



Universidad de Concepción

DOCTORADO
EN ENERGÍAS
UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN



Universidad de Concepción
Facultad de Ingeniería
Doctorado en Energías

**MODELACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN BASADOS EN R744 (CO₂)
PARA SUPERMERCADOS EN CHILE.**

Tesis presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para
optar al grado académico de Doctor en Energías.

POR: Daniel Sacasas Suárez

PROFESOR GUÍA: Dr. Cristian Alberto Cuevas Barraza
Facultad de ingeniería
Universidad de Concepción

PROFESOR CO-GUÍA: Dra. Einara Blanco Machín
Facultad de ingeniería
Universidad de Concepción

Concepción, Chile, julio 2023

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento,
incluyendo la cita bibliográfica del documento

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quiero expresar mis agradecimientos a la beca de Doctorado Nacional de ANID, la cual me brindó el financiamiento para desarrollar esta investigación con total dedicación, así como el financiamiento para la pasantía doctoral y gastos operacionales. Muchas gracias a mi familia por todo el apoyo incondicional a mis objetivos. Gracias a mi madre y mi padre por sus consejos e interés en mi trabajo doctoral. A ambos y en especial a mi padre, le dedico todo este trabajo. Gracias a mis hermanos por su constante preocupación y apoyo. Muchas gracias a mi amigo Erik por su motivación a hacer el doctorado y su ayuda en todas las etapas de mi doctorado. Gracias a Dany por el aporte constante cada vez he necesitado. Gracias a mi novia Pauli, por su apoyo constante. Gracias enormemente a mi tutor y amigo Cristian por su enorme colaboración durante todo este período. Gracias además al claustro académico del Programa de Doctorado, a la Dirección de Postgrado y a la Universidad de Concepción. Sin todos ellos, esto no sería posible...

Índice de Contenido	
Índice de tablas	VI
Índice de figuras	VII
Resumen Ejecutivo	X
Executive Summary	XI
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	15
1.1 Problemática a resolver	15
Situación mundial de los sistemas de refrigeración con R744.....	15
Situación de los sistemas de refrigeración con R744 en Chile.....	16
Origen del CO ₂ como refrigerante R744.....	16
1.2 Revisión bibliográfica	19
Características del R744.....	19
Sistemas con R744: características y tecnologías.....	20
Estudios basados en sistemas transcíticos con R744.....	26
Aproximaciones empleadas.....	28
Estudios exergoeconómicos.....	32
Estudios medioambientales.....	33
Estudios económicos.....	34
1.3 Fundamentos metodológicos	36
Hipótesis	36
Objetivo general	36
Objetivos específicos:.....	36
CAPÍTULO 2: METODOLOGÍA Y RESULTADOS. DESARROLLO DE MODELOS DE SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS	38
2.1 Modelación del sistema Booster y de expansión directa con R404A	39
2.2 Descripción de los sistemas	39
2.3 Selección de los principales componentes	41
2.4 Modelado de componentes	42
2.4.1 Evaporadores.....	42
2.4.2 Compresores.....	43
2.4.2.1 Compresores a pistón.....	44
2.4.2.2 Compresores Scroll.....	44
2.4.2.3 Identificación de parámetros.....	45
2.4.2.4 Sistema de control de los compresores.....	46

2.4.3 Condensador del sistema DXS-R404A.....	47
2.4.3.1 Método ϵ -NTU.....	47
2.4.3.2 Caída de presión lado aire.....	50
2.4.3.3 Caída de presión lado refrigerante.....	50
2.4.4 Condensador del sistema BB.....	52
2.4.5 Gas cooler del sistema BB.....	52
2.4.5.1 Sistema de control del Gas cooler.....	54
2.4.6 Presión del gas cooler/condensador en condiciones transcríticas.....	54
2.5 Integración de los submodelos para los sistemas DXS y Booster.....	55
2.6 Validación del Sistema BB.....	58
2.7 Desempeño de los sistemas.....	59
2.8 Modelación de los sistemas booster en paralelo y evaporadores sobrealimentados.....	63
2.9 Modelación de los sistemas con evaporador sobrealimentados y eyectores.....	66
2.10 Análisis de desempeño.....	69
2.11 Conclusiones parciales.....	73
CAPÍTULO 3: SIMULACIÓN Y ANÁLISIS AMBIENTAL, ENERGÉTICO, ECONÓMICO Y EXERGOECONÓMICO. DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	74
3.1 Simulación anual de cada sistema en Chile.....	74
3.2 Evaluación energética, ambiental y económica de los sistemas transcríticos R744 respecto al sistema DX-R404A.....	77
3.2.1 Evaluación energética.....	77
3.3.2 Evaluación ambiental.....	80
3.2.3 Evaluación económica.....	83
3.3 Mejores alternativas de los sistemas transcríticos R744 respecto al sistema DX-R404A en cada ciudad de Chile.....	93
3.4 Análisis exergo-económico de los sistemas transcríticos R744 respecto al sistema DX-R404A en la ciudad de Concepción.....	96
3.5 Conclusiones parciales.....	110
CAPITULO 4: CONCLUSIONES GENERALES.....	112
Investigaciones futuras.....	114
Referencias.....	115
Anexos A: Publicaciones científicas.....	125
Anexos B: Tablas.....	126
Anexos C: Pretratamiento de datos de temperatura.....	127

Selección de ciudades representativas.....	127
Procesamiento y análisis de datos de temperatura	127
Análisis de sensibilidad de los datos sobre el desempeño del sistema Booster.....	128
Anexos D: Operaciones de matrices del modelo exergoeconómico	130
Matriz de incidencia A , matriz de valores exergéticos B y matriz de balances exergéticos C para cada sistema a una temperatura ambiente 35°C.....	130

Índice de tablas

Tabla 1 Área de ventas de supermercados y capacidad de refrigeración.....	35
Tabla 2 Condiciones de operación y suposiciones usadas en el modelado de los sistemas DXS y BB para un supermercado de 2,500 m ² de área de venta.....	40
Tabla 3 Condiciones del dimensionado y modelado.....	41
Tabla 4 Selección de los componentes para los sistemas DXS-R404A y BB.....	42
Tabla 5 Parámetros de los compresores LT y MT para el DXS-R404A y BB-R744.....	45
Tabla 6 Características del condensador usado en el Sistema DXS-R404A.....	47
Tabla 7 Características del condensador usado en el Sistema BB-R744.....	52
Tabla 8 Selección de ciudades representativas para Chile y características climáticas según METEONORM, y clasificación Köppen.....	75
Tabla 9 Comparación de resultados de consumos energéticos.....	78
Tabla 10 Parámetros de la metodológica TEWI.....	81
Tabla 11 Variables económicas.....	86
Tabla 12 Costos iniciales de refrigerantes y costos por emisiones.....	87
Tabla 13 Costos totales de adquisición para los sistemas estudiados en la ciudad de Concepción.....	87
Tabla 14 Flujo de caja para el sistema BB vs. DXS en la ciudad de Concepción.....	88
Tabla 15 Estructura productiva para el Sistema BP+ME+MT-Ov+LT-OV.....	98
Tabla 16 Balance de razón de costos y ecuaciones auxiliares para el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-OV a una temperatura ambiente de 35°C.....	103
Tabla 17 Costos exergoeconómicos en el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-OV para una temperatura ambiente de 35°C.....	104
Tabla B.18 Costos de componentes según fabricantes.....	126
Tabla C.19 Varianzas entre las temperaturas según AGROMET-INIA y METEONORM.....	128
Tabla C.20 Resultados de la sensibilidad de las temperaturas ambientes de cada base de dato (METENORM y AGROMET-INIA) sobre el COP del sistema Booster evaluado en Valparaíso.....	128
Tabla D.21 Multiplicación de las matrices A y B para obtener C en el sistema DXS a una temperatura ambiente 35°C.....	130
Tabla D.22 Multiplicación de las matrices A y B para obtener C en el sistema BB a una temperatura ambiente 35°C.....	130
Tabla D.23 Multiplicación de las matrices A y B para obtener C en el sistema BP a una temperatura ambiente 35°C.....	131
Tabla D.24 Multiplicación de las matrices A y B para obtener C en el sistema LEJ a una temperatura ambiente 35°C.....	131
Tabla D.25 Multiplicación de las matrices A y B para obtener C en el sistema ME-MT a una temperatura ambiente 35°C.....	132
Tabla D.26 Multiplicación de las matrices A y B para obtener C en el sistema ME a una temperatura ambiente 35°C.....	132

Índice de figuras

Fig. 1 Ciclo subcrítico y transcrito del sistema Booster (BB) (Maouris et al., 2020).	18
Fig. 2 Arquitectura y ubicación de componentes del sistema Booster (Kysor/Warren, 2017).	21
Fig. 3 Tecnologías del R744 transcrito. Fuente: Elaboración propia (Gullo et al., 2018a; Zolcer Skačanová and Battesti, 2019).	22
Fig. 4 Efecto del subenfriamiento sobre el ciclo termodinámico (p-H) de un sistema por compresión a vapor (Park et al., 2015).	23
Fig. 5 Sistema transcrito de simple etapa con eyector (Gullo et al., 2019b).	23
Fig. 6 Esquema del eyector y las variaciones de presión y velocidad de los flujos dentro (Ruangtrakoon and Aphornratana, 2019).	24
Fig. 7 COP en función de la temperatura exterior (Gullo et al., 2017b).	25
Fig. 8 Revisión sistemática de los principales estudios de sistemas transcritos con R744. Fuente: Elaboración propia.	27
Fig. 9 Configuración del a) Sistema de Expansión Directa (DXS-R404A) y b) el sistema Booster (BB-R744), donde ST y V significan step (regulación On/Off) y regulación a velocidad variable, respectivamente. Ciclo termodinámico del sistema c) DXS y d) BB. Fuente: Elaboración propia.	40
Fig. 10 Principio de modelado de compresores a) a pistón y b) scroll. Fuente: Elaboración propia.	43
Fig. 11 Energía consumida predicha frente a la energía consumida de catálogos para los compresores step: a) MT a pistón R404A; b) LT scroll R404A; c) MT a pistón R744; d) LT scroll R744. Fuente: Elaboración propia.	46
Fig. 12 Comportamiento de la presión de condensación en el sistema DXS-R404A. Fuente: Elaboración propia.	51
Fig. 13 Variación del coeficiente K coefficient para el R744 en el gas cooler a las temperaturas ambientes de 33°C, 35°C y 38°C ($P_{gc} = 88 \text{ bar}, 95 \text{ bar y } 107 \text{ bar}$). Fuente: Elaboración propia.	53
Fig. 14 a) Presión en el gas cooler/condensador con R744 y b) diferencia de temperatura entre el refrigerante y el aire a la salida (<i>approach</i>) del gas cooler. Fuente: Elaboración propia. Nota: La presión en la zona de transición obedece la siguiente ley: $P_{gc}/cd = 30.42 \text{ bar} + 1.8 \text{ bar } ^\circ\text{C} - 1 \cdot t_{amb}$	55
Fig. 15 Estrategia de modelado usada en el Sistema Booster. Fuente: Elaboración propia.	56
Fig. 16 Validación del modelo Booster frente a los datos experimentales extraídos de Tsamos et al. (2017a). Fuente: Elaboración propia.	58
Fig. 17 Número de compresores step (q_{tt}) encendidos (MT y LT) y velocidad de rotación (NCP) del compresor con VFD (MT y LT) para el sistema a) DXS-R404A y b) BB. Fuente: Elaboración propia.	60
Fig. 18 a) COP de los sistemas BB y DXS y sus diferencias relativas; b) comparación con otros estudios. Fuente: Elaboración propia.	62
Fig. 19 a) Sistema BP y b) BP+MT-Ov. Ciclo termodinámico de los c) sistemas BP y d) BP+MT-Ov. Fuente: Elaboración propia.	64
Fig. 20 Flujos en el sistema a) BP y b) BP+MT-Ov. Fuente: Elaboración propia.	65
Fig. 21 a) Sistema BP+ME+MT-Ov y b) BP+ME+MT-Ov+ LT-Ov. Fuente: Elaboración propia. ...	66
Fig. 22 Flujos máxicos en el Sistema a) BP+ME+MT-Ov y b) BP+ME+MT-Ov+ LT-Ov. Fuente: Elaboración propia.	68
Fig. 23 a) Velocidad de rotación del compresor a variable y número de compresores On/Off y b) potencia consumida por los compresores en el Sistema BP+ME+MT-Ov+ LT-Ov. Fuente: Elaboración propia.	69

