirado es parcialmente comprimido, lo que disminuye la carga de trabajo del compresor de media temperatura (MT) y mejora la eficiencia global del sistema.

- **Etapa 6:** Separación de la Mezcla Bifásica. (4 – 5)

El refrigerante en estado de mezcla bifásica entra al separador, donde se realiza la división de fases. El vapor resultante es conducido hacia la Etapa 1 – 1' para su sobrecalentamiento, mientras que la fracción líquida es enviada a las válvulas de expansión para continuar el ciclo de refrigeración.

- **Etapa 7:** Dosificación del Refrigerante. (5 – 11) (7 – 8)

El refrigerante líquido es distribuido hacia los evaporadores de media y baja temperatura mediante sus respectivas válvulas de expansión. Estas regulan la presión y el caudal del fluido, permitiendo así el ingreso controlado del refrigerante a cada evaporador según las condiciones operativas requeridas.

- **Etapa 8:** Evaporación del Refrigerante. (8 - 9) (11 - 12)

Luego de ser dosificado, el refrigerante entra a los evaporadores de media (MT) y baja temperatura (LT), donde absorbe calor. Durante este proceso, el fluido experimenta un cambio de fase, pasando de estado líquido a vapor.

- **Etapa 9:** Compresión del Refrigerante de Baja Temperatura. (9 - 10)

El refrigerante, tras completar su evaporación en el evaporador de baja temperatura (LT), es aspirado por el compresor de baja temperatura. Allí es comprimido parcialmente antes de mezclarse con el refrigerante proveniente del evaporador de media temperatura (MT).

- **Etapa 10:** Punto de Mezcla del Refrigerante. (10+12 – 13)

El refrigerante descargado por el compresor de baja temperatura se combina con el refrigerante que sale del evaporador de media temperatura. Esta mezcla constituye el flujo secundario que será aspirado por el eyector, permitiendo la recuperación parcial de energía y mejorando la eficiencia del sistema.

#### **4.3.2.2. Ciclo Rankine Orgánico (ORC)**

El Ciclo Rankine Orgánico (ORC) desempeña un papel fundamental en la configuración propuesta, ya que permite aprovechar el calor residual generado por el sistema de refrigeración tipo booster con eyector. En el presente estudio se consideró como fluido de trabajo el Isopentano (R601a), un fluido refrigerante natural que ha demostrado un desempeño eficiente en “estudios previos” Sengupta et al. (2023), especialmente en condiciones climáticas similares a las de Bucaramanga.

A continuación, se describe el funcionamiento del ORC dividido en etapas:

- **Etapa 1:** Intercambio de Calor con el Sistema de Refrigeración. (17 - 14)

El fluido de trabajo del ORC, impulsado previamente por la bomba, ingresa al Gas cooler/condensador, donde absorbe el calor residual cedido por el sistema de refrigeración booster. Como resultado, el refrigerante incrementa su temperatura hasta alcanzar el estado de vapor sobrecalentado, condición necesaria para su ingreso a la turbina y su aprovechamiento energético.

- **Etapa 2:** Expansión y Generación de Energía. (14 - 15)

El fluido orgánico, en estado de vapor sobrecalentado, ingresa a la turbina donde se expande, disminuyendo su presión y temperatura. Durante este proceso de expansión, el fluido transfiere parte de su energía térmica en forma de trabajo mecánico, el cual es aprovechado para accionar un generador eléctrico.

- **Etapa 3:** Condensación del Fluido Orgánico. (15 – 16)

Después de su expansión en la turbina, el fluido orgánico sale a baja presión y temperatura, e ingresa al condensador. En esta unidad, el vapor se enfría hasta alcanzar su punto de condensación, transformándose nuevamente en líquido. Este cambio de fase es esencial para que el fluido pueda ser recirculado por la bomba en el siguiente ciclo.

- **Etapa 4:** Bombeo del Fluido Condensado. (16 - 17)

Una vez el fluido orgánico ha sido completamente condensado, es impulsado por una bomba hacia el intercambiador de calor, reiniciando así el ciclo termodinámico.

#### 4.4. Condiciones y Consideraciones Operacionales

En este apartado se describen las condiciones operativas y consideraciones adoptadas para el análisis de la configuración propuesta en el proyecto. Los siguientes enfoques han sido seleccionados con el objetivo de facilitar la obtención de resultados, manteniendo un equilibrio adecuado entre simplicidad y precisión.

- El sistema opera en condiciones de flujo y régimen estacionario.
- El fluido de trabajo para el sistema de refrigeración booster es R744 (CO<sub>2</sub>).
- El fluido de trabajo para el ciclo Rankine orgánico es el Isopentano (R601a).

Sengupta et al. (2023)

- El proceso de expansión en las válvulas de expansión es isoentálpico.
- Las propiedades del fluido son constantes en la sección transversal (flujo unidimensional).
- Las pérdidas de energía y efectos de la energía cinética y potencial del fluido a través de los componentes del sistema son insignificantes.
- Los componentes del sistema se encuentran aislados del ambiente exterior (adiabáticos), a excepción del condensador y evaporadores.
- Las caídas de presión en tuberías y componentes como el condensador y evaporador son despreciables.
- Las velocidades del flujo son insignificantes a la entrada y a la salida del eyector.
- Los parámetros asumidos inicialmente para la simulación de la configuración en estudio se muestran en la Tabla 3.

**Tabla 3:** *Parámetros de Entrada de la Simulación*

<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>
Potencia frigorífica del evaporador de media temperatura [kW]	$\dot{Q}_{Evap(MT)}$	60
Potencia frigorífica del evaporador de baja temperatura [kW]	$\dot{Q}_{Evap(LT)}$	20
Temperatura de Ev. MT [°C]	$T_{EV,MT}$	-10
Temperatura de Ev. LT [°C]	$T_{EV,LT}$	-32
Presión Entrada del Gas Cooler [kPa]	$P_{17}$	210
Efectividad del Intercambiador de Calor	$E_{INT}$	0,2
Temperatura asumida del evaporador de media temperatura	$T_{asumidaMT}$	5
Temperatura asumida del evaporador de baja temperatura	$T_{asumidaLT}$	-18

- La Tabla 4 presenta otros parámetros considerados en la etapa inicial del estudio, los cuales fueron seleccionados con base en investigaciones previas.

**Tabla 4:** *Parámetros Complementarios Considerados Inicialmente*

<b>Estudio</b>	<b>Parámetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>
Vergara et al., 2024	Temperatura Ambiente	$T_{AMB}$	19 [°C] – 34 [°C]
EFCTC	Emisiones Embebidas	$GWP_{EMB}$	2 - 3 [Ton CO2]
Banasiak et al. (2015)	Eficiencia del Eyector	$\eta_{EYECTOR}$	0,2 – 0,4
Hu, K et al. (2023)	Eficiencia de la Turbina	$\eta_{TURBINA}$	0,7
Hu, K et al. (2023)	Eficiencia de la Bomba	$\eta_{BOMBA}$	0,6

- Para estimar la temperatura del refrigerante del ciclo Rankine Orgánico ( $T_{14}$ ) a la salida del gas cooler, se considera una disminución de 20 °C respecto a la temperatura del refrigerante del sistema booster ( $T_2$ ) en la entrada del mismo intercambiador.
- El consumo adicional del sistema ( $W_{ADICIONALES}$ ) se estima como equivalente al 15% del consumo total. Este porcentaje ha sido sugerido por (Rob Lamb, n.d.) como referencia para representar el requerimiento energético adicional asociado al sistema.
- La eficiencia de los compresores se calcula en base a las correlaciones dadas en la Tabla 5.

**Tabla 5***Modelos de Eficiencia Global*

Compressor	Condition	Global efficiency models
LP CO <sub>2</sub> Comp.	Subcritical	$\eta_{\text{global}} = 0.41815 + 3.04387\text{E-}03 \cdot \text{Tin} - 6.37368\text{E-}05 \cdot \text{Tin}^2 - 1.31154\text{E-}06 \cdot \text{Tin}^3 + 0.242519 \cdot \text{PR} - 5.93520\text{E-}02 \cdot \text{PR}^2 + 4.38160\text{E-}03 \cdot \text{PR}^2$
MP CO <sub>2</sub> Comp.	Subcritical	$\eta_{\text{global}} = -0.239750 + 2.13770\text{E-}03 \cdot \text{Tin} - 2.40043\text{E-}05 \cdot \text{Tin}^2 - 1.76238\text{E-}06 \cdot \text{Tin}^3 - 4.38730\text{E-}08 \cdot \text{Tin}^4 + 1.10235 \cdot \text{PR} - 0.445079 \cdot \text{PR}^2 + 7.72477\text{E-}02 \cdot \text{PR}^3 - 4.88592\text{E-}03 \cdot \text{PR}^4$
	Supercritical	$\eta_{\text{global}} = 0.770911 + 2.32125\text{E-}04 \cdot \text{Tin} - 8.27663\text{E-}06 \cdot \text{Tin}^2 - 4.73126\text{E-}03 \cdot \text{PR} - 1.537929\text{E-}03 \cdot \text{PR}^2$
Aux CO <sub>2</sub> Comp.	Subcritical	$\eta_{\text{global}} = 3.54083\text{E-}02 - 1.26841\text{E-}03 \cdot \text{Tin} + 1.25356\text{E-}04 \cdot \text{Tin}^2 + 0.709729 \cdot \text{PR} - 0.177346 \cdot \text{PR}^2$
	Supercritical	$\eta_{\text{global}} = 0.862126 - 2.87198\text{E-}03 \cdot \text{Tin} + 1.87093\text{E-}05 \cdot \text{Tin}^2 - 3.29298\text{E-}02 \cdot \text{PR} - 6.07819\text{E-}03 \cdot \text{PR}^2$
NH <sub>3</sub> Comp.		$\eta_{\text{global}} = -0.469765\text{E} + 6.02941\text{E-}03 \cdot \text{Tin} + 1.43176\text{E-}04 \cdot \text{Tin}^2 - 3.69907\text{E-}06 \cdot \text{Tin}^3 + 8.60394\text{E-}01 \cdot \text{PR} - 0.217686 \cdot \text{PR}^2 + 1.81884\text{E-}02 \cdot \text{PR}^3$

**Nota:** Adaptado de *Evaluación Técnica y Ambiental de Sistemas de Refrigeración Tipo Booster*

con CO<sub>2</sub>, por Vergara et al. 2024.

<https://revistas.uis.edu.co/index.php/revistausingenierias/article/view/15454>

#### 4.5. Balances de Energía y Masa

Para el desarrollo del análisis del sistema termodinámico en estudio, es fundamental establecer los balances de masa y energía de cada uno de los componentes, tanto del sistema de refrigeración tipo booster como del Ciclo Rankine Orgánico (ORC). Estos balances se presentan en las Tablas 6 y 7, respectivamente.

Con los balances de energía se realiza el cálculo de las potencias reales de: compresores, turbina y bomba, usando el balance ideal y la eficiencia de cada componente. Estas ecuaciones se presentan en la tabla 6 y 7. En las ecuaciones presentadas en estas tablas existen dos subíndices “in” y “out” los cuales indican, respectivamente, la entrada y salida de cada componente del sistema.

**Tabla 6***Balance de Energía y Masa en el Sistema de Refrigeración Booster*

Componente	Balance de Masa	Balance de Energía	N°
Compresor MT	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{W}_{compMT} = \dot{m} * (h_{out} - h_{in})$ $\eta_{compMT} = \dot{W}_{compMT} / \dot{W}_{idealcompMT}$ $\dot{W}_{idealcompMT} = \dot{m} * (h_{sout} - h_{in})$	(1)
Gas cooler/condensador	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$ $\dot{m}_{in1} = \dot{m}_{out2}$ $\dot{m}_{in3} = \dot{m}_{out4}$	$\dot{Q}_{gas\ cooler} = \dot{m} * (h_{in} - h_{out})$ $\dot{m}_{in1} * h_{in1} + \dot{m}_{in3} * h_{in3}$ $= \dot{m}_{out2} * h_{out2} + \dot{m}_{out4} * h_{out4}$	(2)
Eyector	$(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)_{in} = (\dot{m}_3)_{out}$	$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_2 * h_2 = \dot{m}_3 * h_3$	(3)
Separador de Fluido	$(\dot{m}_1)_{in} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_3)_{out}$	$\dot{m}_1 * h_1 = \dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_3 * h_3$	(4)
Válvula de Expansión MT	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$h_{in} = h_{out}$	(5)
Evaporador MT	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{Q}_{evapMT} = \dot{m} * (h_{out} - h_{in})$	(6)
Válvula de Expansión LT	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$h_{in} = h_{out}$	(7)
Evaporador LT	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{Q}_{evapLT} = \dot{m} * (h_{out} - h_{in})$	(8)
Compresor LT	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{W}_{compLT} = \dot{m} * (h_{out} - h_{in})$ $\eta_{compLT} = \dot{W}_{compLT} / \dot{W}_{idealcompLT}$ $\dot{W}_{idealcompLT} = \dot{m} * (h_{sout} - h_{in})$	(9)

	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{Q}_{int} = \dot{m} * (h_{in} - h_{out})$	
Intercambiador de Calor	$\dot{m}_{in1} = \dot{m}_{out2}$ $\dot{m}_{in3} = \dot{m}_{out4}$	$\dot{m}_{in1} * h_{in1} + \dot{m}_{in3} * h_{in3}$ $= \dot{m}_{out2} * h_{out2} + \dot{m}_{out4} * h_{out4}$	(10)

**Tabla 7***Balance de Energía y Masa en el Ciclo Rankine Orgánico*

Componente	Balance de Masa	Balance de Energía	N°
Turbina	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{W}_{turbina} = \dot{m} * (h_{in} - h_{out})$ $\eta_{turbina} = \dot{W}_{turbina} / \dot{W}_{idealturbina}$ $\dot{W}_{idealturbina} = \dot{m} * (h_{sout} - h_{in})$	(11)
Condensador	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} * (h_{in} - h_{out})$	(12)
Bomba	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$	$\dot{W}_{bomba} = \dot{m} * (h_{out} - h_{in})$ $\eta_{bomba} = \dot{W}_{bomba} / \dot{W}_{idealbomba}$ $\dot{W}_{idealbomba} = \dot{m} * v * (P_{out} - P_{in})$	(13)
Gas cooler / condensador	$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$ $\dot{m}_{in1} = \dot{m}_{out2}$ $\dot{m}_{in3} = \dot{m}_{out4}$	$\dot{Q}_{gas\ cooler} = \dot{m} * (h_{out} - h_{in})$ $\dot{m}_{in1} * h_{in1} + \dot{m}_{in3} * h_{in3}$ $= \dot{m}_{out2} * h_{out2} + \dot{m}_{out4} * h_{out4}$	(14)

En las tablas 6 y 7 el símbolo  $\dot{m}$  representa el flujo másico del refrigerante,  $h$  denota su entalpía específica,  $v$  el volumen específico y  $P$  la presión. Por otro lado,  $\dot{Q}_{evap}$  corresponde al flujo de calor extraído del espacio a refrigerar,  $\dot{Q}_{cond}$  al flujo de calor liberado al medio circundante,  $\dot{Q}_{gas\ cooler}$  y  $\dot{Q}_{int}$  hacen referencia al flujo de calor intercambiado en el gas cooler

y en el intercambiador de calor respectivamente. Por último,  $\dot{W}$  es la potencia que puede ser generada o consumida dependiendo del componente.