Fig. 24 a) COP y b) diferencias en el COP de los cinco sistemas transcríticos vs. el DXS. Fuente: Elaboración propia.	70
Fig. 25 Distribución horaria de las temperaturas en las 18 ciudades de Chile, basado en la fuente de datos METEONORM. Fuente: Elaboración propia.	76
Fig. 26 Energía consumida por los seis sistemas de refrigeración en las 18 ciudades de Chile. Fuente: Elaboración propia.	77
Fig. 27 Reducción de energía consumida por los sistemas transcríticos con R744 respecto al DXS en las 18 ciudades de Chile. Fuente: Elaboración propia.	79
Fig. 28 Consumo energético mensual para los sistemas BP y BB en: a) Arica, b) Coquimbo, c) Santiago de Chile, d) Concepción, e) Valdivia y f) Punta Arenas. Fuente: Elaboración propia.	80
Fig. 29 Emisiones TEWI de cada sistema en Chile. Fuente: Elaboración propia.	82
Fig. 30 Reducción de emisiones totales por cada sistema transcrítico respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.	83
Fig. 31 a) Índice de precio por kW para compresores a pistón y scroll de varios fabricantes y b) Precio de compresores (correlación de la literatura y correlación propuesta) vs. Potencia nominal. Fuente: Elaboración propia.	85
Fig. 32 Valor Actual Neto NPV por capacidad de refrigeración instalada (180 kW) para los sistemas transcríticos respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.	89
Fig. 33 Período de Recuperación PP de la inversión de los sistemas transcríticos respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.	90
Fig. 34 Tasa Interna de Retorno IRR de cada sistema transcrítico respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.	92
Fig. 35 Tasa de Rendimiento de la Inversión ARR de cada sistema transcrítico respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.	93
Fig. 36 Ponderación de los perfiles energéticos, ambientales y económicos de cada sistema transcrítico respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.	94
Fig. 37 Propuesta de los sistemas transcríticos con R744 para sustituir un sistema convencional con R404A considerando los perfiles energéticos, ambientales y económicos. Nota. (1) BB, (2) BP, (3) BP+MT-Ov, (4) BP+ME+MT-Ov y (5) BP+ME+MT-Ov+LT-Ov. Fuente: Elaboración propia.	95
Fig. 38 Configuración de los sistemas a) DXS-R404A, b) BB, c) BP, d) BP+MT-Ov, e) BP+ME+MT-Ov, y f) BP+ME+MT-Ov+ LT-Ov. Fuente: Elaboración propia.	97
Fig. 39 a) Destrucción de exergía de todas las configuraciones y b) las diferencias de los sistemas transcríticos respecto al DXS a distintas temperaturas ambientes (5, 12, 17, 20, 25, 30 y 35°C). Fuente: Elaboración propia.	99
Fig. 40 Distribución de la destrucción de exergía para los componentes en los sistemas en: (a) régimen subcrítico a 12°C de temperatura ambiente, (b) régimen transcrítico a 35°C de temperatura ambiente. Contribución de cada componente en la destrucción de exergía en los sistemas en: (c) régimen subcrítico a 12°C de temperatura ambiente, (d) régimen transcrítico a 35°C de temperatura ambiente. Fuente: Elaboración propia.	101
Fig. 41 a) Costos de destrucción de exergía y b) factor exergoeconómico para todos los sistemas. Fuente: Elaboración propia.	105
Fig. 42 Factor exergoeconómico para cada componente de los sistemas en a) régimen subcrítico a una temperatura ambiente de 12°C y en b) régimen transcrítico a 35°C. Fuente: Elaboración propia.	107

Fig. 43 Diferencia de costos relativos para cada componente de los sistemas en régimen transcrito a una temperatura ambiente de 35°C. Fuente: Elaboración propia.	108
Fig. 44 a) Costos exergoeconómicos relativos de los productos y b) costos exergoeconómicos totales para todos los sistemas a distintas temperaturas ambientes. Fuente: Elaboración propia.	109
Fig. C.45 Diagrama de caja de a) las temperaturas y b) COP para los datos de METEONORM y AGROMET-INIA. Fuente: Elaboración propia.	129

Resumen Ejecutivo

La presente investigación se basa en la necesidad de Chile de incluir soluciones rentables y amigables ambientalmente ante los refrigerantes empleados (R404A) en sistemas de refrigeración para supermercados. Como solución, se presentan los sistemas transcíticos con R744 que presentan bajos desempeños a temperaturas ambientes por encima de 15°C. Dada la variabilidad climática de Chile, una adecuada evaluación es necesaria. Este estudio tiene como objetivo evaluar varios sistemas transcíticos para sustituir los sistemas convencionales de expansión directa (DXS-R404A) en 18 ciudades representativas de cada región de Chile, a través de un análisis multidimensional (energético, ambiental y económico), basado en la modelación robusta de sistemas.

El estudio considera un supermercado mediano con 2,500 m² de área de ventas con una demanda de refrigeración de 140 kW y 40 kW en los evaporadores de media (MT) y baja temperatura (LT), respectivamente. Tomando como referencia el sistema convencional con R404A (DXS), se proponen los siguientes sistemas transcíticos: Booster (BB); Booster en Paralelo (BP); BP con evaporadores MT sobrealimentados (Ov) (BP+MT-Ov); BP con Multi-eyectores (BP+ME+MT-Ov); y BP con Multi-eyectores y ambos evaporadores MT y LT sobrealimentados (BP+ME+MT-Ov+LT-Ov). Cada sistema es evaluado mediante la integración de los modelos de cada equipo, donde los equipos críticos son evaluados con modelos semi-empíricos y los no críticos mediante modelos termodinámicos. Como aporte científico, se modificaron y crearon modelos semi-empíricos basado en principios físicos para los compresores a pistón y scroll, gas cooler/condensador, y multi-eyectores, complementado con un sistema de control para estos. Se descubre la mejor forma de modelar el condensador con R744 en 3 zonas discretizando la zona sobrecalentada en 8 subzonas, mientras que el gas cooler es discretizado con un modelo de 4 zonas, delimitadas por los cambios en las propiedades termo-físicas del refrigerante. El modelo del sistema Booster es validado con 2.4% de error en el COP, logrando reducir los errores de los modelos termodinámicos existentes en 3.5%.

Se revela que en Chile, los sistemas transcíticos reducen el consumo anual del sistema convencional en un: 5% (BB), 8% (BP), 15% (BP+MT-Ov), 20% (BP+ME+MT-Ov) y 21% (BP+ME+MT-Ov+LT-Ov), acompañadas de reducciones ambientales del DXS en un 77% y un 86%. Sin embargo, comparado con el DXS, con el sistema BB y BP nunca se logra recuperar la inversión inicial, mientras que con los sistemas BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov, la inversión se recupera en 7.4, 7.4 y 6.7 años, respectivamente. No se cumple la hipótesis inicial dado que no se encontraron sistemas transcíticos con un período de recuperación de inversión menores a 3 años. Pero si se considera un tiempo menos optimista, de 8 años, se identifican las siguientes soluciones: desde Magallanes hasta Ñuble, el sistema BP+MT-Ov; entre el Maule y Coquimbo, el BP+ME+MT-Ov; desde Atacama hasta Arica y Parinacota, el BP+ME+MT-Ov+LT-Ov. Con el análisis exergoeconómico, se identificaron las posibles mejoras para reducir los elevados costos exergoeconómicos de los sistemas transcíticos: adquirir los compresores a un menor precio, mejorar el diseño del gas cooler/condensador, aumentar el rendimiento de los eyectores y aumentar la temperatura de evaporación de los evaporadores.

Executive Summary

This research is about the need for Chile to include profitable and environmentally friendly solutions to the common refrigerants used (R404A) in refrigeration systems for supermarkets. To solve this, it is presented the transcritical systems with R744, which generates low performance at ambient temperatures above 15°C. Given the climatic variability of Chile, a suitable assessment is required. This study aims to evaluate several transcritical systems to replace conventional systems with direct expansion (DXS-R404A) in 18 cities that represents each region of Chile, through a multidimensional analysis (energetic, environmental and economic), based on the detailed modeling of the systems.

The study case considers a medium supermarket with a sale area of 2,500 m² and a cooling demand of 140 kW and 40 kW in the medium (MT) and low temperature (LT) evaporators, respectively. As reference, it is used the DXS-R404A and as alternatives, it is proposed the following five transcritical systems: Booster (BB) and its combinations in Parallel (BP), with overfed MT evaporators (BP+MT-Ov), with Multi-ejectors (BP+ME+MT-Ov), and with Multi-ejectors and both MT and LT overfed evaporators (BP+ME+MT-Ov+LT-Ov). Each system is evaluated through the integration of the models of each component, where the critical ones are described with a semi-empirical model while the non-critical with thermodynamic models. As a scientific contribution, semi-empirical models based on physical principles were created and modified. Those models describe the reciprocating and scroll compressors, gas cooler/condenser and multi-ejectors, complemented with a control system for them. It is discovered the best way to model the condenser in 3-zones by discretizing the superheated zone in 8 subzones, while the gas cooler is discretized with a 4-zones model, delimited by the changes in the refrigerant thermo-physical properties. The Booster system model is validated with an error of 2.4% in the COP, reducing the errors of the simple thermodynamic models by 3.5%.

In Chile, transcritical systems reduce the annual energy consumption of the conventional one by: 5% (5 BB), 8% (BP), 15% (BP+MT-Ov), 20% (BP+ME+MT-Ov) and 21% (BP+ME+MT-Ov+LT-Ov). The transcritical configurations reduce the DXS emissions by 77% and 86%. However, compared to DXS, the initial investment is never recovered with the BB and BP system, while with the BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov and BP+ME+MT-Ov+LT-Ov, the investment is recovered in 7.4, 7.4 and 6.7 years, respectively. Despite the initial hypothesis is not satisfied because there was no transcritical system with a payback period lower than 3 years, some alternatives are presented by considering a less-optimistic payback period of 8 years: from Magallanes to Ñuble, the BP+MT-Ov system; between Maule and Coquimbo, the BP+ME+MT-Ov; from Atacama to Arica and Parinacota, the BP+ME+MT-Ov+LT-Ov. The exergoeconomic analysis showed the possible improvements to reduce the exergoeconomic cost of transcritical systems: to purchase the compressors at a lower price, to improve the gas cooler/condenser design, to improve the ejectors efficiency and to increase the evaporation temperature of the evaporators.

Nomenclatura

A	Área (m ²) / Matriz de incidencia (-)	φ_{lo}^2	Factor multiplicador solo líquido bifásico (-)
$A_{a,c}$	Área mínima de flujo libre en el núcleo (m ²)	μ	Viscosidad dinámica (Pa s)
$A_{a,0}$	Área mínima de flujo libre en la entrada y salida del núcleo (m ²)	ρ	Densidad (kg m ⁻³)
AEC	Consumo energético anual (kWh)	σ	Razón del área mínima del flujo al área frontal en el núcleo (m ² m ⁻²)
AOC	Costos anuales de operación (USD)	σ'	Razón del área mínima del flujo al área frontal en la zona delantera y trasera del núcleo (m ² m ⁻²)
ARR	Tasa de rendimiento contable (%)	ω	Factor de reciclaje (%)
B	Matriz de exergía de flujos (kW)	Acrónimos y abreviaciones	
C	Velocidad (m s ⁻¹) / Matriz de balance de exergía (kW)	BB	Booster Básico
\dot{C}	Flujo másico capacitivo (kg s ⁻¹) / Costos exergéticos (USD s ⁻¹)	BP	Booster en paralelo
c	Costos exergéticos relativos (USD kW ⁻¹)	$BP+MT-Ov$	Booster en paralelo con evaporadores MT sobrealimentados con eyector de líquido
\dot{C}_D	Costos de irreversibilidades (USD s ⁻¹)	$BP+ME+MT-Ov$	Booster en paralelo con Multi-eyectores y evaporadores MT sobrealimentados con eyector de líquido
C_f	Factor de espacio muerto (-)	$BP+ME+MT-Ov+LT-Ov$	Booster en paralelo con Multi-eyectores y evaporadores MT y LT sobrealimentados
C_i	Flujo de caja anual (USD)	ByP	ByPass
cp	Calor específico (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	DXS	Sistema de Expansión Directa
CC	Costos de capital (USD)	EV/EEV	Válvula electrónica
COP	Coefficiente de desempeño (-)	FT	Estanque flash
CRF	Factor de recuperación de capital (%)	GEI	Gases de efecto invernadero
$CRFL$	Factor de recuperación de capital anualizado (%)	HFC	Hidrofluorocarbonos
D/d	Diámetro (mm/m) / Depreciación (USD)	HP	Etapas de alta presión
D_h	Diámetro hidráulico (m)	$HVAC$	Air acondicionado, ventilación y calefacción
E	Energía consumida anual (kWh año ⁻¹)	ME	Multi-eyectores
\dot{E}	Exergía (kW)	MT	Media temperatura
\dot{E}_D	Exergía destruida (kW)	$LCCP$	Desempeño climático durante el ciclo de vida
e_{tariff}	Tarifa eléctrica (USD kW ⁻¹)	LEJ	Eyector de líquido
f	Factor de fricción (-) / Factor exergoeconómico (-)	LT	Baja temperatura
f_i	Factor de rugosidad entre superficies (-)	LP	Etapas de baja presión
f_p	Paso entre aletas (mm)	ODP	Potencial de agotamiento del ozono
G	Velocidad másica (kg m ⁻² s ⁻¹)	Ov	Sobrealimentados
g	Aceleración de la gravedad (m s ⁻²)	PHX	Intercambiador de calor de placas
GWP	Potencial de impacto global (kgCO ₂ eq kg-refrigerante ⁻¹)	PP	Compresores en paralelo
H	Altura (m)	ST	Compresor step con control "On/Off"

<i>h</i>	Entalpía específica (kJ kg ⁻¹)	<i>St</i>	Corriente de flujo
<i>i</i>	Tasa de interés (%)	<i>V</i>	Compresor a velocidad variable
<i>ICC</i>	Costos de capital inicial (USD)	<i>VEJ</i>	Eyector de vapor
<i>IRR</i>	Tasa interna de retorno de inversión (%)	<i>VFD</i>	Variador de frecuencia
<i>j</i>	Factor de Colbourn (-)	Subíndices	
<i>K</i>	Coefficiente de propiedades termofísicas [m ^{-52/20} s ^{9/20} · (W/K) ^{13/20} · (J/K) ^{7/20}]	<i>0</i>	Inicial / Condiciones de referencia
<i>k</i>	Conductividad térmica (kW m ⁻¹ K ⁻¹) / tasa de escalamiento anual (%)	<i>A</i>	Área
<i>k_c</i>	Factor de pérdidas de contracción en el intercambiador de calor (-)	<i>amb/a</i>	Ambiente/aire
<i>k_e</i>	Factor de pérdidas de expansión en el intercambiador de calor (-)	<i>app</i>	Diferencia
<i>L</i>	Longitud (m)	<i>aux</i>	Auxiliar
<i>LCC</i>	Costo de ciclo de vida (USD año ⁻¹)	<i>c</i>	Núcleo
<i>LR</i>	Razón de carga de refrigeración (-)	<i>charge</i>	Carga de refrigerante
<i>Ṁ</i>	Flujo másico (kg s ⁻¹)	<i>cd</i>	Condensador
<i>MC</i>	Costos de mantención (USD)	<i>cold</i>	Fluido frío
<i>N</i>	Velocidad de rotación (rpm o s ⁻¹) / Número de horas operativas (h)	<i>cp/comp</i>	Compresor
<i>n</i>	Número de circuitos (-) / vida útil de los sistemas (años)	<i>D</i>	Destrucción
<i>n_{loops}</i>	Número de circuitos (-)	<i>ev</i>	Evaporador
<i>n_{row}</i>	Número de filas (-)	<i>Ex</i>	Exergía
<i>NTU</i>	Número de unidades de transferencia (-)	<i>ex/out</i>	Descarga/salida
<i>NPV</i>	Valor actual neto (USD)	<i>ey</i>	Eyector
<i>NPV_{esp}</i>	Valor actual neto por capacidad de refrigeración instalada (USD kW-inst ⁻¹)	<i>F</i>	Combustibles
<i>Nu</i>	Número de Nusselt (-)	<i>f</i>	Fricción
<i>P</i>	Presión (bar) / Factor ponderador de cada dimensión	<i>fan</i>	Ventilador
<i>PP</i>	Período de recuperación de inversión (años)	<i>ft</i>	Estanque Flash
<i>Pr</i>	Número de Prandtl (-)	<i>gc</i>	Gas cooler
<i>Q̇</i>	Flujo de calor (kW)	<i>hot/h</i>	Fluido caliente/ Hidráulico
<i>qtt</i>	Número de compresores step On/Off (-)	<i>hom</i>	Homogéneas
<i>R</i>	Resistencia térmica (K kW ⁻¹)	<i>i</i>	Condición / Flujos
<i>r</i>	Diferencia de costos relativos (%) / tasa nominal de escalamiento anual (%)	<i>in</i>	Intermedia
<i>r_h</i>	Radio hidráulico (m)	<i>int</i>	Interna
<i>r_{v,in}</i>	Razón de volumen interno (-)	<i>ins</i>	Entrada
<i>Re</i>	Número de Reynolds (-)	<i>j</i>	Flujos
<i>s</i>	Entropía (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	<i>k</i>	Componente
<i>S_L</i>	Paso longitudinal del tubo (mm)	<i>l</i>	Líquido saturado
<i>St</i>	Número de Stanton (-)	<i>l</i>	Fugas de refrigerante
<i>S_t</i>	Paso transversal del tubo (mm)	<i>lo</i>	Solo líquido
<i>T</i>	Torque (kNm)	<i>loss</i>	Pérdidas
<i>t</i>	Temperatura (°C)	<i>ls</i>	Menos sobrecalentada
<i>t_f</i>	Espesor de aleta (mm)	<i>m</i>	Condición media
<i>t_{row}</i>	Número de tubos por fila (-)	<i>max</i>	Máximo

$TEWI$	Impacto global de emisiones equivalentes (t CO ₂ eq año ⁻¹)	min	Mínimo
UA	Coeficiente de traspaso de calor global (kW K ⁻¹)	nom	Nominal
\dot{V}/v	Razón volumétrica de flujo (m ³ s ⁻¹) / Volumen específico (m ³ kg ⁻¹)	opt	Óptima
V_i	Variable para la energía consumida, período de recuperación de inversión o emisiones ambientales	$overall$	Total
W	Ancho (m)	P	Productos
\dot{W}	Potencia consumida (kW)	r	Refrigerante
Z	Costos de capital (USD) / Matriz de costos (USD)	ref	Referencia
\dot{Z}	Exergy cost of component (USD s ⁻¹)	s	Barrido, isoentrópico
x	Calidad de vapor (-)	sc	Subenfriado
Símbolos griegos		sh	Sobrecalentado
α	Coeficiente convectivo de traspaso de calor (kW m ⁻² K ⁻¹) / Factor de pérdida de potencia (-)	sl	Líquido supercrítico
β	Fracción de vacío de vapor (-) / Factor de conversión eléctrico regional (kgCO ₂ eq kWh ⁻¹)	su	Suministro
Δ	Diferencias (-)	TA	Estanque acumulador
δ	Película del espesor de líquido del flujo anular (m)	tp	Bifásica
ε	Eficacia (-)	v	Vapor saturado
ε_r	Error cuadrático relative medio (%)	vo	Solo vapor
π	Costos exergoeconomic (USD s ⁻¹)	zi	Zonas "i"
γ	Aporte de la destrucción de exergía en cada componente (%)		
φ	Factor de mantención (-)		
ϕ	Función error (%)		
γ	Parámetro (-)		
η_e	Rendimiento global del ventilador (-)		
η_0	Eficacia de la temperatura superficial total (-)		

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1 Problemática a resolver

Situación mundial de los sistemas de refrigeración con R744

Considerando las regulaciones ambientales que se avecinan en el sector comercial, especialmente en la refrigeración de supermercados, el presente trabajo de tesis doctoral busca brindar soluciones tecnológicas factibles y amigables ambientalmente, para la implementación de los sistemas de refrigeración con R744 en los supermercados de Chile.

En países desarrollados como Inglaterra, Estados Unidos, Francia y Suecia, los supermercados consumen cerca del 3% y 4% de la energía eléctrica anual del país (Arias, 2005). Según Tassou (2011), los sistemas de refrigeración de alimentos son los mayores responsables del consumo eléctrico de supermercados, llegando a ser un 30% y un 60% del total en hipermercados y tiendas de conveniencia respectivamente. Más allá del consumo energético, los supermercados tienen un notable impacto en el medio ambiente. Tal es así que, en Inglaterra, este sector es responsable del 1% del total de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI). Por ejemplo, en este país el 63% de las emisiones de la cadena de alimentos, proviene de la refrigeración de supermercados del sector minorista (Webb et al., 2014). En Inglaterra, solamente las 10 mayores cadenas de supermercados emiten 4.01 MtCO₂ al año. Estas se componen de emisiones directas, debido a las fugas de refrigerante, siendo hasta un 20% del refrigerante cargado al sistema (Hafner et al., 2014), y de emisiones indirectas, causadas por la energía eléctrica consumida. Aun con los importantes avances para reducir las emisiones directas, estas siguen siendo relevantes, representando hasta un 40% de las emisiones indirectas (Tassou et al., 2011). Por otra parte, en el año 2018 en la cadena de supermercados Wall-Mart en los Estados Unidos el 18% de las emisiones de GEI fueron atribuidas a la refrigeración, mientras que la energía consumida es responsable del 69% de un total de 21.9 MtCO₂ eq de emisiones (Lukić et al., 2018). En los Estados Unidos de América, un sistema de refrigeración de supermercado promedio operando con R404A genera aproximadamente 1556 tCO₂ eq año⁻¹ de emisiones indirectas. Dicho ejemplo se basa en una carga de refrigerante de 1587 kg y una tasa de fugas de refrigerante del 25%, obteniendo 396 kg emisiones en fugas (US Environment Protection Agency, 2011).

Si se analizan las emisiones de GEI del ciclo de vida de un paquete de carne refrigerada desde la distribución hasta la venta y asumiendo un sistema de refrigeración con R404A con fugas anuales del 15%; resulta que el 45% de las emisiones se relacionan con fugas de refrigerante, seguido por el 42% en las vitrinas refrigeradas, un 3% a causa del sistema de luces, 3% por el transporte y un 2% por el sistema HVAC. Esto demuestra que la refrigeración es culpable de más del 85% de las emisiones por kg de alimento (Tassou et al., 2011).

Situación de los sistemas de refrigeración con R744 en Chile

En Chile, en el 2008, el subsector comercial fue responsable del 81% del consumo de energía del Sector Comercial-Público, con los supermercados consumiendo un 11% de este valor. Por otro lado, en los supermercados la refrigeración de alimentos demandó el 45% de la energía eléctrica total consumida, valor similar a los reportados mundialmente (Econoler and Aets, 2010). Según GAMMA INGENIEROS S.A. and Retail (2009), los supermercados tienen un consumo eléctrico mensual de aproximadamente 53.292 MWh.

La Asociación Gremial de Supermercados de Chile (ASACH) clasifica los supermercados según las superficies de salas de venta en: tiendas de conveniencia (<1,000m²), supermercados económicos (1,001-3,000m²), supermercados tradicionales (3,001-6,000m²) e hipermercados (>10,000m²). De acuerdo con un reporte de la Global Agricultural Information Network (2019), se estima que los supermercados e hipermercados cuentan con la mayor participación del mercado para ventas del sector minorista (50%). Entre los supermercados con mayor participación están Walmart-Lider (1,416,135 m² en 257 locales, representando el 42% del mercado), Cencosud-Jumbo-Santa Isabel (600,739 m² en 249 locales, con el 28.1% del mercado), SMU-Unimarc (402,419 m² en 290 locales, abarcando el 21.4%) y Falabella-Tottus (204,545 m² en 67 locales, ocupando el 4%) (Global Agricultural Information Network, 2019). En el año 2013, los supermercados con más de 2,500 m² representaron aproximadamente el 60% de las ventas totales, siendo casi el 21% del total de supermercados, mientras que los locales con áreas entre 1,501 y 2,500 m² representaron el 41.6% del mercado por número de locales (Ferrando, 2013).

En la encuesta realizada en el 2008 (Gamma Ingenieros S.A. and Retail, 2009) a un total de 93 supermercados, se determinó que para los supermercados con áreas de 2,500, 5,000 y 11,000 m², el consumo eléctrico es 130, 250 y 500 MWh mes⁻¹, respectivamente. De manera general, se concluyó que el 55% de los encuestados no han utilizado asesoría externa independiente y no cuentan con experiencia en el uso eficiente de la energía. En el 2018, la empresa *Nuova Service* implementó dos sistemas de refrigeración con R744 en Chile para evaluar su desempeño, obteniendo reducciones energéticas en un 20% respecto al uso del R507 (Ministerio de Medio Ambiente, 2018). Además, en este reporte se mencionan otros 3 sistemas a instalarse en otros supermercados del país: Jumbos de Antofagasta, Santiago (Independencia) y Arica; y Tottus Parque Arauco (Ministerio de Medio Ambiente, 2018), donde se ratifica el compromiso voluntario del país en mitigar el cambio climático, a través del recambio de sistemas con R744. Esto demuestra que el sector privado contiene poca información sobre el desempeño de sistemas con R744 en Chile, por lo cual la presente investigación es un aporte al generar dicha información.

Origen del CO₂ como refrigerante R744

El impacto de los refrigerantes por las emisiones de GEI en la atmósfera es caracterizado a través del Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP, siglas en inglés) y el Potencial Global

de Calentamiento (GWP, siglas en inglés). Este último es un índice que relaciona el potencial de GEI con las emisiones de R744 durante un período de 100 años (Kim et al., 2004). Como referencias, en el año 2010 los HFCs (*R134A: GWP=1,430; R410A: GWP=2,088, R404A: GWP=3,922*) representaron casi el 40% de las emisiones de GEI, estimando que para el año 2020, la contribución aumentaría a un 46% (Skm Enviros, 2012).

El origen del R744 comenzó en 1990, donde el científico e ingeniero noruego Gustav Lorentzen afirmaba que algunos refrigerantes naturales como el amoníaco (R717) y el R744, amigables con el ozono, podían resultar de gran utilidad (Ciconkov, 2018). Sin embargo, en el caso del R744 aún se necesitaba probar su rendimiento en condiciones transcriticals, o sea, cuando el sistema refrigerante sobrepasaba el domo de cambio de fase trabajando en presiones sobre la presión crítica del refrigerante (Ciconkov, 2018). Según Zolcer (2019), el marco regulatorio impulsor de la adopción del CO₂ como refrigerante es representado por la reciente *Enmienda de Kigali del Protocolo de Montreal* (2016), donde se acordó reducir el uso de los HFCs en más de un 80% (80 billones toneladas CO₂ equivalente) para el 2050 respecto al 1990, el cual fue ratificado por 75 países, entre ellos Chile. Según el reglamento europeo *F-Gas 517/2014*, el 1 de enero del 2020 entró en vigor la prohibición del uso de refrigerantes con ($GWP \geq 2,500$) para equipos de refrigeración estacionaria. Y en el 1 de enero del 2022, los refrigerantes con ($GWP \geq 150$) quedaron prohibidos en centros comerciales con sistemas de capacidades superiores a 40 kW, excepto en los circuitos primarios de los sistemas en cascada, con $GWP=1,500$ como límite (Diario Oficial de la Unión Europea, 2014).

De acuerdo con Ciconkov, la reaparición del R744 como refrigerante, iniciada por Gustav Lorentzen en el año 1992 tomó un gran desarrollo en el norte de Europa debido a las bajas temperaturas que se registran en dicha zona, lo que favoreció el rendimiento de este refrigerante (Ciconkov, 2018). Hasta el 2014, se hablaba del término *ecuador del CO₂*, haciendo referencia al límite de temperatura ambiente por debajo del cual los sistemas transcriticals con R744 operaban con menor rendimiento que los HFCs o refrigerantes usualmente empleados con alto GWP. Sin embargo, esto ha sido superado gracias a las nuevas tecnologías. Por otra parte, el proceso de reducción del 85% de los HCFCs (R22 $GWP=1,780$), impulsado por la Enmienda Kigali, no terminará hasta el 2036 para los países desarrollados y el 2047 para los en vías de desarrollo (Ciconkov, 2018). Esto significa que el proceso total del Protocolo de Montreal (1987 al 2047) podría durar más si se incluyen los HFO en nuevos acuerdos (Ciconkov, 2018). Lo anterior representa una alarma para el mundo, puesto que, en la transición, miles de toneladas de CO₂ equivalentes seguirán siendo emitidas, ocasionando un mayor impacto ambiental.

En la presente área de investigación, el término *sistema transcrítico* se emplea cuando el refrigerante opera sobre la temperatura crítica (Bitzer, 2017a). Para mejor comprensión, en la **Fig. 1** se observan las diferencias del modo de operación en condición subcrítica o transcrítica en un diagrama p-h. La adopción de los sistemas transcriticals con R744 ha sido impulsada principalmente por la Unión Europea, contando en octubre del 2018, con más de 16,000 unidades, seguidos por Japón (+3,530), EUA (+370) y Canadá (+245) (Zolcer Skačanová and

Battesti, 2019). El contexto latinoamericano señala a Argentina y Brasil como los iniciadores en el año 2015 (Dilshad et al., 2020; Zolcer Skačanová and Battesti, 2019), mientras que en Chile en el año 2018 solo existían 4 unidades transcriticals (Zolcer Skačanová and Battesti, 2019). De esta cantidad reportada, se conoce de 3 ejemplares: Jumbo Valdivia, Tottus Vitacura y Tottus Kennedy (Unidad Ozono, 2019).