#### 4.6. Balances de Exergía

La eficiencia exergética ofrece una representación precisa del desempeño de un sistema, ya que considera tanto la calidad de la energía como las irreversibilidades presentes en el proceso. El análisis exergético resulta fundamental para identificar los componentes o etapas del sistema que generan mayores pérdidas por irreversibilidad. Para llevar a cabo dicho análisis, se emplean las ecuaciones presentadas en la Tabla 8.

**Tabla 8**

*Balances de Exergía del Sistema*

Componente	Balace de Exergía	N°
Compresor MT	$X_{dest;compMT} = \dot{W}_{comMT} - \dot{W}_{isent;comMT}$	(15)
Evaporador MT	$X_{dest;evapMT} = (\dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} + \frac{\dot{Q}_{evapMT}}{T_{asumidaMT}}) \cdot (T_{amb} + 273)$	(16)
Evaporador LT	$X_{dest;evapLT} = (\dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} + \frac{\dot{Q}_{evapLT}}{T_{asumidaLT}}) \cdot (T_{amb} + 273)$	(17)
Separador de fluido	$X_{dest;separador} = (\dot{S}_{out} + \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}) \cdot (T_{amb} + 273)$	(18)
Condensador	$X_{dest;condensador} = (\dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} + \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_{amb}}) \cdot (T_{amb} + 273)$	(19)
Eyector	$X_{dest;eyector} = (\dot{S}_{out} - \dot{S}_{in1} - \dot{S}_{in2}) \cdot (T_{amb} + 273)$	(20)
Gas cooler/condensador	$X_{dest;gas cooler} = (\dot{S}_{out1} - \dot{S}_{in2} + \dot{S}_{out3} - \dot{S}_{in4}) \cdot (T_{amb} + 273)$	(21)
Intercambiador de Calor	$X_{dest;int} = (\dot{S}_{out1} - \dot{S}_{in2} + \dot{S}_{out3} - \dot{S}_{in4}) \cdot (T_{amb} + 273)$	(22)
Compresor LT	$X_{dest;compLT} = \dot{W}_{comLT} - \dot{W}_{isent;comLT}$	(23)
Turbina	$X_{dest;turbina} = \dot{W}_{turbina ideal} - \dot{W}_{turbina}$	(24)
Bomba	$X_{dest;bomba} = \dot{W}_{bomba ideal} - \dot{W}_{bomba}$	(25)

#### 4.7. Condiciones de Salida del Gas Cooler (Punto 3)

En las Tablas 9 y 10 se presenta el modelo desarrollado por Tsamos et al. (2017), el cual se basa en datos experimentales y tiene como objetivo determinar la presión y la temperatura a la salida del *gas cooler* o condensador, en función de la temperatura del medio circundante. Estos valores calculados son las condiciones para el punto 3 de la figura 11.

**Tabla 9**

*Temperatura del Refrigerante R744 a la Salida del Gas Cooler/Condensador*

Rango de Temperaturas	Temperatura de Salida del Gas Cooler [°C]
$T_{amb} < 0\text{ °C}$	$T_{cond(out)} = 8\text{ °C}$
$0\text{ °C} \leq T_{amb} < 10\text{ °C}$	$T_{cond(out)} = T_{amb} + \Delta T_{app}$
$10\text{ °C} \leq T_{amb} < 26,8\text{ °C}$	$T_{cond(out)} = (-0,0144 \cdot (T_{amb})^2) + (1,1264 \cdot T_{amb}) + 9,8272$
$T_{amb} \geq 26,8\text{ °C}$	$T_{cond(out)} = T_{amb} + 10\text{ °C}$

**Nota:** Adaptado de *Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates*, por Tsamos, et al., 2017, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.020>

**Tabla 10**

*Presión del Refrigerante R744 a la Salida del Gas Cooler/Condensador*

Rango de Temperaturas	Temperatura de Salida del Gas Cooler [°C]
$T_{amb} < 0\text{ °C}$	$P_{cond(out)} = P_{SAT}(R744; T_{cond(out)})$
$0\text{ °C} \leq T_{amb} < 10\text{ °C}$	$P_{cond(out)} = P_{SAT}(R744; T_{cond(out)})$
$10\text{ °C} \leq T_{amb} < 26,8\text{ °C}$	$P_{cond(out)} = ((1,7737 \cdot T_{cond(out)}) + 24,434) \cdot 100$

$$T_{amb} \geq 26,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{cond(out)} = 2,3426 \cdot T_{cond(out)} + 11,541 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**Nota:** Adaptado de *Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates*, por Tsamos, et al., 2017, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.020>

Donde:

- $T_{amb}$ : Temperatura del ambiente donde se encuentra la instalación.
- $P_{Cond(out)}$ : Presión del refrigerante a la salida del gas cooler.
- $T_{Cond(out)}$ : Temperatura del refrigerante a la salida del gas cooler.
- $\Delta T_{app}$ : Diferencia entre la temperatura del refrigerante a la salida del gas cooler y la temperatura del ambiente.
- $P_{sat}$ : Presión de saturación.

#### 4.8. Modelo Matemático del Eyector

El modelo matemático utilizado para simular la integración del eyector en un sistema de refrigeración tipo *booster* se fundamenta en el trabajo de Köhler et al. (2007). En este enfoque, el eyector es conceptualizado como una “caja negra”: una vez se establecen las condiciones de entrada de los flujos, el modelo proporciona directamente las propiedades de salida, sin abordar los fenómenos internos del componente.

Por su parte, Elbel y Hrnjak (2008) retoman este modelo y definen la eficiencia total del eyector ( $\eta_{EYECTOR}$ ) como el cociente entre el trabajo de expansión efectivamente recuperado ( $\dot{W}_{REC}$ ) y el trabajo de expansión máximo teóricamente recuperable ( $\dot{W}_{REC(MAX)}$ ). Esta eficiencia representa el grado de aprovechamiento del proceso de expansión dentro del eyector.

$$\eta_{EYECTOR} = \frac{\dot{W}_{REC}}{\dot{W}_{REC(MAX)}} = \varphi \frac{h(P_{diff(out)}, S_{sec(in)}) - h_{sec(in)}}{h_{pri(in)} - h(P_{diff(out)}, S_{pri(in)})} \quad (26)$$

$$\varphi = \frac{\dot{m}_{sec}}{\dot{m}_{pri}} \quad (27)$$

A continuación, se detalla el significado de cada uno de los términos presentes en las ecuaciones (26) y (27):

- $h(P_{diff(out)}, S_{sec(in)})$ : Entalpía específica para un cambio de estado isentrópico supuesto desde la condición de entrada del fluido secundario hasta la presión de salida del eyector.
- $h(P_{diff(out)}, S_{pri(in)})$ : Entalpía específica para un cambio de estado isentrópico supuesto desde la condición de entrada del fluido primario hasta la presión de salida del eyector.
- $h_{sec(in)}$ : Entalpía específica a la entrada del fluido secundario.
- $h_{pri(in)}$ : Entalpía específica a la entrada del fluido primario.
- $\varphi$ : “Entrainment Ratio” conocido como la relación entre el fluido primario y el fluido secundario que circulan por el eyector.
- $\dot{m}_{sec}$ : Masa del fluido secundario.
- $\dot{m}_{pri}$ : Masa del fluido primario.

## 4.9. Evaluación del Impacto Ambiental

### 4.9.1. Evaluación del TEWI

Como se indicó previamente en la sección (2.2.6) el **TEWI** (Total Equivalent Warming Impact) es un índice que evalúa la contribución total al calentamiento atmosférico de un sistema de refrigeración a lo largo de su **vida útil**. Este parámetro engloba tanto las emisiones **directas**

de refrigerante a la atmósfera como las emisiones indirectas de CO<sub>2</sub>, resultado de la producción de energía necesaria para su funcionamiento.

A partir de los cálculos del consumo energético del sistema y de la masa total de refrigerante durante el periodo de operación, se procedió a estimar el valor del parámetro TEWI. Esta estimación se basa en la metodología propuesta por Tsamos et al. (2017), quienes utilizaron la siguiente expresión matemática para su cálculo:

$$TEWI = [PCA \cdot L \cdot n] + [PCA \cdot m \cdot (1 - \alpha_{RECUPERACIÓN})] + [n \cdot E_{ANUAL} \cdot \beta] \quad (28)$$

La ecuación 28 se compone de los siguientes términos:

- PCA: Potencial de calentamiento global del refrigerante.
- L: Previsión de índice de fugas, expresado en kilogramos por año. Este parámetro contempla tanto las emisiones directas como las indirectas del sistema. Para su cálculo, se emplea la siguiente ecuación:

$$L = 0,4 \cdot m^{2/3} \quad (29)$$

- n: Tiempo de operación del sistema (años).

El análisis se hizo para un tiempo de operación de 10 años.

- m: Carga de refrigerante (kg/kW de enfriamiento).

La masa del refrigerante (R744) considerada fue de 1,2 [kg/kW de enfriamiento], valor recomendado en la investigación realizada por Tsamos et al. (2017).

Para la masa del refrigerante (R601a) se toma el mismo valor que para el refrigerante (R744).

- $\alpha_{RECUPERACIÓN}$ : Índice de gas recuperado del aislamiento al final de la vida útil de 0 a 1.

El factor de fugas considerado para esta investigación fue de 0,95 (Valor recomendado por RSIF para los sistemas de refrigeración).

- $E_{ANUAL}$ : Consumo de energía (kW/h) al año.
- $\beta$  Factor de emisión, que expresa la cantidad de CO<sub>2</sub> producido por la generación de 1 [kWh] de energía final disponible en el punto de consumo.

El Sistema Interconectado Nacional y el Administrador del Mercado de Energía Mayorista (MEM) de Colombia realizaron un estudio en el que evaluaron la cantidad de dióxido de carbono generada por la producción de energía eléctrica consumida en el país durante el año 2022. Como resultado, se obtuvo el siguiente factor de emisión aplicable para Colombia:

$$\beta = 0,112378 \left[ \frac{kgCO_2}{kWh} \right] \quad (30)$$

En la Tabla 11 se indican las expresiones correspondientes al cálculo de las emisiones directas e indirectas, respectivamente.

**Tabla 11**

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

<b>Expresión Matemática</b>	<b>Tipo de Emisión</b>	<b>Nº</b>
$PCA \cdot L \cdot n$	Directo	(31)
$PCA \cdot m \cdot (1 - \alpha_{RECUPERACIÓN})$	Directo	(32)
$n \cdot E_{ANUAL} \cdot \beta$	Indirecto	(33)

#### 4.9.2. Evaluación del LCCP

El Rendimiento Climático del Ciclo de Vida (LCCP, por sus siglas en inglés) es un indicador más completo y preciso que el TEWI, ya que no solo considera las emisiones directas e indirectas de gases de efecto invernadero durante la operación del sistema de refrigeración, sino que también incorpora las emisiones asociadas a la producción, fabricación, disposición final o reciclaje del equipo.

Para su cálculo, se utiliza la ecuación (34) propuesta por el The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating (AIRAH) , la cual permite una evaluación más integral del impacto ambiental a lo largo de toda la vida útil del sistema.

$$LCCP = TEWI + GWP_{P-I} + GWP_{P-D} \quad (34)$$

- $GWP_{P-I}$ : Este término se refiere al consumo de energía de la producción y el transporte de productos químicos, componentes/ensamblaje de fabricación y fin de vida útil.
- $GWP_{P-D}$ : Este valor contempla las emisiones de refrigerantes químicos, incluidos productos de reacción atmosférica, fugas de fabricación y fin de vida útil.