Actualmente en Chile, los nuevos supermercados están equipados con sistemas de expansión directa (DXS), que emplean principalmente los refrigerantes R404A y R507A (Ministerio del Medio Ambiente, 2015). Por otra parte, en equipos autónomos aún se emplea el R134A y en equipos antiguos el R22 (Ministerio del Medio Ambiente, 2015). Así, el sector cuenta con el 40% de consumo doméstico de HFC (Ministerio del Medio Ambiente, 2015). Por ejemplo, solamente en refrigeración y aire acondicionados estacionarios, en el año 2016 Chile emitió un total de 2,753.2 kt CO₂ equivalentes, lo cual está causado por las fugas de los HFCs (Ministerio del Medio Ambiente Chile, 2018). Según Ashford (2016), se determina que en el 2016 las emisiones de fugas de gases HFCs en Chile representaron emisiones cercanas a las 200 kt CO₂ equivalentes, solamente en el sector de refrigeración comercial. Por otra parte, en el reporte del proyecto: “Plan de Gestión para la eliminación de los HCFCs en Chile”, se reporta un apoyo financiero con fondos del Protocolo de Montreal para la realización de pilotos de reconversión a sistemas de refrigeración con R744 en el 90% de las grandes cadenas de supermercado (Ministerio de Energía, 2014).

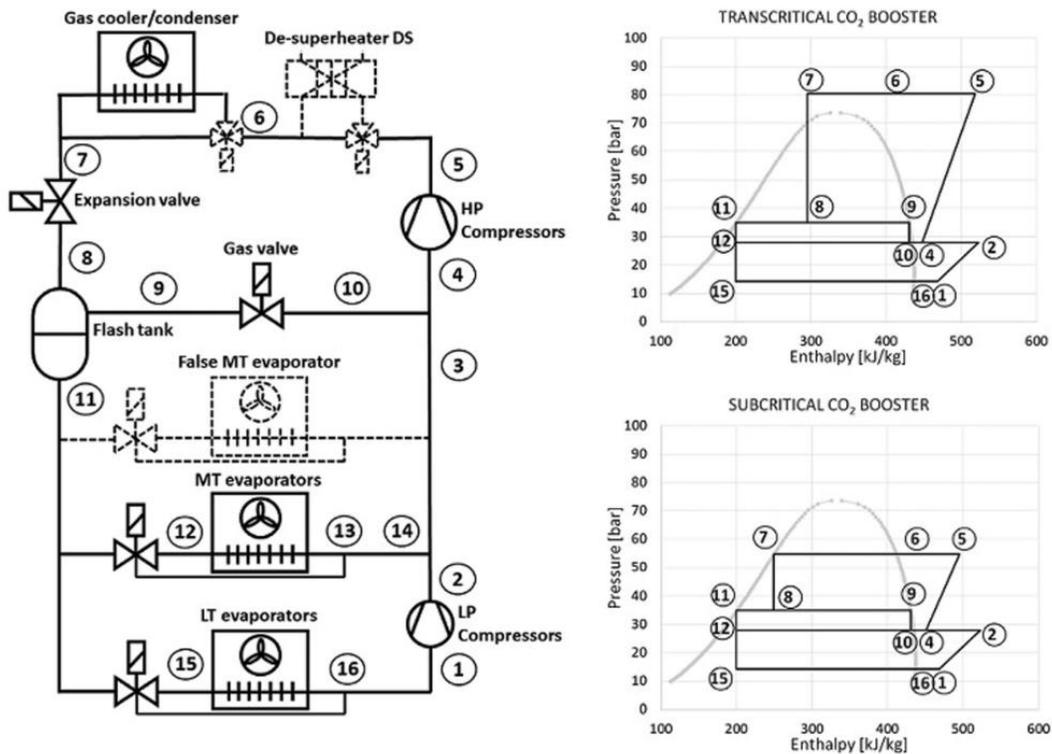


Fig. 1 Ciclo subcrítico y transcritical del sistema Booster (BB) (Maouris et al., 2020).

La ventaja de usar R744 como refrigerante es que permite reducir las emisiones de CO₂ equivalentes. Por ejemplo, con una configuración Booster con una capacidad de 79 kW de refrigeración (área de venta de 1,200 m²) es posible reducir las emisiones directas anuales en un 99% respecto a los tradicionales sistemas con R404A (Sooben et al., 2019). Sin embargo, cuando existen temperaturas extremas por grandes períodos de tiempos, el consumo energético puede ser superior al de los sistemas tradicionales, provocando que las emisiones indirectas sean mayores. En estos casos, los sistemas transcíticos pueden llegar a reducir las emisiones totales en un 43% aproximadamente (Sooben et al., 2019). Por otra parte, con las configuraciones más avanzadas es posible reducir el total de emisiones totales hasta un 90.6% (Gullo et al., 2018b).

A pesar de las ventajas ambientales del R744, aún queda mucho para mejorar el rendimiento energético y los costos de los sistemas donde se usa este refrigerante. Según proyecciones sobre el crecimiento de los sistemas transcíticos de R744 en climas cálidos de Europa (Zolcer Skačanová and Battesti, 2019), existe un escenario conservador: menor crecimiento debido a la competencia de otros refrigerantes con bajos GWP, y otro optimista: mayor número de sistemas con R744 instalados. En dichas proyecciones se estima que por año entre el 2020 y el 2030 las unidades transcíticas aumentarán en 4,000 en un escenario pesimista y 6,000 en un escenario optimista, con respecto al total de 17,000 unidades que se tenían el 2018. Esto se traduce en un total de 65,000 y 85,000 unidades transcíticas en Europa, según los escenarios pesimista y optimista respectivamente (Zolcer Skačanová and Battesti, 2019). A pesar de las desventajas energéticas de los sistemas transcíticos con R744 respecto a los sistemas tradicionales en climas con temperaturas por sobre los 15°C (*ecuador del CO₂*), este es el refrigerante natural del futuro (Gullo et al., 2017b). No obstante, la investigación científica y la capacitación técnica juega un papel importante en la transición hacia estas tecnologías.

1.2 Revisión bibliográfica

Características del R744

El R744 como refrigerante genera un bajo impacto ambiental debido a su GWP=1 y ODP=0. Es un refrigerante de fácil acceso y bajo precio, con una elevada capacidad volumétrica de refrigeración, lo cual se traduce en menores volúmenes de compresión en los compresores. Tiene excelentes propiedades termo físicas: elevado calor específico y latente, alta conductividad térmica y produce bajas caídas de presión. Estas propiedades le atribuyen ventajas en la transferencia de calor simplificando a su vez el diseño de los intercambiadores de calor empleados (Ciconkov, 2018). Debido a sus altos valores de densidad, se emplean pequeños diámetros de tuberías en la succión compresor lo que se traduce en cañerías más ligeras y menores costos. El hecho de no ser corrosivo, lo hace compatible con la mayoría de los materiales y aceites de lubricación usados en los compresores (Ciconkov, 2018).

A causa de su baja temperatura crítica de 31°C y elevada presión crítica de 73.4 bar, este refrigerante opera mayoritariamente en régimen transcítico en climas con temperaturas que sobrepasan los 15°C aproximadamente, dependiendo del sistema de control y las

capacidades de refrigeración (carga a refrigerar). Además, las presiones de trabajo de este refrigerante son altas, necesitando que el sistema sea diseñado en correspondencia. Uno de los aspectos a evitar en estos sistemas, son las altas presiones de descarga de los compresores, para reducir sus consumos energéticos (Ciconkov, 2018). Mientras el R744 no sobrepase al estado supercrítico, el proceso de rechazo de calor se realiza con cambio de fase, por lo que hablamos de condensador. Sin embargo, al pasar dicho punto crítico, a este intercambiador de calor se le denomina gas cooler debido a que el refrigerante se encuentra en fase gaseosa. Es en esta zona de operación, donde se necesita un control eficiente para evitar excesivas presiones que deterioran el desempeño del sistema. Sin embargo, cuando el fluido está en zonas cercanas a la del punto crítico, sus propiedades varían drásticamente, lo cual debe ser regulado de igual forma para mantener un control seguro (Kysor/Warren, 2017). Por ello, las presiones en el gas cooler/condensador siempre deben ser optimizadas (Gullo et al., 2017b).

Sistemas con R744: características y tecnologías

Los sistemas con R744 se pueden clasificar en: indirectos, en cascada y las estructuras transcricas Booster con *solo R744*. Según la revisión bibliográfica realizada (ver **Fig. 8**), solo un estudio analizó los sistemas indirectos (Gullo et al., 2018b), mientras que los sistemas en cascada son usualmente empleados con R744 en la etapa de baja temperatura y otro refrigerante en el circuito de media temperatura, evitando así que el circuito del R744 opere en régimen transcrito. Finalmente, los sistemas con “solo R744”, especialmente en configuraciones Booster, representan las alternativas más amigables ambientalmente y de mayor atención (Tsamos et al., 2017a).

En la **Fig. 2** se muestra la estructura de un sistema Booster. Como se puede apreciar, en las áreas de venta, están ubicados los armarios y vitrinas de refrigeración y congelación, las cuales son conectadas a los evaporadores MT y LT, respectivamente. En la sala de máquinas se encuentran los compresores, estanque flash y líneas de alta y media presión, mientras que en el techo se coloca el gas cooler/condensador. Los fabricantes líderes de la tecnología utilizan compresores scroll en los compresores de baja temperatura, mientras que en los de alta compresores a pistón (Bitzer, 2017b; Copeland, 2019; Hussmann, 2018).

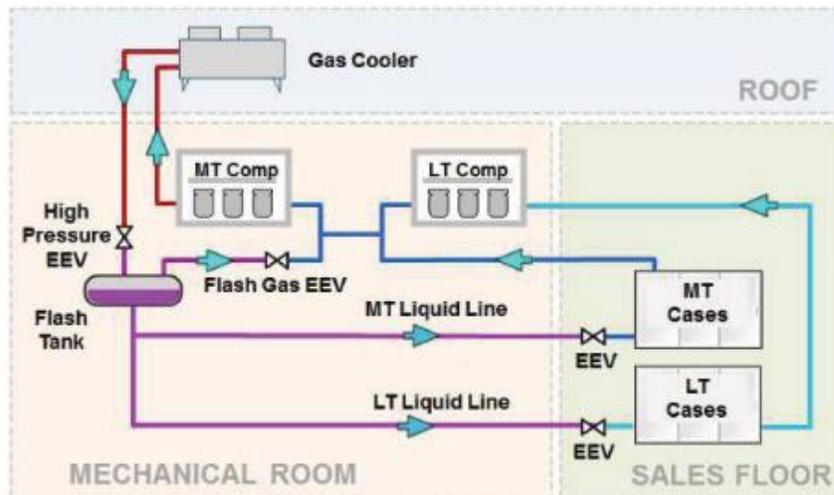


Fig. 2 Arquitectura y ubicación de componentes del sistema Booster (Kysor/Warren, 2017).

Estos sistemas emplean válvulas de expansión electrónicas *EEV*, capaces de regular el flujo de manera rápida y precisa. Aguas abajo del gas cooler/condensador se instala la válvula de alta presión *High Pressure EEV*, que controla la presión del R744 en este componente. La válvula de vapor flash *Flash Gas EEV*, regula la presión en el estanque flash, mientras que delante de cada evaporador se ubican las válvulas *EEV* para controlar el flujo de refrigerante suministrado a cada uno de ellos. En el rack de compresores *MT*, se instala un controlador que regula los porcentajes de apertura de las válvulas *HP* y *FG*. Por otra parte, cada rack de compresores tiene su propio controlador. Mediante un transductor de presión en la succión de ambos sets de compresores, cada controlador se encarga de accionar y/o desenergizar los compresores y regular la velocidad variable del compresor líder en caso exista (Kysor/Warren, 2017).

Para medir el desempeño de estos sistemas se emplea el Coeficiente de Desempeño (*COP*, de su sigla en inglés), definido como la razón entre los flujos de calor extraídos por los evaporadores (*efecto útil*) sobre todo el flujo de energía eléctrica necesaria para llevar a cabo tal fin. Entre esta se deben incluir los consumos de los ventiladores de los intercambiadores de calor, luminarias, y del sistema de descongelamiento de ambos evaporadores (Gullo et al., 2018a). En la **Fig. 3** se muestran los *COP* de las configuraciones transcriticals con R744 y sus clasificaciones. En la misma se aprecian las mejoras en el *COP* de cada configuración o mejora, reportadas en la literatura.

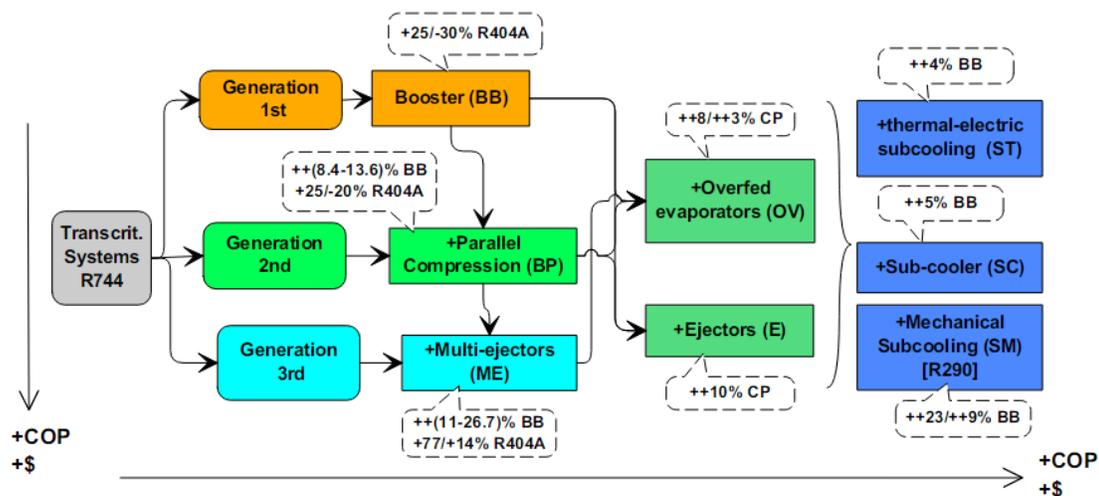


Fig. 3 Tecnologías del R744 transcrito. Fuente: Elaboración propia (Gullo et al., 2018a; Zolcer Skačanová and Battesti, 2019).

En los sistemas con R744 se usan evaporadores sobrealimentados, entregándoles una mayor cantidad de líquido de la que actualmente se evapora. De esta forma se incrementan los coeficientes de transferencia de calor, lo cual resulta en una mayor temperatura de evaporación. Ello permite aumentar la capacidad de refrigeración al disminuir la entalpía del R744 a la entrada del evaporador, incrementando así el COP. Con esto se logra un mayor calor útil y mejores COP. La ganancia de dicho proceso se puede observar en la **Fig. 4**. El proceso de sobrealimentar cada evaporador se puede implementar con eyectores de líquido o bombas centrífugas, que succionan el flujo de líquido saturado ubicado en un estanque de separación aguas abajo del evaporador, y lo reingresan al estanque flash donde de ahí es trasladado hacia los evaporadores. Este reingreso se alcanza al mezclar el líquido saturado de baja presión con el fluido de alta presión, expandido por la EEV HP. Con esta tecnología, se evita además la entrada de gotas de refrigerante líquido a los compresores MT, lo cual puede derivar en daños (Hussmann, 2018).

Dentro de las técnicas de subenfriamiento, existen varias soluciones, una de ellas es emplear un intercambiador de calor llamado *sub-cooler*, ubicado tras el gas cooler/condensador (Orynycz et al., 2019). Esta consiste en extraer parte del refrigerante a la salida gas cooler/condensador, reducirle su energía tras una válvula de expansión y hacerlo circular por el sub-cooler donde absorbe calor del flujo de alta presión. Esta tecnología requiere un compresor en paralelo para elevar la presión a este flujo de by-pass hasta entrar al gas cooler/condensador nuevamente. La forma más prometedora es el subenfriamiento mecánico (Gullo et al., 2018a), que consiste en un equipo de refrigeración de simple etapa que usualmente opera con un refrigerante con un elevado punto crítico (R290-propano), donde el evaporador realiza la función de sub-cooler, extrayéndole la energía al R744 (Miran et al., 2019). Otra alternativa consiste en el subenfriamiento termoeléctrico; convirtiendo la energía eléctrica en energía térmica a través del efecto de Peltier, y logrando así un super enfriamiento, a costa de consumir energía extra (Mitsopoulos et al., 2019).

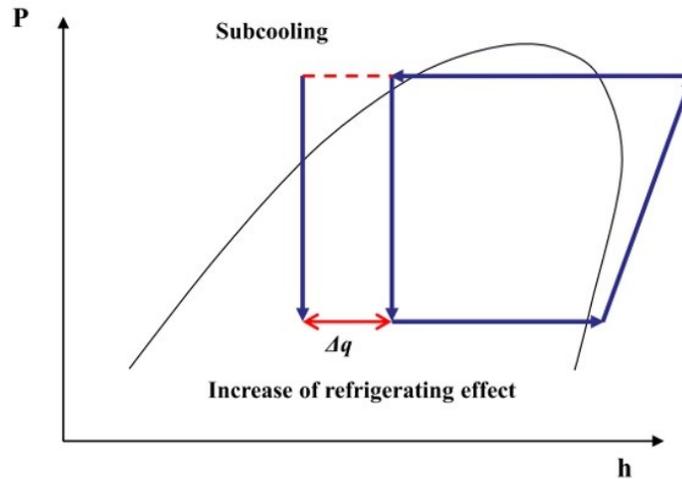


Fig. 4 Efecto del subenfriamiento sobre el ciclo termodinámico (p-H) de un sistema por compresión a vapor (Park et al., 2015).

Tal como se muestra en la **Fig. 5**, para reducir las irreversibilidades de las válvulas de expansión HP y sobrealimentar los evaporadores, se utilizan eyectores que pueden cumplir ambas funciones. Al no poseer partes móviles ni consumir electricidad, estos han tenido gran atención, pudiendo manejar flujos bifásicos sin daño alguno (Gullo and Cortella, 2016).

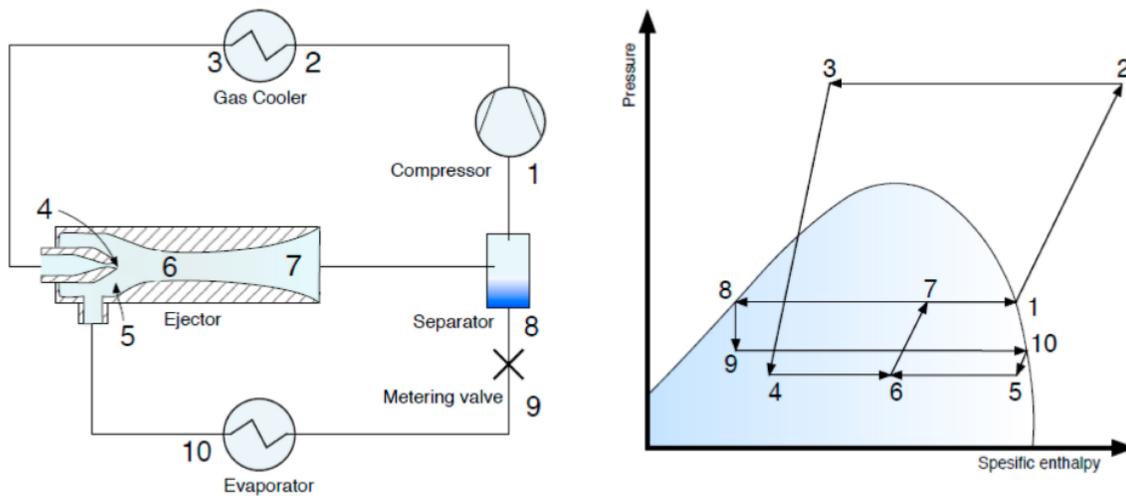


Fig. 5 Sistema transcritical de simple etapa con eyector (Gullo et al., 2019b).

Tal como se muestra en la **Fig. 6**, al salir del gas cooler, el refrigerante en estado supercrítico (flujo primario) es acelerado en la tobera motriz, arrastrando por diferencia de presión al flujo secundario (vapor saturado subcrítico), desde el evaporador. Luego de ser mezclados en la sección de mezcla; parte de la energía cinética se convierte en aumentos de presión a través del difusor. Con esto se logra una reducción del trabajo de compresión al aumentar la presión

de succión (función recuperadora), y un aumento en la capacidad de refrigeración, al entrar el fluido al evaporador en condiciones casi saturadas (función sobrealimentadora) (Gullo and Cortella, 2016).

Con la finalidad de reducir las irreversibilidades del sistema que se generan a temperaturas ambiente ($>25^{\circ}\text{C}$) producto de la elevada presión en el gas cooler/condensador, se emplean entonces los multi-eyectores, compuestos por varios eyectores de vapor (función recuperadora) y dos/un eyector de líquido (función sobrealimentadora), de diferentes tamaños y conectados en paralelo. Ambos tipos utilizan el flujo que sale del gas cooler/condensador como flujo primario. Cuando el eyector tiene la función de sobrealimentar los evaporadores, se denomina eyector de líquido, pues succiona el líquido subenfriado del estanque receptor, mientras que los eyectores de vapor succionan el refrigerante en forma de vapor saturado desde este mismo estanque, recuperando así parte del trabajo de expansión. Como mínimo, siempre un eyector de vapor está en funcionamiento, removiendo el constante vapor flash en el estanque receptor, mientras que la capacidad variable es alcanzada con la combinación del resto de eyectores. Por otra parte, los eyectores de líquido entran en funcionamiento cuando el líquido excede el nivel requerido en el estanque receptor (Gullo et al., 2018a).

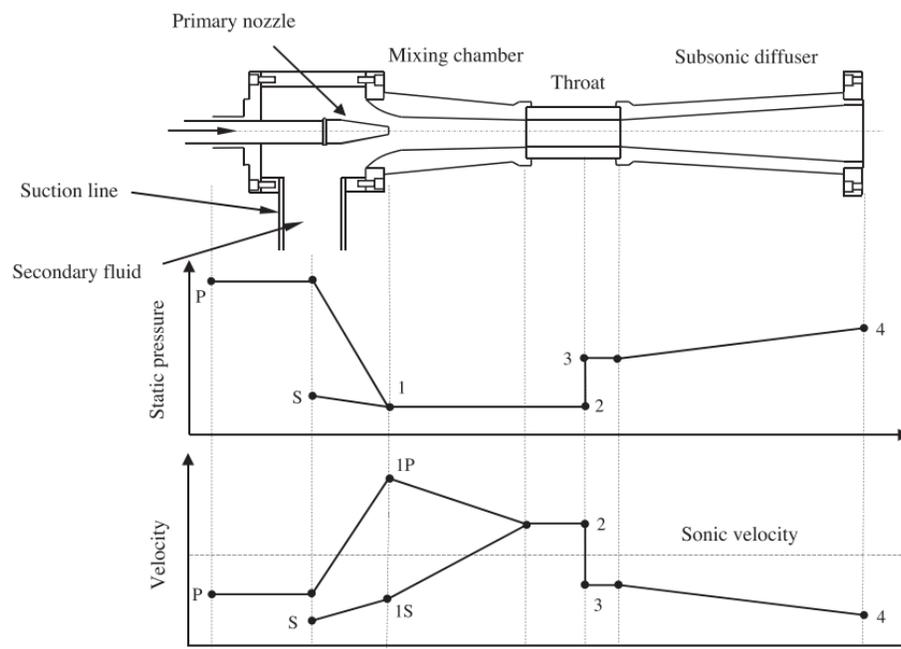


Fig. 6 Esquema del eyector y las variaciones de presión y velocidad de los flujos dentro (Ruangtrakoon and Aphornratana, 2019).

La **Fig. 7** muestra los principales resultados de un estudio en donde se compara un sistema DX-R404A con las configuraciones R744 más estudiadas en la literatura. Las diferencias entre ambos estudios radican en la capacidad de cada sistema y el sistema de control empleado, definido por los controladores del rack de compresores MT, LT y de cada evaporador. Los notables saltos del COP en la zona de transición (18°C - 28°C) son causados por el sistema de

control que regula la presión del gas cooler/condensador. La **Fig. 7** muestra como con la tecnología de multi-eyectores se logran desempeños aún mayores para todo el rango de temperaturas. Pero finalmente, se señala al sistema en paralelo con multi-eyectores y ambos evaporadores sobrealimentados como la mejor opción ante todo tipo de clima, alcanzando eficiencias superiores a los sistemas tradicionales con HFC.

Con las técnicas de subenfriamiento mecánico, es posible aumentar el desempeño de los sistemas Booster y en paralelo a temperaturas mayores a 15°C y 25°C, pero sin sobrepasar el COP del sistema DXS-R404A en régimen transcrito, siendo una solución no tan tentativa si consideramos sus desventajas por adquisición de componentes con diferentes tecnologías y refrigerantes, como el propano R290. Tal como lo indican (Gullo et al., 2018), el subenfriamiento mecánico no produce una mejora significativa en los sistemas transcritos con R744 en la refrigeración de supermercados. Muy diferente son las recomendaciones sobre las soluciones con multi-eyectores, representado las fuerzas motrices de los sistemas transcritos en climas cálidos. Mediante la simulación anual, los autores demostraron que a excepción de la configuración Booster, todos los sistemas con R744 lograron consumir menos energía que el DXS-R404A hasta en los climas más cálidos, donde se encontraron ahorros razonables hasta de un 12.4%, alcanzado por un sistema en paralelo con evaporadores MT sobrealimentados. Mientras que con los multi-eyectores, las mejoras fueron hasta de un 24.6% (Gullo et al., 2017a, 2017b).

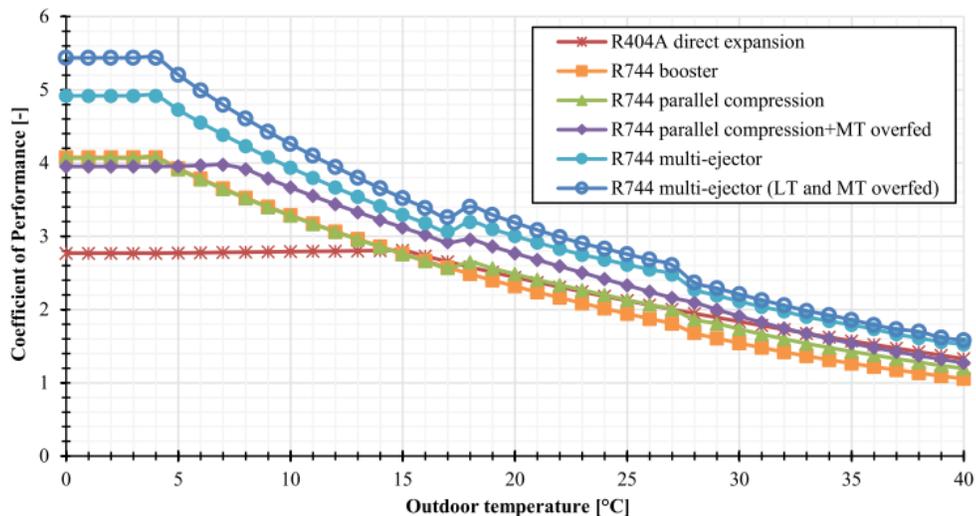


Fig. 7 COP en función de la temperatura exterior (Gullo et al., 2017b).

Estudios basados en sistemas transcíticos con R744

Debido a las distintas aproximaciones para modelar y simular los sistemas de refrigeración con R744, la **Fig. 8** muestra cronológicamente los estudios más relevantes junto a las configuraciones estudiadas y el tipo de modelación empleada para los principales componentes. Por cada publicación, se muestra si hubo o no un estudio de validación de los modelos. Además, se incluye el período de simulación, la fuente de datos de temperaturas empleadas y el sitio evaluado. Se presentan los distintos análisis realizados, clasificados en: exergético, exergoeconómico, ambiental y económico.