Según la Asociación de Fabricantes de Fluorocarbonos (EFCTC), las emisiones embebidas asociadas a la fabricación y disposición final de los sistemas de refrigeración son notablemente bajas, representando menos del 1 % del LCCP total.

Adicionalmente, (Höges et al., 2025) en su análisis comparativo para distintos refrigerantes, evidenciaron que la mayor proporción de las emisiones del sistema (más del 99 %) se genera durante su fase operativa, lo cual confirma que las etapas de fabricación, transporte y disposición final aportan una fracción mínima al impacto climático global. Así mismo, se observa que los refrigerantes con bajo potencial de calentamiento global (GWP)

presentan una ventaja ambiental significativa, ya que su producción no requiere procesos químicos complejos ni genera subproductos con alta carga ambiental, como sí ocurre con los refrigerantes de alto GWP. Por otra parte, la masa y composición del sistema no varían sustancialmente entre refrigerantes dentro del modelo evaluado, y los materiales empleados en su fabricación representan menos del 1 % del total de emisiones. Incluso si se requieren pequeñas modificaciones en componentes específicos (como ampliaciones en los intercambiadores de calor o ajustes en las válvulas), estas diferencias no inciden de forma significativa en el resultado final del LCCP.

Con base en estas referencias, se asumió un valor total de emisiones embebidas de 3 toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente para el sistema booster integrado con ciclo Rankine Orgánico (REF+ORC) y de 2 toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente para el sistema booster sin dicha integración (SOLO REF).

## 5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este apartado del proyecto se encuentran los resultados y discusión, en los que las configuraciones se van a representar de la siguiente manera: Para el sistema de refrigeración booster, basado en eyector integrado con ORC se tomará como REF + ORC y para el sistema de refrigeración booster, basado en eyector sin ORC será SOLO REF.

### 5.1. Análisis Energético

Para los resultados y discusión se realizó una tabla paramétrica con el modelo desarrollado para el sistema REF+ORC (Tabla 12). En esta tabla se buscó identificar un valor de presión óptimo para la entrada del gas cooler/condensador en el ORC (Punto 17). Para esto se escogieron tres temperaturas, dentro del rango de las condiciones ambientales de Bucaramanga y diferentes valores supuestos para la presión. Con los resultados obtenidos se escogió la presión de 210 kPa, ya que a esta presión el COP y  $\dot{W}_{turbina}$  toman valores mayores

lo cual es conveniente para la operación y efectividad del sistema. A continuación, se presenta la tabla 12, donde se encuentran registrados los parámetros del modelo para la presión.

**Tabla 12**

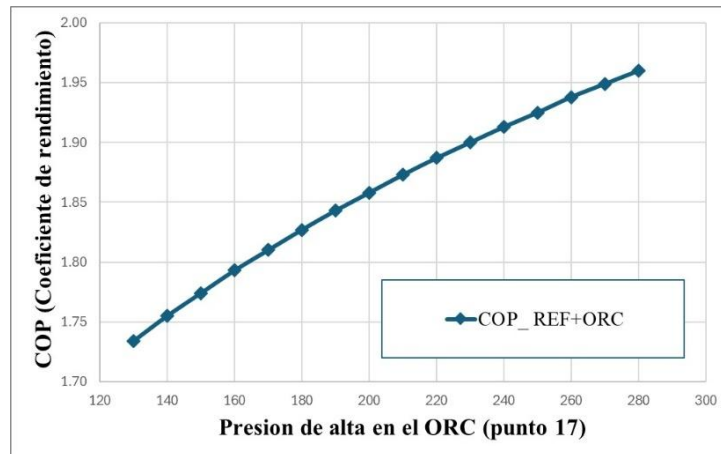
*Tabla paramétrica del modelo para la presión ( $P_{17}$ )*

$T_{ambiente}$	$P_{17}$	$COP$	$\dot{W}_{turbina}$	$\dot{W}_{neto}$
19	130	2.297	1.489	34.83
	160	2.393	2.933	33.43
	190	2.478	4.106	32.29
	210	2.529	4.779	31.64
	240	2.598	5.665	30.79
26	130	1.798	-0.182	44.50
	160	1.862	1.414	42.96
	190	1.918	2.714	41.72
	210	1.951	3.461	41.01
	240	1.996	4.447	40.08
34	130	1.501	-2.331	53.30
	160	1.400	-0.591	57.13
	190	1.436	0.8854	55.72
	210	1.457	1.736	54.91
	240	1.48	2.859	53.85

### 5.1.1. Efecto de la presión de alta (punto 17 del ORC) en el rendimiento del sistema.

**Figura 12**

COP (coeficiente de rendimiento) del sistema REF+ORC vs Presión de alta en el ORC (punto 17).



En la Figura 12 se presenta la variación del coeficiente de rendimiento global del sistema (COP\_REF+ORC) en función de la presión de alta del ciclo Rankine Orgánico (ORC), medida en el punto 17, y manteniendo una temperatura ambiente de 25 °C. Este análisis permite identificar cómo el aumento de la presión en la entrada del gas cooler del ORC influye en el rendimiento térmico total del conjunto.

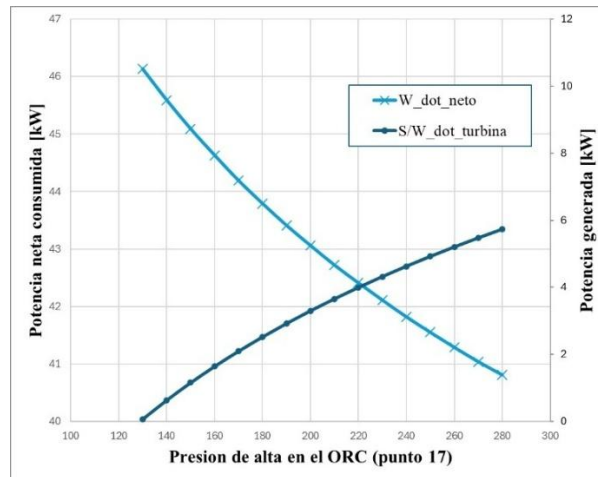
La curva representa una tendencia creciente del COP a medida que se incrementa la presión desde 130 hasta 285 kPa. Este comportamiento está directamente relacionado con el desempeño del ORC como subsistema de recuperación de calor dentro del ciclo global.

El aumento de la presión en el punto 17, que corresponde a la entrada del fluido de trabajo del ORC al gas cooler, permite que dicho fluido alcance mayores entalpías antes de su expansión en la turbina. Como consecuencia, la potencia útil generada por la turbina se incrementa. Esta potencia representa energía que se recupera del sistema, la cual puede ser utilizada para disminuir el consumo neto de los compresores del sistema de refrigeración.

Al integrar esta energía recuperada al balance general del sistema, el consumo neto de energía eléctrica disminuye. Esto eleva el valor del COP global, ya que la relación entre el efecto frigorífico total (refrigeración) y el consumo eléctrico neto mejora.

### Figura 13

Potencia neta consumida y generada del sistema REF+ORC vs Presión de alta en el ORC (punto 17).



La gráfica 13 representa la variación simultánea de la potencia neta consumida por el sistema ( $W_{NETO}$ ) y la potencia generada por la turbina del ORC ( $W_{TURBINA}$ ), en función de la presión de alta en el ORC (punto 17). Permitiendo evaluar el impacto energético del aprovechamiento del calor residual mediante el subsistema ORC.

Se observa que, a medida que se incrementa la presión de alta en el ORC desde aproximadamente 125 hasta 285 kPa, la potencia generada por la turbina ( $W_{TURBINA}$ ) presenta una clara tendencia creciente, pasando de valores cercanos a 1 kW hasta superar los 6 kW. Este comportamiento indica que el fluido de trabajo del ORC logra alcanzar mayores niveles de entalpía a la entrada de la turbina gracias a una mayor presión de evaporación. Como resultado, la expansión en la turbina produce un mayor trabajo útil, lo que se traduce directamente en una mayor cantidad de energía recuperada a partir del calor residual del sistema de refrigeración.

En contraste, la potencia neta consumida ( $W_{NETO}$ ) por el sistema muestra una tendencia decreciente en el mismo intervalo de presión, reduciéndose de aproximadamente 46.2 kW a

40.8 kW. Esta disminución refleja el impacto directo del aporte energético del ORC: al generar trabajo mecánico útil en la turbina, se compensa parcialmente el requerimiento eléctrico de los compresores del sistema booster. Por lo tanto, se reduce el consumo energético neto necesario para mantener la operación del sistema integrado.

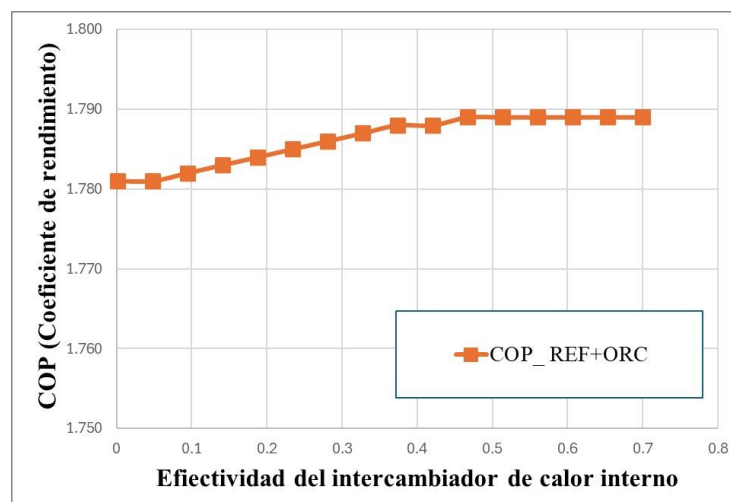
La correlación inversa entre ambas curvas es clave para entender la mejora del rendimiento global: a mayor presión de operación del ORC, mayor es el trabajo recuperado y menor es la energía externa necesaria. Esta sinergia permite aumentar la eficiencia del sistema sin necesidad de incrementar la capacidad de los compresores o introducir energía adicional desde el exterior.

Este comportamiento también respalda el aumento del COP observado en la figura anterior. La mayor recuperación de energía mediante el ORC no solo mejora la eficiencia energética, sino que también contribuye a una reducción de la huella ambiental del sistema al disminuir la demanda de electricidad de la red.

### 5.1.2. Efecto de la efectividad del intercambiador de calor interno en el rendimiento del sistema REF+ORC

#### Figura 14

COP (coeficiente de rendimiento) del sistema REF+ORC vs Efectividad del intercambiador de calor interno.



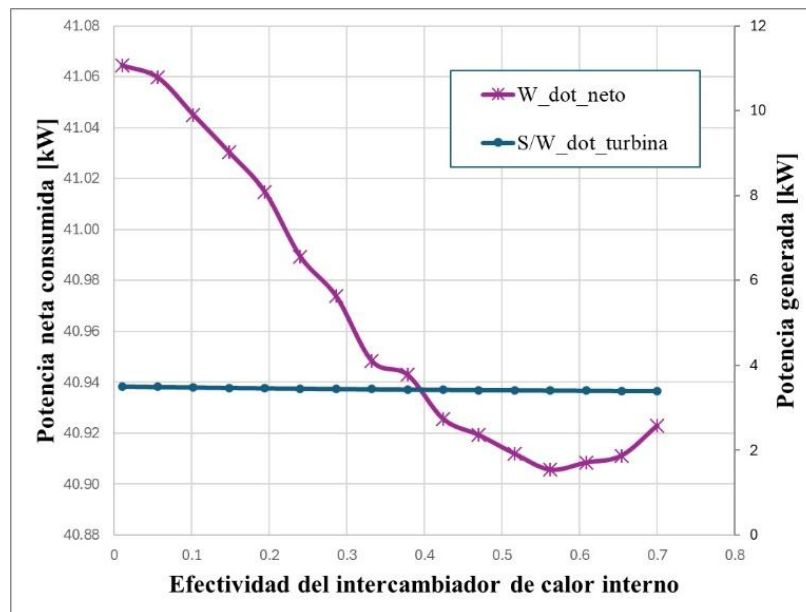
La Figura 14 muestra el comportamiento del Coeficiente de Rendimiento (COP) del sistema de refrigeración tipo booster acoplado a un ciclo Rankine Orgánico (REF+ORC), en función de la efectividad del intercambiador de calor interno. Este intercambiador está posicionado estratégicamente en la línea que conecta el separador de líquido con la succión del compresor de media temperatura (MT). Su función es precalentar el refrigerante que ingresa al compresor mediante el intercambio térmico con el fluido caliente que sale del gas cooler. Este diseño se fundamenta en una estrategia de eficiencia energética orientada a reducir el trabajo específico de compresión y, por tanto, el consumo eléctrico del compresor MT.

El comportamiento observado en la curva es claro: a medida que la efectividad del intercambiador aumenta, también lo hace el COP, hasta alcanzar un valor cercano a 1.789. Este incremento es más notorio en el intervalo de efectividad de 0 a 0.5, lo cual indica que el impacto positivo del intercambiador es más significativo en niveles bajos de efectividad, mientras que, a partir de cierto umbral, el beneficio marginal se atenúa, mostrando una meseta en la curva. Esto se explica porque el calor útil disponible para precalentamiento es finito, y una vez que el potencial térmico se ha aprovechado en su mayoría, no hay un aumento proporcional adicional en el rendimiento.