De las investigaciones analizadas (**Fig. 8**), se nota como los sistemas Booster y paralelo son los más investigados, mientras que sus combinaciones con multi-eyectores tienen una significativa mayor atención. Las configuraciones más prometedoras son: Booster, Booster en paralelo, con evaporadores sobrealimentados y con multi-eyectores. El análisis demuestra que pocas publicaciones emplearon modelaciones numéricas en componentes como compresores, gas cooler/condensador, evaporadores y multi-eyectores. Mientras que la mayoría emplean modelos termodinámicos con componentes modelados de manera simple. Estos modelos termodinámicos son modelos simples descritos con balances de energía y masa, donde se asumen valores ideales para las variables de salida. De igual forma, solamente 11 estudios desarrollaron los análisis de validación de sus modelos, existiendo cierta falta de confiabilidad en los resultados. Según lo revisado, las evaluaciones se concentran en Europa, China, África y Asia. Nótese que solo una de las investigaciones evaluó los sistemas en América Latina (Brasil), mientras que en Chile no existe información al respecto.

En los estudios de simulación, las fuentes de información más empleadas para obtener los datos meteorológicos son EnergyPlus, TRNSYS y METEONORM, habiendo una convergencia en la modelación anual de los sistemas, considerando intervalos de una hora. Mientras algunos autores como Tsamos et al. (2019) emplearon datos típicos horarios (representativos para 18 años), obtenidos de EnergyPlus, una gran mayoría evalúan los sistemas mediante la distribución horaria de la temperatura exterior extraída de METEONORM (Karampour et al., 2019).

Existe un patrón común en todas las publicaciones respecto al análisis ambiental, evaluado en su mayoría a través del *Impacto de calentamiento total equivalente* (TEWI, siglas en inglés). Es un indicador utilizado para evaluar el impacto de los sistemas de refrigeración considerando emisiones directas, debido a las fugas y pérdidas de refrigerante al final de la vida útil del sistema, y emisiones indirectas, que se relacionan con las emisiones de CO₂ debido al consumo de energía eléctrica durante el tiempo de vida útil (Arias, 2005).

De las 51 investigaciones revisadas por el autor relacionadas con modelación y simulación, solo se conocen 10 que evaluaron estos sistemas a través de análisis económicos, las cuales se basaron en sistemas de una sola etapa, con eyectores, en paralelo y sub-cooler, Booster, Booster en paralelo y Booster en paralelos con evaporadores sobrealimentados, faltando así evaluaciones a los sistemas con multi-eyectores. Una de las causas por la cual los sistemas con multi-eyectores no han sido aún evaluados económicamente es por el estado actual de estas tecnologías. Tal como se observa, los análisis exergéticos (comunes y avanzados) y exergoeconómicos han sido estudiados por un gran número de autores, pero siempre analizando sistemas de una sola etapa con ciertas mejoras (con expansores, en paralelo, con subenfriamiento mecánico, con eyectores, con sub-cooler y con subenfriamiento termoeléctrico). Si bien la exergía avanzada (estudios donde determinan las exergías evitables/no evitables, así como las exógena/endógena) ha sido empleada para analizar las configuraciones prometedoras básicas: Booster y Booster en paralelo; la exergoeconomía no ha sido aplicada aún en los sistemas más prometedores. De ahí que existan brechas en la evaluación de los sistemas transcíticos más prometedores, y con modelos más complejos.

Aproximaciones empleadas

De la **Fig. 8**, se demuestra que existen pocas investigaciones que validen sus métodos y modelos de simulación. Por otra parte, seis investigaciones tuvieron en cuenta en la modelación de los compresores, el uso de los variadores de frecuencia (VFD). Un gran número de autores (12) modelaron los compresores mediante modelos termodinámicos donde asumen valores de rendimientos isentrópicos constantes para los compresores sin importar las temperaturas y presiones a los que operan. Un total de 35 autores modelaron los compresores mediante correlaciones de rendimientos isentrópicos en función de la relación de presiones.

Tsamos et al. (2017b) y Mitsopoulos et al. (2019), reportaron diferencias de 7.1% y 2.29% entre el COP calculado y el experimental, respectivamente. Ellos demostraron que, modelando cada compresor con los rendimientos isentrópicos en función de las relaciones de presión, es posible obtener resultados más confiables para el COP. Si bien estas predicciones son buenas, son basadas en modelos termodinámicos simples y pueden ser mojables. En cambio, Song et al. (2020) demostraron que modelando ambos sets de compresores mediante procesos físicos es posible obtener resultados con errores menores a un 5% durante todo el rango de temperaturas, respecto a resultados experimentalmente. Debido al estado actual de las modelaciones de los compresores y su importancia, se necesitan más estudios sobre el complejo comportamiento de los compresores de R744 (Gullo et al., 2018b).

Según Bourdouxhe y Grodent (1999), los compresores *a pistón* y *scroll* se pueden modelar mediante modelos semi-empíricos basados en principios físicos, los cuales son más detallados y confiables que los modelos termodinámicos, dado que determinan con precisión las variables de salida en un amplio rango de condiciones. Bourdouxhe y Grodent (1999) propusieron considerar que el refrigerante es calentado por las pérdidas electromecánicas antes de ser comprimido, dividiendo la potencia eléctrica del compresor en: pérdidas

electromecánicas y potencia de compresión interna. En el caso de los compresores *scroll*, el proceso de compresión interna se subdivide en una compresión isoentrópica y otra a volumen constante. Debido a la naturaleza de los procesos compresión, la modelación con parámetros presenta mayor robustez física respecto al uso de correlaciones. Por lo cual, los modelos semi-empíricos requieren mayor tiempo de desarrollo, siendo capaces de funcionar adecuadamente en amplios rangos de operaciones, a diferencia de las correlaciones, que son elaboradas en rangos acotados. Según las investigaciones estudiadas, hasta el momento estos modelos no han sido aplicados en la evaluación de sistemas transcíticos con R744.

Por otro lado, el condensador se suele modelar con balances energéticos (Purohit et al., 2017), incluyendo el proceso de transferencia de calor con un modelo de tres zonas (Belman-Flores et al., 2021; Cuevas et al., 2009), un modelo de cuatro zonas (Ge and Cropper, 2005), y un modelo con zonas discretizadas (Ge and Cropper, 2009). En el caso del gas cooler, algunos lo modelan empleando balances de energía (Sooben et al., 2019), otros utilizan un modelo de una zona (Ge et al., 2014), y otros usan un modelo de zonas discretizadas (Lata and Gupta, 2021; Martínez-Ballester et al., 2013). La mayoría de los autores modelan el gas cooler/condensador como si ambos operasen de igual forma, asumiendo valores de eficacias de 0.7 en el traspaso de calor, lo cual no representa la realidad según las diferentes condiciones de operación (Gullo et al., 2018b). Según los autores (Ge et al., 2015), este componente puede ser modelado mediante *modelos de parámetros concentrados o distribuidos*, dividiendo el intercambiador de calor en un limitado número o en un gran número de segmentos respectivamente. Y luego se analizan los procesos de traspaso de calor a cada uno de los intercambiadores de calor discretizados. A cada segmento del condensador y gas cooler se le aplica el método de eficacia-número de unidades de transferencia (ϵ -NTU) para la transferencia de calor, método propuesto debido a su estabilidad numérica (Bourdouxhe y Grodent, 1999; Chai et al., 2020). Sin embargo, debido a las variaciones de las propiedades del R744 cerca y por encima de la zona crítica, la aplicación de esta metodología resulta ser compleja (X. Liu et al., 2019).

Algunos autores emplean el método de ϵ -NTU en la modelación del gas cooler/condensador con modelos numéricos distribuidos (Efstratiadi et al., 2019; Ge and Tassou, 2011, 2009; Hazarika et al., 2018; Keshtkar, 2019; Y. Song et al., 2020; Tsamos et al., 2017b), resultando de elevada complejidad y consumiendo mayores tiempos de cálculo, pero con resultados confiables. De igual forma, los autores Ge & Cropper (2009) modelaron el gas cooler/condensador en un modelo distribuido. Por otra parte, los autores Song et al. (2020) emplearon un modelo semi-empírico basado en conceptos físicos, distinto a los anteriormente nombrados, el cual es basado en las expresiones de transferencia de calor.

En el condensador, el refrigerante le transfiere energía al aire, cambiando de estado desde vapor sobrecalentado hasta líquido subenfriado, transfiriendo la mayor cantidad de energía en la zona bifásica, debido al calor latente. Mientras que en el gas cooler, el refrigerante no cambia de estado, manteniéndose siempre como fluido supercrítico (Kysor/Warren, 2017). Por eso, el gas cooler/condensador puede ser descrito mediante un modelo concentrado,

discretizando el condensador en tres zonas (zona sobrecalentada, bifásica y subenfriada). No obstante, debido a las elevadas variaciones de las propiedades termodinámicas del R744 en la zona transcrítica, resulta interesante discretizar el gas cooler en varias zonas, por ejemplo, 3 o 4 zonas como en el condensador.

En la modelización del gas cooler/condensador, una cuestión importante es proponer un modelo capaz de determinar la presión de trabajo. La mayoría de los investigadores imponen la presión o temperatura de condensación para el condensador y la presión del gas cooler en función de la temperatura ambiente (Gullo et al., 2018b). Por lo tanto, las temperaturas del refrigerante y de la salida del aire no se determinan con precisión, lo que hace que el proceso de transferencia de calor sea menos preciso. Además, este método predetermina el rendimiento del sistema fijando el flujo másico de aire y la calidad del vapor refrigerante en el escape del gas cooler/condensador. En cambio, otros autores que utilizan un modelo de tres zonas han mejorado la modelización sin prestar atención a las restricciones geométricas (Wu et al., 2021).

Lo más relevante de la modelación del sistema de control es la regulación de la presión en el gas cooler/condensador y en el estanque flash. La primera se discretiza en tres y cuatro zonas: Subcrítica (según presión mínima), de transición-subcrítica (~72bar), de transición-transcrítica (~75bar) y transcrítica (donde optimizan la presión para obtener el mayor COP). Sin embargo, las mayores diferencias radican en la forma de modelar ambas zonas de transición, siendo más adecuado el empleo de una transición sin saltos, tal como lo abordan algunos autores, siguiendo una función lineal o cuadrática (Mitsopoulos et al., 2019; Sooben et al., 2019). Para la presión del estanque flash, Purohit et al. (2017) señalan la necesidad de su optimización y control. Ya que la línea de líquido del estanque flash alimenta los evaporadores que se encuentran dentro del supermercado (ver **Fig. 2**), se debe tener extremo cuidado en el comportamiento de dicha presión, garantizando así condiciones de seguridad de las personas (Kysor/Warren, 2017). La presión del estanque flash asume valores entre 30 y 35 bar en configuraciones comerciales. Esto se debe a que bajo estas condiciones se limita la cantidad de líquido durante la expansión del refrigerante gaseoso que se bypassea del estanque flash a los compresores MT a valores entre 1 y 2% (Danfoss, 2009). Aquellos estudios que consideran presiones intermedias de hasta 55 y 60 bar emplean configuraciones experimentales en lugar de configuraciones comerciales.

En cuanto a los eyectores, los parámetros que describen el desempeño son la relación de arrastre y el rendimiento isoentrópico (η), que dependen de la geometría del eyector y de las temperaturas y presiones a la entrada y salida (Bodys et al., 2016). Según el estudio experimental de Zheng & Deng (2017), los rendimientos isoentrópicos son del orden de 73%-95%. En cambio, cuando se trata de multi-eyectores, los rendimientos isoentrópicos se sitúan entre un 25% y un 40% (Haida et al., 2016).

Los autores Pardiñas, Hafner, & Banasiak (2018) señalaron que, debido a la forma en que operan, los multi-eyectores de líquido deben ser modelados en régimen transitorio, lo cual

resulta muy complejo. Por otra parte, Gullo et al. (2018b) señalaron no haber modelado los eyectores de líquido, debido a que sus ventajas influyen básicamente en el aumento de la temperatura de los evaporadores sobrealimentados, manteniéndose estos sobrealimentados todo el año, trabajando a capacidad constante. En cambio, los multi-eyectores de vapor deben ser modelados puesto que operan a condiciones de temperatura exterior variables. Debido a esto, Gullo et al. (2017a) se basaron en los estudios experimentales de Haida et al. (2016); Palacz et al. (2015) para describir el multi-eyector mediante un rendimiento isentrópico, y la relación de arrastre como función de la elevación de presión y la temperatura de salida del gas cooler, que a su vez maximizan el COP. Emplearon valores constantes de rendimientos experimentales, menores a 3%, y una correlación para la relación de arrastre en cada régimen: subcrítico, de transición y transcrito, lo cual genera un comportamiento más realista en relación al resto de las aproximaciones.

La demanda frigorífica depende directamente de la temperatura dentro del supermercado, y esta a su vez es afectada por la temperatura del aire exterior a través de los sistemas de climatización. Sooben et al. (2019) encontraron la función lineal de la demanda frigorífica MT en dependencia de la temperatura exterior. Catalán-Gil et al. (2018) trabajaron con un factor de carga que modifica la demanda de refrigeración, asumiendo valores de 50% en el horario de 10pm-7am; y un 100% para el resto de las horas. Sin embargo, Gullo et al. (2018b) y Gullo et al. (2017a) emplearon una correlación más precisa para el factor de carga para ambos evaporadores. Esta es expresada en función de la temperatura exterior y un factor correspondiente a la fracción mínima de la carga térmica diseñada, resultando ser de mayor fiabilidad.

De todas las publicaciones analizadas, solamente 12 tuvieron en cuenta expresiones numéricas para determinar las variaciones de la demanda como función de la temperatura exterior, hora y día de trabajo. Mientras que el resto solo asumen cargas constantes y modelan el evaporador con un simple balance de energía. Solo tres investigaciones modelan el evaporador de forma detallada (Hazarika et al., 2018; Mitsopoulos et al., 2019; Y. Song et al., 2020).

Según lo expuesto anteriormente, mientras más realista se modelen los principales componentes, más fiable serán los resultados obtenidos. En los evaporadores, no todos los estudios determinan las cargas de refrigeración en función de las horas y la temperatura exterior. Según K. M. Tsamos et al. (2017); Gullo et al. (2016); Konstantinos M. Tsamos et al. (2019); Amaris et al. (2019), se deben tener en cuenta los consumos de los ventiladores, luces y sistemas de descongelamiento de los intercambiadores de calor. Estos resultan ser relevantes en la determinación del COP de cada configuración, permitiendo una adecuada comparación, validación y discusión entre las investigaciones. Por otra parte, el comportamiento y modelación de los multi-eyectores está aún en etapa de desarrollo, ya que más del 50% de las publicaciones que analizan ME, emplean modelos termodinámicos con rendimientos ideales.

Por otra parte, el comportamiento del sistema de control es conocido, aunque no correctamente abordado por todos. En cuanto al gas cooler/condensador, solo se ha encontrado el uso de modelos de parámetros distribuidos, mientras un modelo de parámetros concentrados de menor complejidad y capaz de captar los procesos más importantes no ha sido encontrado en la modelación de estos sistemas. Por otra parte, los compresores son modelados de la misma manera por la mayoría de los autores, con excepción de una investigación del 2020; existiendo aún oportunidades para nuevas técnicas de modelación semi-empírica basada en principios físicos. Gullo (2018) señaló que se necesita mayor atención a la modelación del gas cooler/condensador y evaporadores, debido a que gran parte de las irreversibilidades evitables se pueden reducir en estos componentes.

Estudios exergoeconómicos

Gullo, Hafner, Banasiak, et al. (2019) recomendaron cuantificar las mejoras termodinámicas por componente en los estudios de sistemas transcíticos con R744. Esto puede ser abordado mediante la exergoeconomía (Gullo and Cortella, 2016), la cual permite encontrar la estructura óptima de un sistema; la optimización de parámetros geométricos y técnicos en cada componente; minimizar los consumos del sistema; tomar decisiones para mejorar el rendimiento según los mantenimientos y justificar los costos de estos componentes más ineficientes (T. J. Kotas, 1985).

Un análisis exergo-económico es una técnica más completa, capaz de identificar y cuantificar la ubicación, causas y costos de las ineficiencias termodinámicas en un sistema (Casas Ledón et al., 2015). Representa una metodología adecuada para evaluar la eficacia de los sistemas de refrigeración (Miran et al., 2019). Con los análisis exergo-económicos se pueden estimar los costos por inversión inicial de capital, mantenimiento y operación, y los costos de la destrucción de exergía (Dai et al., 2020c); posibilitando evaluar la contribución de estos respecto al costo total.

Los autores Miran et al. (2019) analizaron la factibilidad de emplear R744, N₂O y etanol como refrigerantes en un sistema transcítico simple con y sin subenfriamiento mecánico. Mediante el análisis exergo económico demostraron que el R744 es la mejor alternativa desde el punto de vista económico, debido a que presenta los menores costos de exergía destruida y costos de productos.

Por otra parte, los autores Mosaffa et al. (2016) compararon dos sistemas de refrigeración en cascada R744/NH₃: uno con estanque flash (sistema 1) y otro equipado con estanque flash, un inter-cooler flash y un sub-cooler (sistema 2). Mediante la exergo-economía, demostraron que el sistema 1 presenta un factor exergoeconómico de 1.73% respecto al 3.85% del sistema 2, demostrando que los costos asociados al estanque flash y el intercambiador en cascada en ambos sistemas, se deben exclusivamente a la destrucción de exergía.

Según Gullo & Cortella (2016), aún es posible introducir grandes mejoras en términos de rentabilidad, capacidad de recuperación de calor y eficiencia energética en los sistemas de refrigeración transcíticos con R744, necesitando metodologías como la exergoeconomía, buscando siempre reducir los costos finales de los productos. En su estudio demuestran que el empleo de un eyector genera, en el peor de los casos, un costo final de los productos de un 20.7% menor que el de un sistema básico. Con ello demostraron que, a mayores temperaturas del aire exterior, mayor será la rentabilidad del eyector. Finalmente, el uso de las configuraciones con eyectores supone como máximo un aumento en el costo de inversión en un 15.9%, distinto del 28.1% mayor que representa como mínimo el sistema con compresión paralela, respecto a un sistema base (Gullo and Cortella, 2016).

De igual forma, Gullo et al. (2015) analizaron un sistema transcítico con R744 de una sola etapa y su homólogo en compresión paralela. Con la ayuda del análisis exergético, se notificó que el costo final de los productos del sistema en paralelo es como promedio 6.7% menor que el sistema base. Señalando que esta reducción va en aumento cuando la temperatura exterior aumenta hasta 45°C, y luego disminuye. Lo anterior demuestra que la adopción de la compresión paralela es beneficiosa en climas con temperaturas de hasta 45°C.

Estudios medioambientales

El impacto ambiental de los sistemas de refrigeración se puede determinar, usando las metodologías: costos de emisiones de CO₂, TEWI y *Life Cycle Climate Performance* (LCCP). Si bien los costos de emisiones son válidos, muchos investigadores suelen emplear la metodología *TEWI*, siendo de gran utilidad para estudiar el impacto de los sistemas de refrigeración (Papasavva et al., 2010). El LCCP es un concepto que considera el efecto de la producción del refrigerante en el sistema, en adición al impacto directo e indirecto de la metodología TEWI (Arias, 2005). No obstante, en la mayoría de las publicaciones, el término TEWI es mayormente usado para describir el impacto ambiental de los sistemas de refrigeración durante la vida útil (Deymi-Dashtebayaz et al., 2019; Gaete-Morales et al., 2018; Islam et al., 2017; Jain et al., 2016; Keshtkar, 2019; Liu et al., 2018; S. Liu et al., 2019; Mohammadi et al., 2019; Sánchez et al., 2019).

En el 2012, los autores Abdelaziz et al. (2012) emplearon la herramienta TEWI para analizar un sistema de expansión directa múltiple que opera en un caso con R404A y otro con R407A; y un sistema transcítico booster operando con R744. Ellos evaluaron cada sistema en varias ciudades de los Estados Unidos, demostrando que el R407A es el refrigerante sustituto del R404A en sistemas de expansión directa múltiple, con una reducción del 37%, mientras que los sistemas transcíticos con R744 son capaces de reducir las emisiones aún más (77%). Por otra parte, solo 3 investigaciones tuvieron en cuenta el costo social por emisiones de CO₂, tales como Aminyavari et al. (2014).

Estudios económicos

Debido al estado actual de las tecnologías más avanzadas, resulta demandante exponer el impacto económico de estas configuraciones. Los costos ahorrados de un sistema de refrigeración se pueden representar por la suma de los costos ahorrados por reducción de emisiones de CO₂ y los costos por energía ahorrada (Deymi-Dashtebayaz et al., 2019).

De manera general, existen principalmente tres métricas financieras para evaluar la rentabilidad de proyectos: el valor actual neto (VAN o NPV, en inglés), el período de recuperación (PR o PBP, en inglés) y la tasa interna de retorno (TIR, IRR, en inglés). El PR es definido como el tiempo requerido para que el flujo de caja total cubierto por la venta del producto del sistema recupere su inversión inicial. Sin embargo, con el VAN, es posible descontar los flujos totales de caja a un valor presente. Con el TIR se evalúa el interés interno del sistema, el cual es establecido como la razón de descuento donde el VAN equivale a cero (Liu et al., 2018).

En cuanto a la evaluación económica, la mayoría de los autores se basan en análisis simples, determinando los costos de inversión y mantenimiento, y considerando las ganancias por concepto de consumo eléctrico. Sin embargo, solo dos investigaciones determinaron las variables de desempeño (VAN, TIR y PP) que caracterizan un análisis económico (Efstratiadi et al., 2019; Purohit et al., 2017). De estos, la investigación de Purohit et al. (2017) desarrolló un análisis económico de escala limitada, arribando a conclusiones de gran impacto, como la necesidad de aumentar las tarifas eléctricas a los supermercados, incentivando así el ahorro con nuevas tecnologías. Por otra parte, los sistemas Booster en paralelo tienen un período de recuperación de inversión de 3 años en climas moderados y de 2 años en climas más cálidos (Tsamos et al., 2017a). Sin embargo, al comparar un sistema en paralelo con uno Booster en ciudades muy cálidas, los períodos de recuperación de inversión oscilan entre 5 y 6 años (Purohit et al., 2017). Otro enfoque del análisis económico se basa en determinar los costos unitarios de producción de frío y los costos anuales de operación y de capital. Es común en la literatura usar correlaciones empíricas para expresar los costos de los intercambiadores de calor en función de las áreas, los compresores en función de la potencia, y de las válvulas como función del flujo a operar (Mohammadi et al., 2019). No obstante, estos métodos ofrecen a menudo varias discrepancias con los precios de mercado.

Los desafíos actuales siguen estando enfocados en mejorar el rendimiento y reducir los costos económicos y el impacto ambiental de los sistemas transcíticos en climas cálidos, motivado principalmente por los sistemas en compresión paralela con multi-eyectores (Zolcer Skačanová and Battesti, 2019). A pesar los avances de estas tecnologías, en el 2018, los sistemas transcíticos con R744 presentaban un costo de instalación similar y mayor (10%) que el de los sistemas convencionales con HFC. Una significativa reducción de los costos de los sistemas con R744 se puede alcanzar con la integración de sistemas transcíticos con sistemas de calefacción, aire acondicionado y agua caliente sanitaria o sistemas “all-in-one” (Gullo et al., 2018a). No obstante, a partir de una adecuada modelación de los principales

componentes, se pueden desarrollar simulaciones confiables y mediante análisis multidimensionales se pueden determinar los verdaderos beneficios y desventajas del empleo de estas tecnologías. En Chile, no existen publicaciones científicas al respecto por otros autores, existiendo solamente reportes de proyectos por la Unidad Ozono del Ministerio de Medio Ambiente.

Considerando las configuraciones más prometedoras, de menor complejidad tecnológica y el menor impacto ambiental, esta investigación busca construir un mapa donde se identifiquen las mejores soluciones de sistemas transcíticos con R744 en todas las regiones de Chile, brindando información útil para la toma de decisiones. Las mismas están representadas por los siguientes sistemas considerados: Booster (BB), Booster en paralelo (BP), Booster en paralelo con evaporadores MT sobrealimentados con eyector de líquido (BP+MT-Ov), Booster en paralelo con Multi-eyectores y evaporadores MT sobrealimentados con eyector de líquido (BP+ME+MT-Ov) y Booster en paralelo con Multi-eyectores y evaporadores MT y LT sobrealimentados (BP+ME+MT-Ov+LT-Ov). Asumiendo un supermercado tradicional con un área de ventas de 2,500 m², se puede definir previamente una demanda frigorífica en los evaporadores MT y LT, de 140kW y 40kW respectivamente. De esta forma se garantiza que la razón entre la demanda MT y LT sea entre dos y cinco veces, tal como se observa en la literatura (Abdelaziz et al., 2012; Eskandari Manjili and Cheraghi, 2019; Ge and Tassou, 2014; Sharma et al., 2014; Tsamos et al., 2017a). De igual forma, el caso de estudio identificado coincide con los rangos reportados en la literatura, tal como muestra la **Tabla 1**, que presenta las capacidades de refrigeración MT y LT correspondiente a las áreas de ventas de los supermercados.

Tabla 1 Área de ventas de supermercados y capacidad de refrigeración

Referencia	País	Área de venta (m ²)	Capacidad de refrigeración (kW)
(Islam et al., 2017)	EUA	3,700-5,600	MT: 250, LT: 50
(Suamir and Tassou, 2013)	Inglaterra	5,000	MT: 152, LT: 50
(Mitsopoulos et al., 2019)	Grecia	1,866	MT: 60, LT: 35
(Abdelaziz et al., 2012)	EUA	4,181	MT: 167, LT: 65
(Sharma et al., 2014)	EUA	4,200	MT: 120, LT: 65

1.3 Fundamentos metodológicos

Hipótesis

En Chile, es posible alcanzar mayores desempeños energéticos y ambientales a aceptables costos económicos con al menos uno de los seis sistemas de refrigeración con R744 considerados respecto a los sistemas DXS-R404A en supermercados medianos con un área de ventas de 2,500 m².

Esta hipótesis se sustenta en los siguientes requerimientos mínimos:

- ✓ El desempeño energético anual de los sistemas con R744 debe ser más eficiente que el de los sistemas DXS-R404A al menos en un 10%.
- ✓ En cuanto al desempeño económico, se considerará como aceptable un período de recuperación de la inversión de 3 años.
- ✓ A pesar de que el empleo de estas tecnologías transcríticas con R744 (Booster, compresión paralela y con Multi-eyectores) reduce las emisiones directas casi en un 99%, se espera que las emisiones totales durante la vida útil sean reducidas por lo menos en un 35%.

Objetivo general

El objetivo de este trabajo es evaluar diferentes sistemas de refrigeración con R744 mediante simulación basada en la integración de modelos semi-empíricos para determinar sus desempeños energético, ambiental y económico en todas las regiones de Chile.

Objetivos específicos:

Objetivo específico 1:

- ❖ *Definir y diseñar casos de estudio a considerar para simular con R744 y R404A.*

Objetivo específico 2:

- ❖ *Crear y validar modelos de simulación de los componentes y los sistemas asociados al R744 y R404A.*

Objetivo específico 3:

- ❖ *Simular y analizar los resultados de simulación de los sistemas considerados.*

Objetivo específico 4:

- ❖ *Evaluar exergo-económicamente los sistemas considerados para identificar componentes críticos y sugerir mejoras.*

La presente metodología consiste en el desarrollo de submodelos de los componentes que conforman los seis sistemas de refrigeración: convencional DXS y los sistemas transcritos: BB y sus mejoras. Para los compresores, se emplean el modelo semi-empírico de 4 parámetros modificado. Estos son validados con datos de fabricantes, mientras que la integración de todos los modelos que describen el sistema base BB es validada con datos experimentales. Para el gas cooler/condensador, se desarrolla un modelo numérico de 3 zonas, el cual es modificado para el uso del R744. Para los evaporadores y multi-eyectores, se emplean modelos semi-empíricos mientras que para las válvulas de expansión y estanques se emplean modelos termodinámicos. Posteriormente, se integran todos los modelos hasta conformar los modelos generales. Posteriormente, todos los modelos son empleados en simulaciones anuales en 18 ciudades de Chile. Con los resultados de dichas simulaciones, se evalúa cada sistema transcrito respecto al sistema convencional mediante un detallado análisis energético, ambiental y económico con la finalidad de generar un mapa de desempeño que muestre las soluciones de los sistemas con R744 ante el DXS en todo Chile. Finalmente, se aplica un detallado análisis exergoeconómico a cada sistema para determinar los componentes críticos y las pérdidas exergoeconómicas; brindando además propuestas de mejoras.