La gráfica valida el efecto positivo de la incorporación del intercambiador de calor interno en el sistema REF+ORC. Su correcta ubicación (entre el separador y el compresor MT) permite reducir el trabajo de compresión, disminuir el consumo energético y, en consecuencia, mejorar el COP.

**Figura 15**

*Potencia neta consumida y generada del sistema REF+ORC vs Efectividad del intercambiador de calor interno.*



La Figura 15 presenta la evolución de la potencia neta consumida por el sistema REF+ORC ( $\dot{W}_{NETO}$ ) y la potencia generada por la turbina del ORC ( $S/\dot{W}_{TURBINA}$ ), frente a variaciones en la efectividad del intercambiador de calor interno.

A medida que se incrementa la efectividad del IHX, se observa una reducción clara y progresiva en la potencia neta consumida hasta alcanzar un punto de inflexión cercano a una efectividad de 0.5. Este comportamiento se explica por la mejora en el precalentamiento del refrigerante que ingresa al compresor de media temperatura (MT). Al sobrecalentar el fluido proveniente del separador de líquido, el IHX garantiza la entrada en estado de vapor sobrecalentado, lo cual reduce el salto de entalpía requerido para la compresión. Como resultado, el compresor MT requiere menos trabajo, lo que se traduce en una disminución del consumo eléctrico total del sistema.

Además, este sobrecalentamiento controlado reduce riesgos operativos asociados con el arrastre de líquido, contribuyendo de manera indirecta a la durabilidad y confiabilidad del sistema. No obstante, al alcanzar efectividades superiores a 0.5, el beneficio adicional tiende a

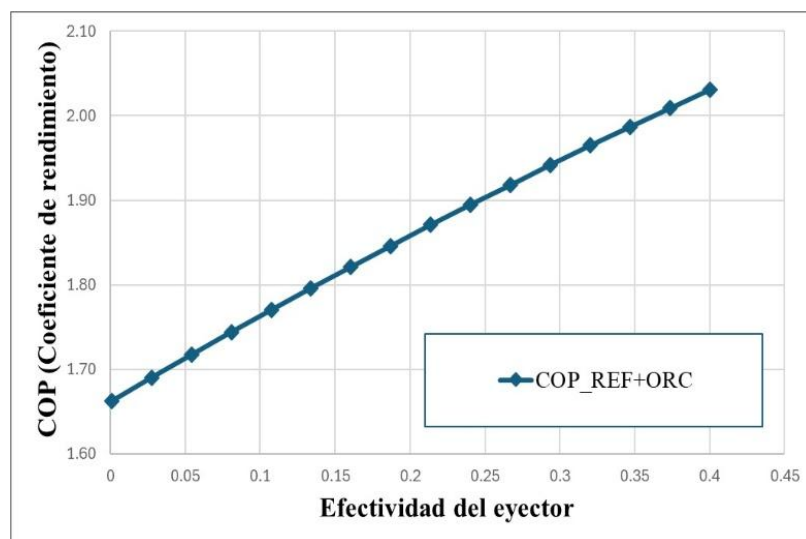
estabilizarse, y en ciertos casos podría incluso observarse un leve aumento en el consumo neto, posiblemente debido a sobrecalentamientos innecesarios o irreversibilidades térmicas internas.

En contraste, la curva de potencia generada por la turbina del ORC se mantiene constante en todo el rango de efectividad analizado. Este resultado confirma que el intercambiador de calor interno no interactúa térmicamente con el ciclo ORC, ya que su acción se limita al subsistema de refrigeración y no altera las condiciones del fluido de trabajo ni del gas cooler, que constituye la fuente térmica del ciclo ORC.

### 5.1.3. Efecto de la efectividad del eyector en el rendimiento del sistema REF+ORC

**Figura 16**

*COP (coeficiente de rendimiento) del sistema REF+ORC vs Efectividad del eyector.*

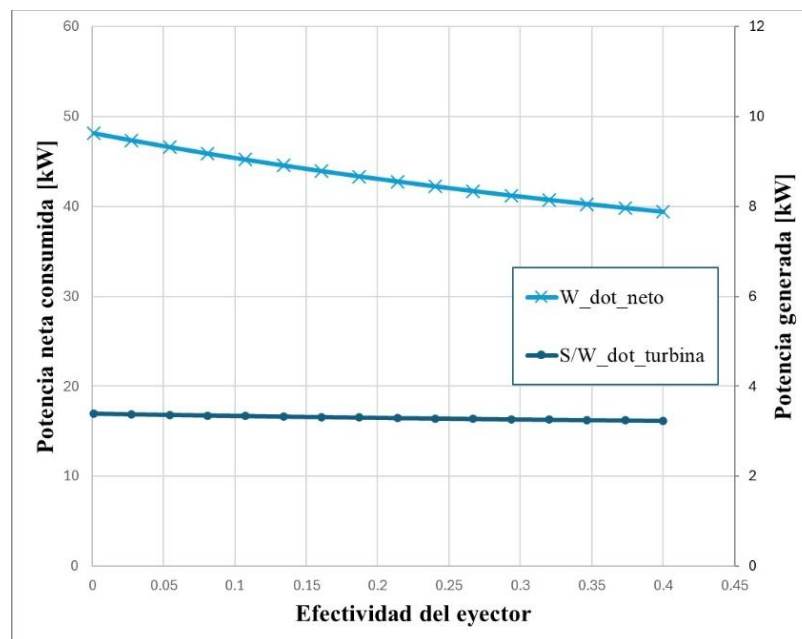


La figura 16 muestra la influencia de la efectividad del eyector en el desempeño global del sistema REF+ORC. En esta figura se observa una tendencia creciente y lineal del COP a medida que se aumenta la efectividad del eyector, considerando una temperatura ambiente constante de 25°C. La efectividad del eyector varía entre 0.001 hasta 0.4 haciendo que el COP tenga una mejoría progresiva desde 1.66, hasta alcanzar su valor máximo de 2.03. Esto representa un incremento del 22.3% en el rendimiento global del sistema (COP).

Este comportamiento confirma que la integración de un eyector más efectivo optimiza la distribución de energía interna del sistema, al transferir parte de la energía del flujo primario hacia el flujo secundario. Como resultado se presenta una disminución en el consumo del compresor de media temperatura (MT), contribuyendo a una disminución del consumo eléctrico global. Sin embargo, esta disminución viene acompañada de un ligero aumento en la carga del compresor de baja temperatura (LT), debido a que ahora requiere de un flujo masico mayor para mantener en equilibrio el sistema. Además, el aumento en la efectividad del eyector hace que la energía disponible para la expansión (flujo de calor del gas cooler/condensador) en la turbina disminuya, reduciendo así la generación neta de potencia.

**Figura 17**

*Potencia neta consumida y generada del sistema REF+ORC vs Efectividad del eyector.*



La Figura 17 representa la variación de la potencia neta consumida por el sistema REF+ORC ( $\dot{W}_{NETO}$ ) y la potencia generada por la turbina del ciclo ORC ( $S/\dot{W}_{TURBINA}$ ) en función del incremento en la efectividad del eyector.

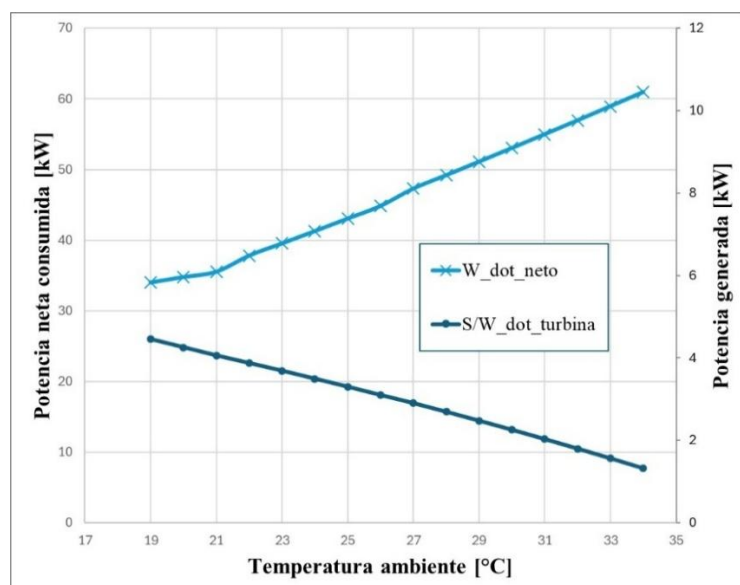
A medida que aumenta la efectividad del eyector, se observa una disminución progresiva en la potencia neta consumida. Este comportamiento se explica por el funcionamiento del eyector como un dispositivo de recuperación de energía. Al operar mediante el principio de Venturi, el eyector permite succionar refrigerante desde el nivel intermedio sin necesidad de usar energía eléctrica adicional. Este efecto reduce la demanda de trabajo sobre el compresor de media temperatura (MT), que es como se observó anteriormente el componente con mayor consumo energético del sistema. Como resultado, se obtiene una mejora directa en la eficiencia energética del sistema global, manifestada en la caída de  $\dot{W}_{NETO}$ .

En paralelo, la curva que representa la potencia generada por la turbina del ciclo ORC se mantiene constante, lo cual es coherente con el hecho de que la efectividad del eyector no modifica las condiciones térmicas del fluido a la salida del gas cooler, que es donde se extrae la energía para el ciclo ORC. Es decir, el eyector mejora la eficiencia del sistema de refrigeración, pero no interfiere en el ciclo termodinámico del ORC, por lo cual la generación de potencia eléctrica se mantiene invariable.

#### 5.1.4. Efecto de la temperatura ambiente en el rendimiento del sistema

##### Figura 18

Potencia consumida y generada por el sistema REF+ORC vs Temperatura ambiente.



La Figura 18 ilustra el efecto de la variación de la temperatura ambiente (entre 18 °C y 34 °C) sobre dos parámetros clave del sistema de refrigeración tipo booster con integración de un ciclo Rankine Orgánico (REF+ORC): la potencia neta consumida por el sistema ( $\dot{W}_{NETO}$ ) y la potencia generada por la turbina del ORC ( $S/\dot{W}_{TURBINA}$ ).

Se observa una tendencia inversa entre ambas curvas:

La potencia neta consumida (línea azul claro) muestra un comportamiento crecientemente lineal, elevándose de aproximadamente 35 kW a más de 60 kW conforme la temperatura ambiente aumenta. Por el contrario, la potencia generada por la turbina (línea azul oscuro) decrece gradualmente desde valores cercanos a los 5.5 kW hasta alrededor de 1 kW en el rango analizado.

El comportamiento observado en la gráfica puede comprenderse a partir de los principios termodinámicos que rigen el funcionamiento del sistema REF+ORC y la influencia directa que ejerce la temperatura ambiente sobre sus componentes principales.

En primer lugar, el aumento de la temperatura ambiente incrementa la carga térmica sobre el gas cooler, reduciendo la capacidad del sistema para disipar calor. Esto ocurre porque la diferencia de temperatura entre el refrigerante caliente y el aire ambiente disminuye, lo que reduce la eficiencia del proceso de rechazo de calor. Como consecuencia, el sistema opera con presiones más elevadas en la línea de descarga del compresor, lo que exige un mayor trabajo de compresión y, por tanto, un incremento en el consumo neto de energía eléctrica.

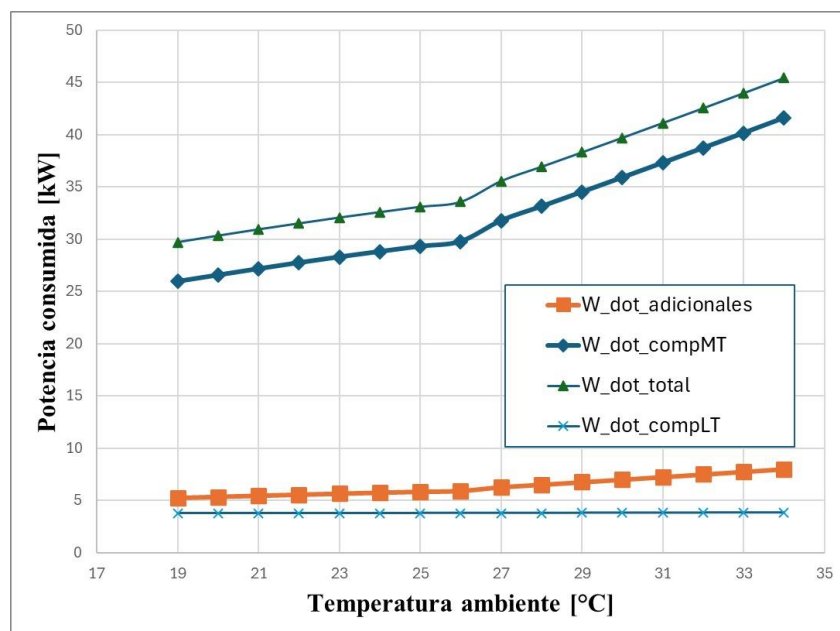
En segundo lugar, se presenta una reducción en el aprovechamiento del calor residual por parte del ciclo ORC. A temperaturas ambiente más altas, el condensador del ORC pierde eficacia en la remoción de calor del fluido de trabajo, dificultando su condensación adecuada. Esto se traduce en una menor diferencia de temperatura disponible en el intercambiador de calor del ORC, lo que disminuye la cantidad de energía térmica que puede transferirse al fluido

de trabajo. En consecuencia, la entalpía de entrada a la turbina del ORC se reduce y el trabajo generado también disminuye significativamente.

Finalmente, se evidencia un desacople térmico progresivo entre el sistema de refrigeración y el ciclo ORC. A medida que la temperatura ambiente aumenta, los gradientes térmicos entre los flujos de calor involucrados se reducen, limitando la eficiencia con la que el ORC puede recuperar y transformar el calor residual en energía útil. Esta pérdida de eficiencia térmica impide que el ORC funcione como un mecanismo efectivo de recuperación energética, lo que contribuye al aumento de la potencia neta consumida por el sistema completo.

**Figura 19**

*Potencia consumida por el sistema SOLO REF vs Temperatura ambiente.*



La Figura 19 presenta el comportamiento de la potencia eléctrica consumida por el sistema de refrigeración tipo booster operando sin la integración del ciclo Rankine Orgánico (ORC), en función de la temperatura ambiente. Se representan individualmente las potencias consumidas por el compresor de baja temperatura ( $\dot{W}_{COMP_{LT}}$ ), el compresor de media

temperatura ( $\dot{W}_{COMP_{MT}}$ ), los consumos adicionales ( $\dot{W}_{ADICIONALES}$ ), y la suma total de todos ellos ( $\dot{W}_{TOTAL}$ ).

A medida que la temperatura ambiente se incrementa desde 18 °C hasta 34 °C, se evidencia un aumento sostenido en la potencia total consumida por el sistema. Este comportamiento puede explicarse mediante consideraciones termodinámicas asociadas al funcionamiento del gas cooler. A mayor temperatura ambiente, se reduce el gradiente térmico entre el refrigerante y el aire externo, disminuyendo la eficiencia del proceso de rechazo de calor. Como consecuencia, el sistema se ve obligado a operar con mayores presiones en la línea de descarga del compresor de media temperatura, lo cual requiere un incremento en el trabajo de compresión y, por ende, un aumento en el consumo neto de energía eléctrica.

En detalle, se observa que la curva  $\dot{W}_{COMP_{MT}}$  es la que presenta el mayor incremento con la temperatura ambiente, pasando de aproximadamente 30 kW a cerca de 43 kW. Este aumento sostenido se debe a que este compresor es el encargado de llevar el refrigerante desde la presión intermedia hasta las altas presiones necesarias para el proceso de rechazo de calor en el gas cooler. A medida que este componente pierde eficacia por efecto del clima, el compresor MT debe realizar un mayor esfuerzo, reflejando su impacto directamente en el consumo energético.

La curva  $\dot{W}_{COMP_{LT}}$  también muestra una tendencia ascendente, aunque menos pronunciada. Esto se debe a que, si bien su presión de succión se mantiene relativamente constante, su presión de descarga aumenta como consecuencia de las presiones más altas en la etapa intermedia, generando también un incremento en el trabajo de compresión requerido.

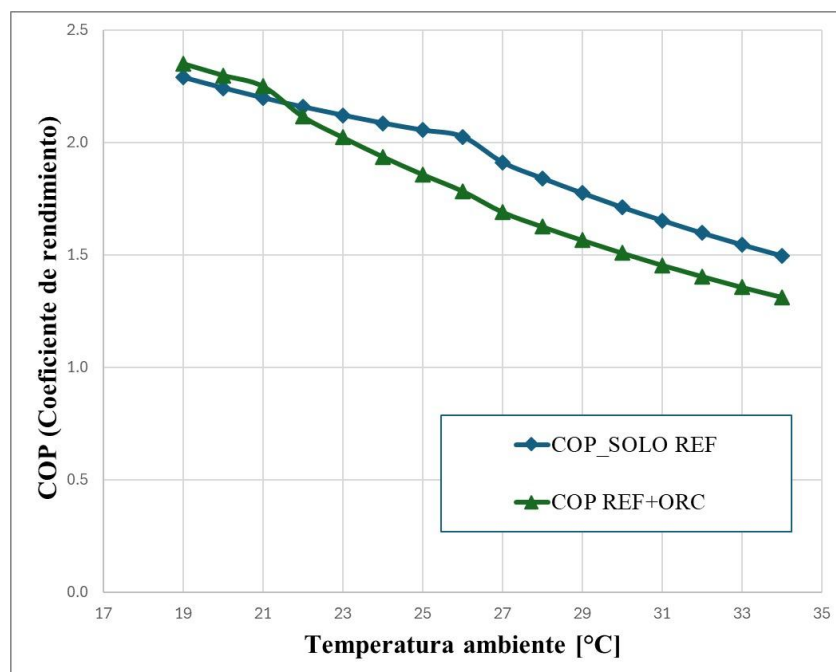
Por su parte, la potencia consumida por los elementos adicionales ( $\dot{W}_{ADICIONALES}$ ), como ventiladores, bombas y sistemas de control, mantiene una tendencia estable con una ligera alza. Aunque su contribución al total es menor, su constancia permite identificar que los

aumentos significativos en la potencia total están directamente relacionados con el trabajo de compresión.

En conjunto, el incremento de la temperatura ambiente genera un impacto directo en la eficiencia energética del sistema, aumentando considerablemente el consumo eléctrico total. Este comportamiento resalta la vulnerabilidad del sistema de refrigeración tipo booster frente a condiciones climáticas cálidas, como las que se presentan en muchas regiones de Colombia. Además, refuerza la importancia de integrar estrategias de recuperación energética (como el ciclo ORC) para compensar el aumento en la demanda energética y mejorar la eficiencia global del sistema.

**Figura 20**

*COP (coeficiente de rendimiento) de los sistemas SOLO REF y REF+ORC vs Temperatura ambiente.*



La Figura 20 presenta el comportamiento del coeficiente de rendimiento (COP) para dos configuraciones de un sistema de refrigeración tipo booster: una configuración convencional (SOLO REF) y una configuración integrada con un ciclo Rankine Orgánico

(REF+ORC), evaluadas en función de la temperatura ambiente. El análisis evidencia dos zonas de comportamiento diferenciadas según el valor de la temperatura ambiente, lo que permite establecer conclusiones claras sobre la eficiencia relativa de ambas configuraciones en distintas condiciones climáticas.

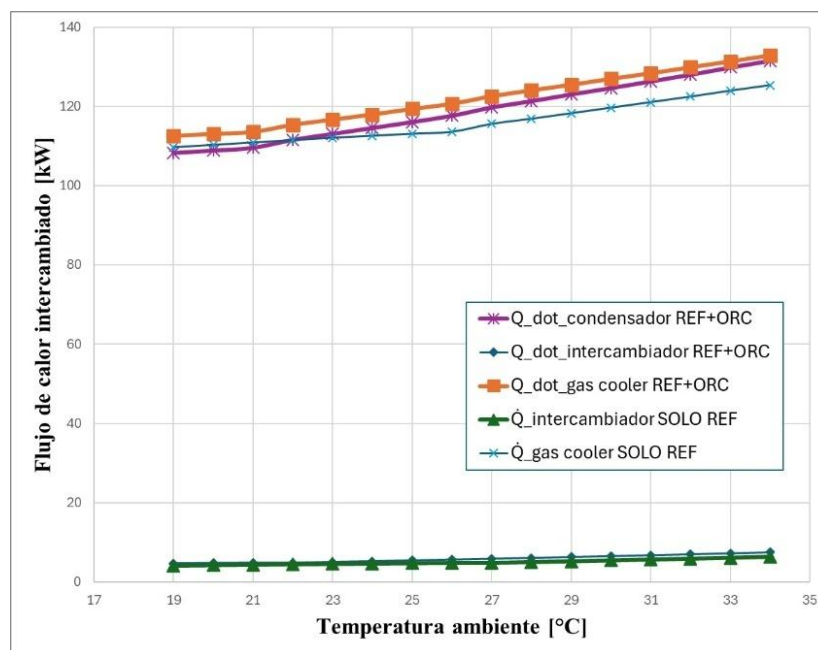
En primer lugar, se observa que, para temperaturas ambiente iguales o inferiores a 24 °C, el sistema REF+ORC presenta un COP superior al del sistema SOLO REF. Este comportamiento se debe a que, en este rango térmico, el gas cooler opera en condiciones favorables, lo que permite una adecuada transferencia de calor hacia el ambiente y hacia el ciclo ORC. La recuperación de calor en estas condiciones resulta eficiente, permitiendo que el ORC genere una cantidad de potencia útil suficiente para compensar parte del consumo eléctrico del sistema, mejorando así su rendimiento energético global. Además, dado que la temperatura de condensación del refrigerante no se ve significativamente afectada, no se incrementa la presión de descarga del compresor de media temperatura (MT), y por tanto su consumo energético permanece moderado. Esto refuerza el beneficio neto de integrar el ORC en climas templados o en temporadas de baja temperatura ambiente.

Por el contrario, a temperaturas superiores a 24 °C, el comportamiento se invierte: el COP del sistema SOLO REF supera al del sistema REF+ORC. Este fenómeno puede explicarse a partir de la influencia negativa que tiene el aumento de temperatura ambiente sobre la eficiencia del gas cooler en la configuración REF+ORC. En este caso, la integración del ORC (aunque pensada para recuperar calor) se convierte en una carga térmica adicional para el sistema, pues parte del calor que debería ser disipado al ambiente es transferido al fluido del ORC. Como resultado, la temperatura a la salida del gas cooler se incrementa, generando una mayor presión de alta en el sistema de refrigeración. Esta presión elevada exige un mayor trabajo del compresor MT, lo cual incrementa considerablemente el consumo eléctrico del sistema y deteriora su eficiencia.

En comparación, el sistema SOLO REF, al no transferir calor hacia un ciclo adicional, logra enfriar el refrigerante a una temperatura más baja en el gas cooler, incluso cuando la temperatura ambiente es alta. Esto permite que la presión de descarga del compresor MT se mantenga menor que en el sistema REF+ORC, reduciendo su consumo eléctrico y logrando un COP más favorable en estas condiciones.

### Figura 21

Flujos de calor (Gas cooler, intercambiador y condensador) de los sistemas SOLO REF y REF+ORC vs Temperatura ambiente.



La Figura 21 compara los flujos de calor intercambiados por los principales componentes térmicos (gas cooler, intercambiador de calor interno y condensador) en dos configuraciones del sistema: SOLO REF y REF+ORC, en función de la temperatura ambiente. Esta representación permite identificar el comportamiento térmico del sistema y el impacto de la integración del ciclo Rankine Orgánico (ORC) sobre la capacidad de intercambio de calor.

En primer lugar, se destaca que los flujos de calor asociados al gas cooler son significativamente mayores que los del intercambiador y el condensador, como era de esperarse dado su papel principal en la disipación de calor hacia el ambiente. En ambas configuraciones,

el flujo de calor a través del gas cooler aumenta con la temperatura ambiente, lo que refleja la respuesta del sistema al aumento de la presión de alta y la necesidad de disipar mayor cantidad de energía térmica para mantener el ciclo de refrigeración operando adecuadamente.

No obstante, se evidencia una diferencia clara entre ambas configuraciones: el sistema REF+ORC presenta mayores flujos térmicos en el gas cooler comparado con el sistema SOLO REF. Esta diferencia puede explicarse por la integración del intercambiador ORC, que introduce una carga térmica adicional. En este sistema, parte del calor que sería disipado directamente por el gas cooler en la configuración convencional es absorbido por el ciclo ORC a través del intercambiador de calor interno, lo cual modifica las condiciones térmicas del refrigerante que llega al gas cooler. Como consecuencia, este componente debe disipar una mayor cantidad de calor total (incluyendo el calor residual no aprovechado por el ORC), generando una mayor carga térmica general en esta etapa.

En cuanto al intercambiador de calor interno, se observa un flujo moderado pero creciente con la temperatura ambiente en ambos sistemas, siendo notablemente mayor en el sistema REF+ORC. Este resultado es consistente con el objetivo del intercambiador: precalentar el fluido que ingresa al compresor MT utilizando el calor del fluido que sale del gas cooler. A medida que aumenta la temperatura ambiente, también lo hace la temperatura a la salida del gas cooler, permitiendo un mayor grado de precalentamiento del refrigerante desde el separador. Esto reduce la proporción de líquido al ingresar al compresor y favorece condiciones más eficientes de compresión, lo que contribuye a reducir el trabajo requerido por el compresor MT.

Por último, el flujo de calor del condensador (solo presente en la configuración REF+ORC) se mantiene cercano al del gas cooler, lo que indica que la mayor parte de la energía térmica contenida en el refrigerante del ORC es efectivamente disipada. Su aumento progresivo con la temperatura ambiente sugiere una mayor recuperación de calor desde el sistema de

refrigeración y una mayor demanda de disipación en el ORC, lo cual puede estar relacionado con la presión y temperatura más altas en el punto de transferencia térmica del ciclo de refrigeración.

### 5.1.5. Consumo energético de los sistemas

**Tabla 13**

*Consumo de energía para cada componente del sistema REF+ORC y adicionales vs Temperatura ambiente.*

T amb [°C]	BOMBA		COMPRESOR MT		COMPRESOR LT		ADICIONALES		TURBINA	
	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]
19	0.07	0.43	28.85	176.88	3.78	23.20	5.77	35.39	4.45	27.30
20	0.07	8.36	29.35	3569.96	3.79	460.51	5.86	712.65	4.26	517.67
21	0.07	24.91	29.81	11190.17	3.79	1422.33	5.94	2230.15	4.06	1522.93
22	0.06	58.65	31.59	29433.48	3.79	3532.20	6.26	5828.93	3.87	3609.54
23	0.06	81.15	32.89	44233.53	3.80	5106.56	6.49	8722.98	3.69	4958.62
24	0.06	73.95	34.21	43891.02	3.80	4879.20	6.72	8619.11	3.50	4484.04
25	0.05	59.19	35.54	38364.51	3.81	4112.80	6.95	7505.58	3.30	3561.18
26	0.05	44.75	36.88	31794.84	3.82	3290.70	7.19	6199.48	3.10	2670.84
27	0.05	35.09	38.80	27817.54	3.82	2740.89	7.53	5398.61	2.90	2080.58
28	0.05	30.45	40.22	26751.49	3.83	2548.11	7.78	5176.03	2.69	1790.53
29	0.04	26.47	41.66	25954.26	3.84	2391.08	8.04	5006.44	2.48	1542.55
30	0.04	17.25	43.10	19043.17	3.85	1698.86	8.29	3663.71	2.26	996.78
31	0.04	7.71	44.57	9687.65	3.85	837.48	8.55	1858.63	2.03	441.24
32	0.03	2.52	46.04	3660.50	3.86	306.98	8.81	700.62	1.80	143.03
33	0.03	0.30	47.53	517.03	3.87	42.09	9.08	98.72	1.56	17.00
34	0.02	0.02	49.02	48.48	3.88	3.83	9.34	9.24	1.32	1.31
<b>Total</b>		471.22 kWh/año		316134.51 kWh/año		33396.81 kWh/año		61766.27 kWh/año		28365.14 kWh/año

En la tabla 13 se presenta el consumo energético por componente del sistema REF+ORC en función de la temperatura ambiente. En esta tabla se encuentra la potencia instantánea [kW], energía anual consumida y generada en el caso de la turbina [kWh/año]. Permitiendo observar el comportamiento a lo largo de un rango de temperaturas que va desde los 19°C hasta los 34°C.

A medida que la temperatura ambiente incrementa, se evidencia un aumento en la demanda energética de los compresores, especialmente en el compresor de media temperatura

(MT), cuya potencia aumenta de 28.85 kW a 49.02 kW, lo que refleja una mayor carga térmica debido al alza en la presión de condensación del ciclo. Este efecto también repercute sobre el compresor de baja temperatura (LT) y en los consumos adicionales que, si bien representan una leve tendencia al aumento en temperaturas más elevadas, representan una fracción significativa del consumo total, con 61.766,27 kWh/año.

En cuanto a la bomba del ciclo ORC, se observa que el aporte energético es muy bajo en comparación con el resto de los componentes, sumando apenas 471.22 kWh/año. Por otro lado, la turbina aporta una recuperación energética de 28.365,14 kWh/año, ayudando a compensar la demanda energética del sistema completo. Sin embargo, esta producción de energía disminuye conforme aumenta la temperatura ambiente. En conjunto la tabla permite revelar que en climas más cálidos el sistema opera bajo mayor exigencia, incrementando su demanda eléctrica y disminuyendo su capacidad de recuperación de energía.

**Tabla 14**

*Consumo de energía para cada componente del sistema SOLO REF y adicionales vs Temperatura ambiente.*

T amb [°C]	COMPRESOR MT		COMPRESOR LT		ADICIONALES	
	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]
19	25.95	159.10	3.77	23.10	5.24	32.15
20	26.56	3230.60	3.77	458.68	5.35	651.11
21	27.16	10195.40	3.77	1416.70	5.46	2049.22
22	27.74	25846.30	3.78	3519.16	5.56	5181.37
23	28.29	38047.02	3.78	5083.70	5.66	7610.75
24	28.81	36962.88	3.78	4853.54	5.75	7379.75
25	29.31	31639.38	3.79	4086.89	5.84	6304.13
26	29.78	25673.81	3.79	3266.56	5.92	5107.18
27	31.77	22777.41	3.79	2717.23	6.28	4498.84
28	33.13	22035.72	3.80	2524.83	6.52	4334.65
29	34.51	21499.80	3.80	2369.28	6.76	4212.12
30	35.90	15861.95	3.81	1682.96	7.01	3096.39
31	37.30	8107.45	3.82	829.44	7.26	1577.37
32	38.72	3078.51	3.82	303.96	7.51	596.94
33	40.15	436.75	3.83	41.66	7.76	84.42
34	41.59	41.13	3.84	3.80	8.02	7.93
<b>Total</b>		265593.23 kWh/año		33181.47 kWh/año		52724.30 kWh/año

En la tabla 14 se presenta el consumo energético por componente del sistema SOLO REF en función de la temperatura ambiente. En esta tabla se encuentra la potencia instantánea [kW] y energía anual consumida y generada en el caso de la turbina [kWh/año]. En esta configuración al no estar integrado el ORC, toda la energía generada en el sistema es expulsada al ambiente a través del gas cooler/condensador.

Se observa que, al igual que en el sistema REF+ORC, el incremento en la temperatura ambiente genera un aumento en la presión de condensación, elevando la carga en el compresor de media temperatura (MT), que pasa de 25.95 kW a 41.59 kW. Sin embargo, los valores de consumo eléctrico son menores en todo el rango para ambos compresores (MT y LT). El consumo anual del compresor MT en el sistema SOLO REF es de 265.593,23 kWh/año, mientras que en el sistema REF+ORC alcanza 316.134,51 kWh/año, lo que representa una reducción del 16%. Lo mismo ocurre en el compresor LT, que en este caso suma 33.181,47 kWh/año, frente a los 33.396,81 kWh/año del REF+ORC, aunque para este la diferencia es menos significativa.

Esta reducción en los consumos de los compresores del sistema SOLO REF se debe principalmente a la ausencia del intercambio térmico en el gas cooler/condensador con el ORC. Con la integración del ORC, parte del calor que como ya se mencionó sería expulsado al ambiente se transfiere en este caso hacia el ciclo de recuperación, lo que genera una mayor exigencia térmica obligando a los compresores a trabajar en condiciones diferentes.

**Tabla 15**

*Consumo neto de energía para cada configuración vs Temperatura ambiente.*

T amb [°C]	REF+ORC		SOLO REF	
	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]
19	34.03	208.64	34.96	214.35
20	34.80	4232.86	35.68	4340.39
21	35.55	13344.87	36.39	13661.31
22	37.83	35247.50	37.08	34546.83
23	39.55	53190.52	37.73	50741.47
24	41.29	52974.57	38.35	49196.17
25	43.06	46482.15	38.94	42030.40
26	44.84	38657.28	39.49	34047.55
27	47.30	33911.59	41.84	29993.48
28	49.19	32717.70	43.44	28895.20
29	51.10	31835.40	45.07	28081.19
30	53.03	23430.62	46.72	20641.30
31	54.98	11950.34	48.37	10514.26
32	56.94	4527.13	50.05	3979.40
33	58.93	641.04	51.74	562.84
34	60.94	60.27	53.45	52.86
<b>Total</b>		383412.48 kWh/año		351499.00 kWh/año

La tabla 15 muestra el consumo neto de energía eléctrica de los sistemas evaluados (REF+ORC y SOLO REF) en función de la temperatura ambiente, esta tabla al igual que las anteriores expresa términos de potencia instantánea (kW) y energía total anual (kWh/año). Se observa que el sistema REF+ORC presenta un consumo eléctrico anual total de 383.412,48 kWh/año, mientras que el sistema SOLO REF registra un consumo menor de 351.499 kWh/año. Esta diferencia representa un incremento del 8.32% en el consumo energético cuando se incorpora el ORC. Esta diferencia sugiere que a pesar de la generación de energía en la turbina del ORC, la recuperación de calor no es suficiente para compensar las demandas energéticas adicionales inducidas por la mayor complejidad del sistema y condiciones termodinámicas distintas.

Los valores obtenidos de consumo neto son fundamentales para el cálculo de los dos indicadores del impacto ambiental: el TEWI (Total Equivalent Warming Impact) presentado en la figura 24 y el LCCP (Life Cycle Climate Performance) mostrado en la figura 25. Para ambos

indicadores las emisiones indirectas, es decir, aquellas asociadas al consumo energético del sistema durante su operación son de suma importancia ya que representa la contribución más significativa en términos de ton CO<sub>2</sub> eq.

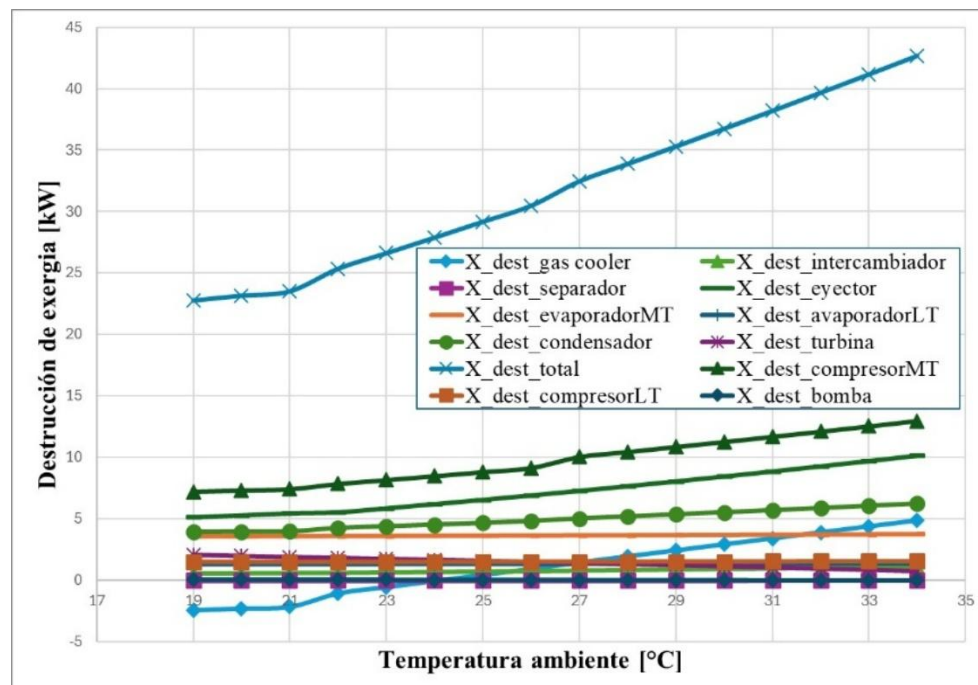
## 5.2. Análisis exergético

### 5.2.1. Efecto de la temperatura ambiente en la destrucción de exergía

En esta etapa del proyecto se realizó la simulación de la destrucción de exergía para el sistema REF+ORC y para el sistema SOLO REF. Para este análisis se tomaron diferentes valores de temperatura ambiente.

**Figura 22**

*Destrucción de exergía del sistema REF+ORC vs Temperatura ambiente.*



En la Figura 22 se presenta la destrucción de exergía en los distintos componentes del sistema en función de la temperatura ambiente. Se observa que, a medida que la temperatura ambiente se incrementa, la destrucción de exergía también crece en todos los componentes,

reflejando un aumento en las irreversibilidades del sistema. Esta tendencia responde al deterioro en las condiciones de operación del ciclo de refrigeración conforme se enfrenta a mayores cargas térmicas externas.

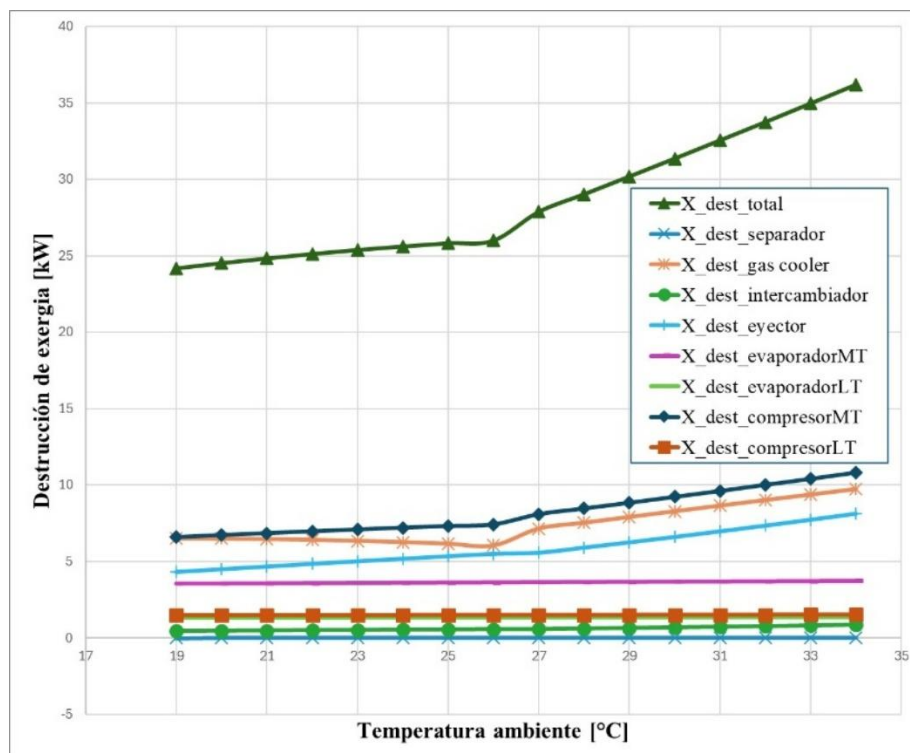
Los elementos que contribuyen en mayor proporción a la destrucción total de exergía son el compresor de media temperatura (MT) y el eyector. Particularmente, el compresor MT muestra un crecimiento marcado en su destrucción de exergía conforme se eleva la temperatura ambiente, lo que indica un fuerte incremento en el consumo energético bajo condiciones térmicas más exigentes siendo el componente con mayor irreversibilidad obteniendo un valor máximo de 12.97 kW. El eyector, por su parte, también presenta una contribución significativa, con un máximo de 10.11 kW. Por otra parte, el gas cooler/condensador presenta un comportamiento creciente similar, pero en valores de temperatura bajos (19-23°C) se obtiene una destrucción de exergía negativa, siendo un fenómeno físico que no se debe considerar.

Adicionalmente, se aprecia que otros componentes como el intercambiador de calor, los evaporadores, la bomba, compresor LT y el separador tienen una contribución menor y relativamente estable. Esto confirma que las mayores oportunidades de mejora están centradas en el proceso de compresión de media temperatura, ya que es ahí donde se concentran las principales fuentes de irreversibilidad.

Este análisis no solo evidencia la sensibilidad del sistema a la temperatura ambiente, sino que también resalta la importancia de implementar estrategias que mitiguen la reducción exergética del compresor MT, especialmente en condiciones climáticas más cálidas. La integración de soluciones como el ciclo Rankine orgánico (ORC) o la optimización del control del compresor podrían ser claves para mejorar el desempeño global del sistema.

**Figura 23**

*Destrucción de exergía del sistema SOLO REF vs Temperatura ambiente.*



La figura 23 presenta la destrucción de exergía en los distintos componentes del sistema de refrigeración SOLO REF, en función de la temperatura ambiente. Se puede observar una tendencia general creciente para el compresor de media temperatura (MT), gas cooler/condensado y el evector a medida que aumenta la temperatura. Estos componentes son los que más contribuyen a la destrucción de exergía debido al incremento en las cargas térmicas y en las exigencias de compresión y transferencia de calor del sistema. Los valores máximos alcanzados por el compresor de media temperatura (MT), gas cooler/condensado y el evector son 10.84 kW, 9.73 kW y 8.13kW respectivamente. Los demás componentes como el separador, intercambiador, evaporador LT y compresor LT, tienen un comportamiento diferente ya que estos se mantienen su aproximadamente constante su valor.

En comparación con la figura 21, podemos observar que el gas cooler ya no tiene valores negativos, lo que indica que este deja de operar como generador térmico. En su lugar, el calor del CO<sub>2</sub> caliente se disipa directamente al ambiente a través del gas cooler. Como consecuencia,

ya no hay una transferencia de exergía entre dos fluidos dentro del intercambiador, y el modelo representa de manera convencional la pérdida de exergía solo como una destrucción positiva, asociada a irreversibilidades internas.

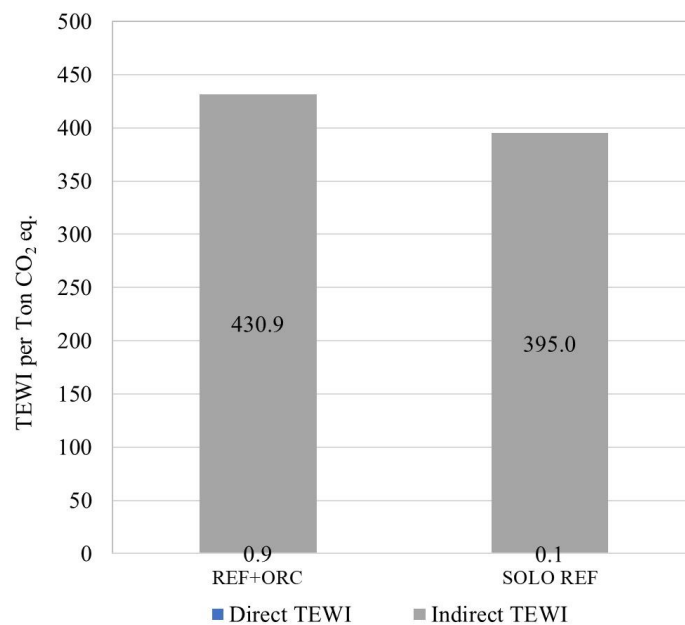
### 5.3. Impacto ambiental

#### 5.3.1. TEWI (Total Equivalent Warming Impact)

A continuación, se presentan los resultados y discusión del TEWI obtenido para las dos configuraciones (REF+ORC y SOLO REF).

#### Figura 24

TEWI (Total Equivalent Warming Impact) de cada Configuración.



La figura 24 muestra la comparación del impacto ambiental total medido mediante el índice TEWI para dos configuraciones: un sistema de refrigeración con CO<sub>2</sub> combinado con un ciclo ORC (REF+ORC), y un sistema de refrigeración con CO<sub>2</sub> sin ORC (SOLO REF). El

TEWI incluye dos componentes principales: el impacto directo (por fugas de refrigerante) y el impacto indirecto (por consumo de energía durante el ciclo de vida).

Como se observa en la figura, el sistema REF+ORC presenta un TEWI total de 431.8 tCO<sub>2</sub>eq, mientras que el sistema SOLO REF alcanza un TEWI total de 395,0 tCO<sub>2</sub>eq. Ambos sistemas muestran impactos directos mínimos (0.9 y 0.1 tCO<sub>2</sub>eq respectivamente), atribuibles al uso de CO<sub>2</sub> como refrigerante, el cual posee un potencial de calentamiento global (GWP) igual a 1. Sin embargo, a diferencia del análisis anterior, los nuevos resultados muestran que el sistema REF+ORC tiene un impacto ambiental total superior al sistema SOLO REF. Esta diferencia proviene del componente indirecto del TEWI, directamente relacionado con el consumo energético a lo largo del ciclo de operación.

Desde un enfoque termodinámico, si bien el sistema ORC tiene el potencial de recuperar calor residual del ciclo de refrigeración y convertirlo en trabajo útil, este tipo de integración puede generar efectos contraproducentes si el aprovechamiento térmico no es suficientemente efectivo. La inclusión del ciclo ORC puede introducir penalizaciones energéticas debido al consumo parasitario de componentes auxiliares, así como pérdidas térmicas asociadas a la transferencia de calor y al acoplamiento entre ciclos.

De hecho, literatura reciente indica que la mejora de eficiencia mediante ORC es muy sensible al diseño del intercambiador de calor y a las condiciones operativas del sistema. Según Shen et al. (2023), en ciertas configuraciones, la ganancia de eficiencia puede ser del 5–10%, pero si no se gestiona adecuadamente, el sistema ORC puede incrementar el consumo energético global y por tanto el TEWI total.

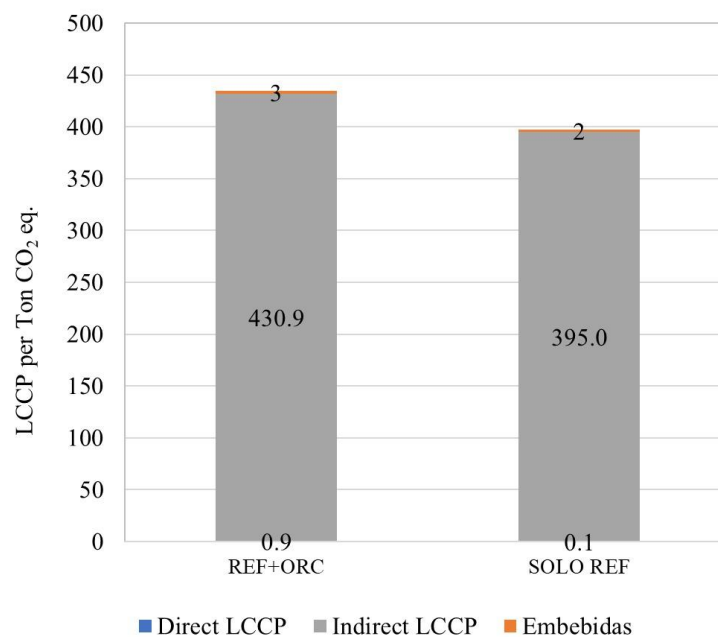
Este resultado indica que, bajo las condiciones evaluadas, la integración con ORC no logró compensar su propio consumo energético con la energía generada, generando un aumento neto en la huella de carbono del sistema.

### 5.3.2. LCCP (Life Cycle Climate Performance)

A continuación, se presentan los resultados y discusión del LCCP obtenido para las dos configuraciones (REF+ORC y SOLO REF).

**Figura 25**

*LCCP (Life Cycle Climate Performance) para cada configuración*



La figura 25 muestra la comparación del impacto ambiental total evaluado mediante el índice LCCP para dos configuraciones: un sistema de refrigeración con CO<sub>2</sub> combinado con un ciclo ORC (REF+ORC), y un sistema de refrigeración con CO<sub>2</sub> sin ORC (SOLO REF). El LCCP considera tres componentes: impacto directo (por fugas del refrigerante), impacto indirecto (por consumo energético durante la operación), y emisiones embebidas (por manufactura y disposición de equipos).

Se observa que el sistema REF+ORC presenta un LCCP total de 434.8 tCO<sub>2</sub>eq, compuesto por 0.9 tCO<sub>2</sub>eq del impacto directo, 430.9 tCO<sub>2</sub>eq del impacto indirecto y 3 tCO<sub>2</sub>eq por emisiones embebidas. En comparación, el sistema SOLO REF muestra un LCCP total

inferior, de 397.1 tCO<sub>2</sub>eq, compuesto por 0.1 tCO<sub>2</sub>eq del impacto directo, 395.0 tCO<sub>2</sub>eq del impacto indirecto y 2 tCO<sub>2</sub>eq embebidos.

Este resultado refleja que, aunque el sistema REF+ORC utiliza un fluido de trabajo adicional con mayor GWP (isopentano), sus emisiones directas siguen siendo bajas gracias al buen confinamiento de los refrigerantes. Sin embargo, el sistema SOLO REF presenta un menor impacto total. Esto indica que, en las condiciones operativas actuales, el beneficio energético del ciclo ORC no ha sido suficiente para contrarrestar completamente el mayor impacto embebido y el consumo energético asociado a los equipos auxiliares.

La diferencia en el componente indirecto (430.9 tCO<sub>2</sub>eq para REF+ORC frente a 395.0 tCO<sub>2</sub>eq para SOLO REF) evidencia que el ORC no está logrando una recuperación energética eficaz. Este comportamiento se debe a la baja efectividad del gas cooler/condensador, pérdidas irreversibles en la turbina, y principalmente por una integración poco eficiente entre ambos ciclos como se evidenció con el COP de los sistemas (figura 20). Aunque el ORC tiene potencial teórico para mejorar el rendimiento global, su implementación en este caso específico incrementa el impacto climático total, subrayando la importancia de una optimización integral del sistema.

## 6. CONCLUSIONES

A lo largo de este proyecto se evaluó integralmente el comportamiento energético, exergético y ambiental de un sistema de refrigeración tipo booster con CO<sub>2</sub> basado en eyector, mediante el desarrollo y análisis de modelos matemáticos en dos configuraciones: una base (SOLO REF) y otra con integración de un ciclo Rankine Orgánico (REF+ORC). Esta comparación permitió identificar con precisión los beneficios, desafíos y limitaciones de implementar un sistema ORC en aplicaciones de refrigeración comercial, como las presentes en cadenas de supermercados.

Desde una perspectiva energética, se comprobó que la integración del ORC puede contribuir a una recuperación parcial de energía mediante la conversión del calor residual en trabajo útil. No obstante, los resultados evidencian que la configuración actual del ORC no alcanza un rendimiento óptimo. El sistema REF+ORC presentó un consumo energético anual de 383.412,48 kWh, en comparación con los 298.774,7 kWh del sistema SOLO REF, lo cual indica que el ORC, en su diseño actual, aún presenta limitaciones de eficiencia que podrían ser corregidas mediante un rediseño térmico y una operación más optimizada.

Asimismo, la incorporación de un intercambiador de calor interno de alta efectividad demostró ser una estrategia eficiente para reducir el consumo del compresor de media temperatura, mejorando el rendimiento del sistema sin afectar negativamente la capacidad de generación del ORC. De igual forma, el uso de un eyector con alta efectividad se consolidó como una medida efectiva para disminuir el consumo eléctrico neto del sistema sin comprometer la cogeneración térmica.

El análisis energético evidenció que el sistema de refrigeración integrado con un ciclo Rankine Orgánico (ORC) presenta un mejor desempeño a temperaturas ambientales iguales o inferiores a 24 °C, mostrando un mayor coeficiente de rendimiento (COP). Sin embargo,

cuando la temperatura supera los 25 °C, el COP disminuye considerablemente, lo que indica una pérdida de eficiencia. Esto sugiere que la implementación del sistema REF+ORC es más viable en regiones con condiciones climáticas templadas o frías. En el caso particular de la ciudad de Bucaramanga, donde predominan temperaturas elevadas durante gran parte del año, la adopción de esta tecnología no resulta favorable desde el punto de vista energético.

La integración del ORC introduce componentes adicionales (intercambiadores, bomba, turbina) que, si bien permiten recuperar parte de la exergía del sistema, también generan penalizaciones energéticas en términos de consumo auxiliar o restricciones térmicas que afectan el desempeño general del sistema de refrigeración. El análisis basado en la segunda ley de la termodinámica (exergético) revela que el sistema REF+ORC presenta una mayor efectividad exergética global ( $ETA_{||}$ ). Esto implica que esta configuración aprovecha de mejor manera la exergía disponible, especialmente al reducir las pérdidas irreversibles en algunos componentes.

Por último, desde el punto de vista del impacto ambiental, el análisis del TEWI (Total equivalent warming impact), mostró una ligera ventaja para el sistema SOLO REF. Este sistema presentó un TEWI total de 395.1 tCO<sub>2</sub>eq, compuesto por 0.1 tCO<sub>2</sub>eq de impacto directo y 395.0 tCO<sub>2</sub>eq de impacto indirecto. El sistema REF+ORC alcanzó un valor mayor de 431.8 tCO<sub>2</sub>eq, con 0.9 tCO<sub>2</sub>eq directo y 430.9 tCO<sub>2</sub>eq indirecto. Estos resultados reflejan que, con la incorporación de un fluido adicional como el isopentano y el sistema ORC esta configuración no alcanza a reducir las emisiones totales vinculadas a la operación.

Adicionalmente el análisis del LCCP (Life Cycle Climate Performance), que a diferencia del TEWI este incluye las emisiones embebidas. El sistema SOLO REF obtuvo un LCCP total de 397.1 tCO<sub>2</sub>eq considerando 2 tCO<sub>2</sub>eq por las emisiones embebidas. Así mismo, el sistema REF+ORC presentó un LCCP total ligeramente superior, de 434.8 tCO<sub>2</sub>eq con 3

tCO<sub>2</sub>eq embebido. Este resultado evidencia que una integración del ORC, tiene mayor impacto climático a lo largo del ciclo de vida del sistema.

En el análisis ambiental no se evidencian diferencias significativas entre los resultados del TEWI y del LCCP. Esto se debe a que la mayor parte de las emisiones del sistema se generan durante la fase operativa, mientras que las emisiones embebidas incluidas en el LCCP (asociadas a la fabricación, transporte y disposición final) representan una fracción mínima del total, especialmente al utilizar refrigerantes de bajo GWP como el CO<sub>2</sub>. En consecuencia, el TEWI se consolida como una métrica suficiente y representativa para evaluar el desempeño ambiental del sistema, sin que sea estrictamente necesario complementar con un análisis LCCP.

## 7. RECOMENDACIONES O TRABAJOS FUTUROS

Se recomienda para el próximo estudio de investigación el uso de un fluido de trabajo diferente al Isopentano en el ORC dado que el rendimiento térmico y la generación de potencia pueden variar considerablemente con diferentes propiedades termo-físicas. Analizar alternativas al fluido actual permitiría optimizar la recuperación de calor residual y maximizar la eficiencia del sistema en diversas condiciones climáticas.

Otra línea de estudio futuro consiste en evaluar el desempeño del sistema e impacto ambiental ante variaciones en la carga térmica en los evaporadores, tanto de media como de baja temperatura. Permitiendo analizar la respuesta de los compresores y el ciclo ORC. Así mismo estudiar el efecto de cargas variables ayudaría a optimizar el punto de operación de la turbina y a identificar umbrales donde el ORC deja de ser energéticamente favorable.

Además de las propuestas anteriormente mencionadas, también sería conveniente considerar la realización de un estudio más amplio y detallado del impacto ambiental de los sistemas analizados. Esto se debe a que los indicadores comúnmente utilizados, como el TEWI (Total Equivalent Warming Impact) y el LCCP (Life Cycle Climate Performance), si bien proporcionan una visión general del efecto de los sistemas sobre el cambio climático, no son lo suficientemente específicos ni abarcan todos los aspectos relevantes del ciclo de vida del producto.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Air Liquide. (n.d.). *Gas Refrigerante R744*. Air Liquide. Retrieved June 2, 2025, from <https://es.airliquide.com/gases/gas-refrigerante-r744>
- ALFA LAVAL. (n.d.). *Ciclo orgánico de Rankine (ORC)*. ALFA LAVAL. Retrieved June 2, 2025, from <https://www.alfalaval.es/industrias/energia-e-industria/sustainable-solutions/soluciones-sostenibles/eficiencia-energetica/recuperacion-calor-residual/ciclo-rankine-orc/>
- 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>
- Arnabat. (2018, May 24). *Refrigerantes naturales, ventajas y desventajas*. Caloryfrio. <https://www.mendeley.com/reference-manager/library/all-references/5115a7ca-1d01-32f7-a798-91e292b00da8>
- 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>
- Barletta. (2020). *Manual-refrigeracion-y-aire-acondicionado*. <https://www.produccion.gob.ec/wp-content/uploads/2021/06/Manual-refrigeracion-y-aire-acondicionado.pdf>
- 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. *Acta universitaria*, 23(2), 19–26
- 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>
- Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., & Torrella, E. (2008). Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO<sub>2</sub> refrigerating plant working in transcritical conditions. *Applied Thermal Engineering*, 28(13), 1596–1604. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.026>
- Catalán-Gil, J., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., & Cabello, R. (n.d.). *EVALUACION ENERGETICA DE SISTEMAS BOOSTER CON CO 2*. Retrieved June 2, 2025, from [https://www.caloryfrio.com/phocadownload/ponencias/Tecnofrio-2017/Evaluacion\\_energetica\\_sistemas\\_booster\\_co2.pdf](https://www.caloryfrio.com/phocadownload/ponencias/Tecnofrio-2017/Evaluacion_energetica_sistemas_booster_co2.pdf)

- Cecchinato, L., Corradi, M., & Minetto, S. (2012). Energy performance of supermarket refrigeration and air conditioning integrated systems working with natural refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 48, 378–391. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.049>
- Cengel, Y., & Boles, M. (2011). *Termodinamica* (7th ed.). Mc Graw Hill.
- CeroGrados. (2017, July 28). *Aplicación y ajuste de las válvulas de expansión termostática*. CeroGrados.
- COFRICO. (2022). *El CO<sub>2</sub> en refrigeración en Europa*. COFRIFO. <https://www.cofrico.com/consejos-tecnicos/co2-en-refrigeracion/>
- Dai, B., Cao, Y., Liu, S., Ji, Y., Sun, Z., Xu, T., Zhang, P., & Nian, V. (2022). Annual energetic evaluation of multi-stage dedicated mechanical subcooling carbon dioxide supermarket refrigeration system in different climate regions of China using genetic algorithm. *Journal of Cleaner Production*, 333, 130119. <https://doi.org/10.1016/J.JCLEPRO.2021.130119>
- Danfoss. (2018, October 22). *Multi Ejector para refrigeración con CO<sub>2</sub>*. Danfoss. <https://www.danfoss.com/es-es/service-and-support/case-stories/dcs/the-danfoss-multi-ejector-range-for-co2-refrigeration/>
- Daniel Sacasas Suárez. (2023). *MODELACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN BASADOS EN R744 (CO<sub>2</sub>) PARA SUPERMERCADOS EN CHILE*. Universidad de Concepción.
- 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>
- Exergy. (n.d.). *Sistema del ciclo orgánico de Rankine*. Exergy. Retrieved June 2, 2025, from [https://www-exergy--orc-com.translate.google/technology/orc/?\\_x\\_tr\\_sl=en&\\_x\\_tr\\_tl=es&\\_x\\_tr\\_hl=es&\\_x\\_tr\\_pto=sge#:~:text=LA%20BOMBA%20DE%20ALIMENTACI%3%93N,con%20velocidad%20de%20rotaci%3%B3n%20variable.](https://www-exergy--orc-com.translate.google/technology/orc/?_x_tr_sl=en&_x_tr_tl=es&_x_tr_hl=es&_x_tr_pto=sge#:~:text=LA%20BOMBA%20DE%20ALIMENTACI%3%93N,con%20velocidad%20de%20rotaci%3%B3n%20variable.)
- Fang Liu. (2014). *Review on Ejector Efficiencies in Various Ejector Systems*.
- Fazelpour, F., & Morosuk, T. (2014). Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration*, 38, 128–139. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.016>
- Ferretto, W., Molinaroli, L., & Codella, F. (2025). Performance Assessment of R-454C, R-449A, and R-744 in Food Retail Refrigeration Systems †. *Energies*, 18(3). <https://doi.org/10.3390/en18030667>
- Froztec. (n.d.). *¿Cómo funciona un Intercambiador de Calor en un sistema de refrigeración?* Froztec. Retrieved June 2, 2025, from <https://www.froztec.com/es-mx/como-funciona-un-intercambiador-de-calor-en-un-sistema-de-refrigeracion#:~:text=Un%20Intercambiador%20de%20Calor%20es,por%20superficies%20de%20diversos%20materiales>

- García. (2017). *ESTUDIO DE MEJORAS EN CICLOS DE COMPRESIÓN DE DOBLE ETAPA TRANSCRÍTICOS Y SUBCRÍTICOS CON CO<sub>2</sub>*. <http://dx.doi.org/10.13140/RG.2.2.28628.30089>
- 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.* [Universidad Tecnológica de Pereira]. <https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/78327fc2-c7c0-45ad-b902-9f1c7ea96718/content>
- 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>
- Gutiérrez, M. (2021). *Análisis de Funcionamiento de Eyectores en Sistemas de Refrigeración* [Universitat Politècnica de València]. <http://hdl.handle.net/10251/175282>
- Hafner, A., Försterling, S., & Banasiak, K. (2014). Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 43, 1–13. <https://doi.org/10.1016/J.IJREFRIG.2013.10.015>
- Höges, C., Wissing, L., Vering, C., & Müller, D. (2025). Choosing the Optimal Refrigerant in Heat Pumps: Influence of the Ecologic Evaluation Method. *Applied Thermal Engineering*, 263, 125313. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2024.125313>
- Inditer. (n.d.). *Gas Cooler CO<sub>2</sub>*. Inditer. Retrieved June 2, 2025, from <https://inditer.es/gas-coolers/#:~:text=Los%20Gas%20Cooler%20son%20equipos,procedentes%20de%20la%20categor%C3%ADa%20HFC>
- Intarcon. (2022). *Compresores de refrigeración industrial o comercial*. Intarcon. <https://www.intarcon.com/compresores-de-refrigeracion-industrial-o-comercial/>
- Intarcon. (2023a, June 20). *La eficiencia energética en los sistemas de refrigeración*. Intarcon. <https://www.intarcon.com/eficiencia-energetica-en-los-sistemas-de-refrigeracion/>
- Intarcon. (2023b, August 28). *El futuro sostenible de la refrigeración ¿Por qué R744 o CO<sub>2</sub>?* Intarcon. <https://www.intarcon.com/el-futuro-sostenible-de-la-refrigeracion-por-que-r744-o-co2/>
- Köhler, J., Richter, C., Tegethoff, W., & Tischendorf, C. (2007). Experimental and theoretical study of a CO<sub>2</sub> ejector refrigeration cycle. *Vortrag, VDA Winter Meeting, Saalfelden*.
- MONFASOL. (2023). *Separadores de NH<sub>3</sub>*. MONFASOL. <https://monfasol.com/productos/recipientes-a-presion/separadores-de-nh3/>
- Nemati, A., Mohseni, R., & Yari, M. (2018). A comprehensive comparison between CO<sub>2</sub> and Ethane as a refrigerant in a two-stage ejector-expansion transcritical refrigeration cycle integrated with an organic Rankine cycle (ORC). *The Journal of Supercritical Fluids*, 133, 494–502. <https://doi.org/10.1016/J.SUPFLU.2017.11.024>

- 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>
- Ringstad, K. E., Allouche, Y., Gullo, P., Ervik, Å., Banasiak, K., & Hafner, A. (2020). A detailed review on CO<sub>2</sub> two-phase ejector flow modeling. *Thermal Science and Engineering Progress*, *20*, 100647. <https://doi.org/10.1016/J.TSEP.2020.100647>
- Rob Lamb. (n.d.). *Improving the Energy Efficiency of Cooling Systems Crunching the Numbers*. [www.star-ref.co.uk](http://www.star-ref.co.uk)
- Sánchez, A. (2018). *Refrigeración con CO<sub>2</sub> en aplicaciones comerciales*. <https://oa.upm.es/52029/>
- Sanguinetti, E. (2020). *CO<sub>2</sub> subcrítico y transcrito*. <https://www.acrlatinoamerica.com/202006128825/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/co2-subcritico-y-transcritico.html>
- Singh, S., Maiya, P. M., Hafner, A., Banasiak, K., & Neksa, P. (2020). Energy efficient multiejector CO<sub>2</sub> cooling system for high ambient temperature. *Thermal Science and Engineering Progress*, *19*, 100590. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100590>
- Sengupta, A., Gullo, P., Dasgupta, M. S., & Khorshidi, V. (2023). Performance Analysis of an R744 Supermarket Refrigeration System Integrated with an Organic Rankine Cycle. *Energies*, *16*(22). <https://doi.org/10.3390/en16227478>
- SINTEF. (2020). *La historia del CO<sub>2</sub> como refrigerante*. SINTEF. <https://www.sintef.no/en/latest-news/2020/co2-refrigerant/>
- StudySmarter. (n.d.). *Eficiencia Exergética*. StudySmarter. Retrieved June 2, 2025, from <https://www.studysmarter.es/resumenes/ingenieria/termodinamica-de-ingenieria/eficiencia-exergetica/>
- Tsamos, 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>
- Turboden. (2017). *ORC System*. Turboden. <https://www.turboden.com/products/2463/orc-system>
- Vergara-Teran, D., Aranda-Gil, G., & Amaris, C. . (2024). Evaluación técnica y ambiental de sistemas de refrigeración tipo booster con CO<sub>2</sub>. *Revista UIS Ingenierías*, *23*(3), 99–116. <https://doi.org/10.18273/revuin.v23n3-2024009>