El componente principal de investigación científica es la modelación numérica de los sistemas de refrigeración transcritos con R744, usando en cada componente una aproximación modular con modelos semi-empíricos que permiten evaluar de manera más realista el comportamiento. De esta forma, el proyecto contribuye en la evaluación integrada de estos sistemas en todo Chile, respaldada por una modelación numérica. Con ello, se genera conocimiento científico-técnico para la toma de decisiones en la implementación de los sistemas transcritos en Chile, con la posibilidad de ser extrapolable a otras ciudades con climas similares a los evaluados.

CAPÍTULO 2: METODOLOGÍA Y RESULTADOS. DESARROLLO DE MODELOS DE SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS

El presente capítulo describe la metodología para desarrollar los modelos de simulación de cada uno de los componentes (submodelos) que componen los seis sistemas de refrigeración a evaluar: DXS, BB, BP, BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov.

- 1- DXS: Sistema de expansión directa (R404A)
- 2- BB: Booster (R744)
- 3- BP: Booster con compresión paralela (R744)
- 4- BP+MT-Ov: Booster con compresión paralela evaporadores MT sobrealimentados (R744)
- 5- BP+ME+MT-Ov: Booster con compresión paralela con Multi-eyectores y evaporadores MT sobrealimentados (R744)
- 6- BP+ME+MT-Ov+LT-Ov: Booster con compresión paralela con Multi-eyectores y evaporadores MT y LT sobrealimentados (R744)

Como caso de estudio, se consideró que cada sistema considerado debe satisfacer la demanda frigorífica de 140 kW y 40 kW en las etapas MT y LT, respectivamente, para un área de ventas de 2,500 m². El DXS se seleccionó dado su actual uso en Chile, estableciendo la base de comparación. Por otra parte, las configuraciones básicas con R744 (BB, BP) son consideradas con la idea de obtener soluciones más simples, mientras que las configuraciones con multi-eyectores y evaporadores sobrealimentados se consideran en aquellos casos donde el desempeño de las alternativas básicas no sea suficientemente superior al DXS-R404A.

En este capítulo, se presenta el desarrollo previo de los modelos de los componentes para el sistema BB y BP a través de la **publicación científica #1** (Anexos). En este caso, se modelan los sistemas Booster y Booster en paralelo de manera menos detallada, se valida el modelo Booster con datos experimentales de publicaciones y se evalúan ambos energéticamente en 18 ciudades representativas de Chile. Esta publicación aporta al desarrollo de la tesis doctoral en cuanto a la metodología, validación, softwares y herramientas necesarias para obtener adecuados y confiables resultados. De la anterior publicación, se deriva la **publicación #3** referente al desarrollo de los modelos más robustos, siendo la base de la tesis y presentada en la sección 2.1 del presente capítulo. Se describe la integración de los submodelos del sistema Booster y DXS-R404A, y se detalla la metodología empleada en cada submodelo, junto a la validación del modelo del sistema Booster.

Esta investigación introduce una metodología para evaluar con precisión el rendimiento de un sistema convencional con R404A y un sistema Booster con R744. Los compresores scroll y a pistón se modelan con enfoques semi-empíricos mejorados en la predicción del desempeño, y su funcionamiento se controla idealmente para mantener el flujo másico de refrigerante requerido con un sistema de control de encendido/apagado y de velocidad variable. El gas cooler con R744 se modela con un modelo de cuatro zonas y el condensador R404A con un modelo de tres zonas. En este caso, la zona sobrecalentada se discretizó en ocho zonas para

evitar resultados poco realistas debido a la variación de sus propiedades termo físicas. De acuerdo con el diseño, el condensador Booster entra en la zona pseudocrítica a una temperatura ambiente de 23°C, mientras que el gas cooler se enciende a partir de 31 °C. Los modelos de parámetros aplicados a los compresores presentan errores inferiores al 10%, mientras que el modelo Booster presenta desviaciones medias inferiores al 2.3%. Como resultado, el sistema Booster presenta mejores COPs a temperaturas ambiente inferiores a 15°C y el convencional presenta COPs ligeramente superiores al Booster a temperaturas ambiente superiores a 15°C. La metodología propuesta permite reducir el error global del modelo en un 3% respecto a un modelo basado en el ciclo termodinámico; permitiendo comparar con precisión tanto un sistema Booster como un sistema de expansión directa con R404A, lo que conduce a resultados más transparentes que las comparaciones habituales en la literatura.

2.1 Modelación del sistema Booster y de expansión directa con R404A

En la bibliografía, la mayoría de los estudios sobre refrigeración en supermercados se desarrollan mediante modelos termodinámicos y simplificados (Fu et al., 2019; Yilmaz et al., 2019), con expresiones ideales para modelar el control de alta presión y los compresores (Huang et al., 2018). Pocos investigadores han introducido métodos de modelado detallados en este campo (Sacasas et al., 2022; Sun et al., 2021). Por lo tanto, se propone introducir un enfoque detallado para modelar el sistema de refrigeración en condiciones subcríticas, transicionales y transcricas con modelos semi-empíricos basado en principios físicos, principalmente en compresores y gas cooler/condensador. Esto difiere de los modelos termodinámicos reportados que solo emplean balances de energía y masas, imponiendo variables que en nuestra investigación son determinadas precisamente.

2.2 Descripción de los sistemas

La **Tabla 2** describe las principales condiciones de trabajo de los sistemas DXS-R404A y BB-R744. La configuración DXS seleccionada (**Fig. 9a**) permite reducir el consumo energético del sistema y evitar el impacto de las condiciones ambientales en la etapa LT. Este corresponde a un sistema de compresión convencional de dos etapas sin estanque flash (Sun et al., 2020) funcionado con R404A. En este caso, el uso del R404A ayuda a comparar nuestros resultados con los de otros estudios. Las cargas nominales de refrigeración y las temperaturas de evaporación en los evaporadores MT y LT se obtienen de la bibliografía (Catalán-Gil et al., 2018; Polzot et al., 2017; Sánchez et al., 2020; Sharma et al., 2014).

La potencia de los ventiladores en todos los evaporadores son extraídas de otras investigaciones (Gullo, 2018; Gullo et al., 2016; Tsamos et al., 2019, 2017a). El sistema BB, presentado en la **Fig. 9b**, se basa en el sistema transcrito de 1ª generación (Copeland, 2019). La **Fig. 9** también muestra los ciclos termodinámicos de cada sistema. El caso de

estudio considerado en cada sistema de refrigeración, debe satisfacer las condiciones de demanda frigorífica mostradas en la **Tabla 2**, válidas para un área de 2,500 m².

Tabla 2 Condiciones de operación y suposiciones usadas en el modelado de los sistemas DXS y BB para un supermercado de 2,500 m² de área de venta

Variable	$\dot{Q}_{nom,MT,ev}$	$\dot{Q}_{nom,LT,ev}$	$t_{MT,ev}$	$t_{LT,ev}$	P_{int}	$\dot{W}_{MT,aux}$	$\dot{W}_{LT,aux}$
Valor	140 kW	40 kW	-8°C	-32°C	35 bar	10.5% $\dot{Q}_{MT,ev}$	22.3% $\dot{Q}_{LT,ev}$

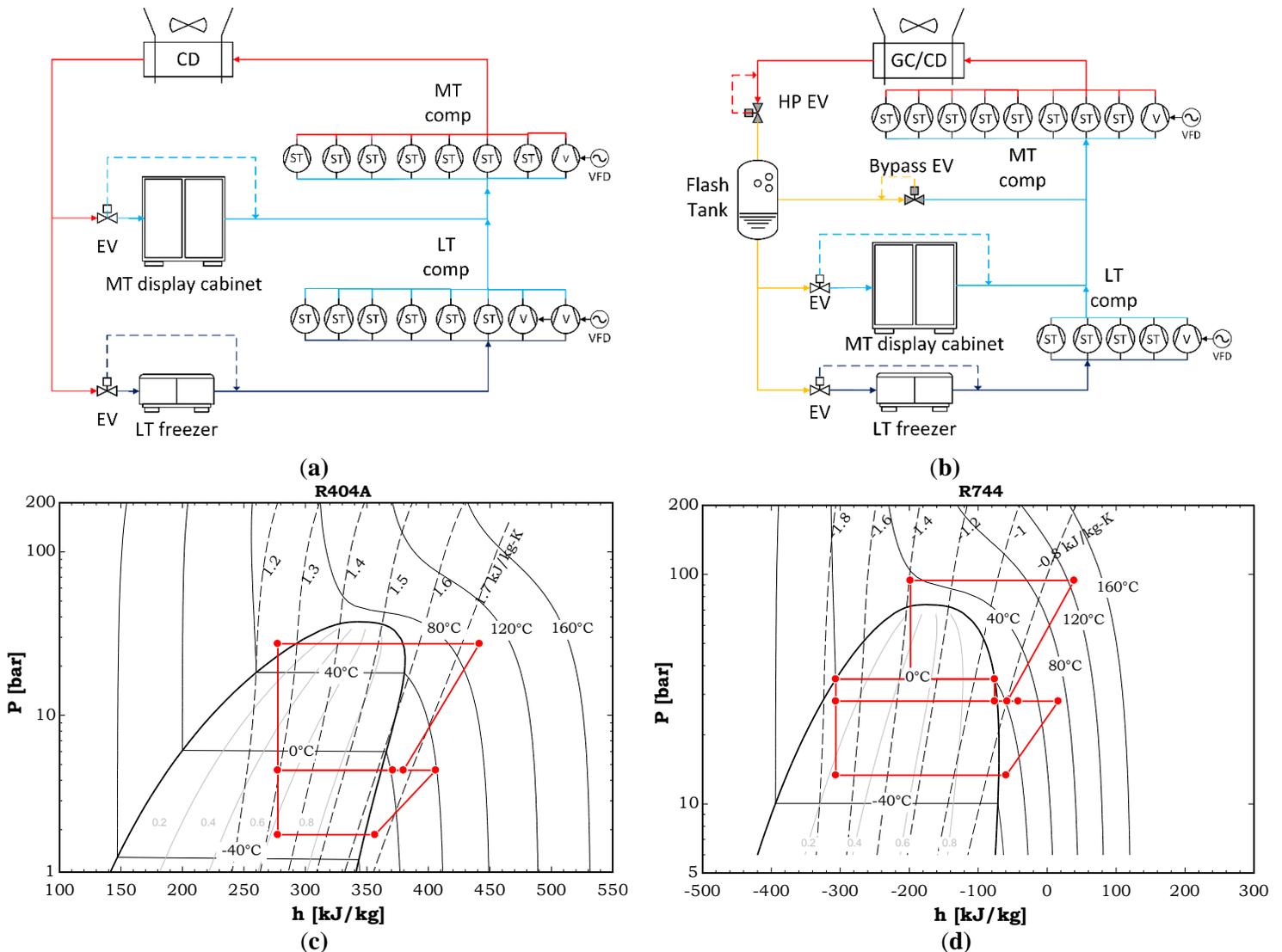


Fig. 9 Configuración del a) Sistema de Expansión Directa (DXS-R404A) y b) el sistema Booster (BB-R744), donde ST y V significan step (regulación On/Off) y regulación a velocidad variable, respectivamente. Ciclo termodinámico del sistema c) DXS y d) BB.

Fuente: Elaboración propia.

Tal como emplean aplicaciones comerciales (Emerson Climate Technologies, 2016; Hillphoenix, 2020; Kysor/Warren, 2017), el rack LT está compuesto por compresores scroll,

mientras que el rack MT por compresores a pistón. El número de compresores step (ST u ON/OFF) se determinó como el número máximo de compresores necesarios para alcanzar la carga de refrigeración del evaporador a la temperatura ambiente más alta de 35°C, explicada en la sección de compresores. En el sistema DXS y debido a la falta de compresores scroll de velocidad variable con R404A en el mercado, se utilizaron dos compresores de velocidad variable para alcanzar la demanda de refrigeración, en lugar de uno.

2.3 Selección de los principales componentes

La **Tabla 3** presenta la información utilizada para seleccionar los principales componentes de cada sistema. En la misma, se presentan algunas hipótesis utilizadas en la modelización de los compresores y gas cooler/condensador.

Tabla 3 Condiciones del dimensionado y modelado

Componente	Objetivo	Variable
Condensador R404A	Selección	<ul style="list-style-type: none"> $t_{amb} = 40^{\circ}C$, $\dot{Q}_{max,cd} = 306 kW$ Tipo condensador, razón de volumen de aire, número de ventiladores, máxima área externa (Profroid, 2020) Diámetro externo e interno de tubos, paso transversal y longitudinal de tubos, número máximo de tubos, tipo aletas, paso entre aletas, y espesor aleta (Luve, 2021). Altura del condensador, ancho, profundidad, número de filas, circuitos y área de traspaso de calor extraídos del modelos termodinámico propuesto por Cuevas et al. (2009).
Condensador R744	Selección	<ul style="list-style-type: none"> $\dot{Q}_{max,gc} = 308 kW$, $t_{amb} = 40^{\circ}C$, $P_{gc} = 90 bar$ Usando el mismo procedimiento que en el condensador R404A y usando el catálogo CARRIER.
Compresores pistón MT R404A	a Selección Modelado	<ul style="list-style-type: none"> $N_{cp} = 2900 rpm$, $\Delta t_{sc} = 2^{\circ}C$, $\Delta t_{sh} = 10^{\circ}C$, $t_{cd,mid point} = 45^{\circ}C$, $t_{amb} = 40^{\circ}C$ $N_{cp} = 30 - 70 Hz$ para compresores variables (Copeland, 2021) $N_{cp} = 2900 rpm$ para compresores step
Compresores Scroll LT R404A	Selección Modelado	<ul style="list-style-type: none"> $N_{cp} = 2900 rpm$, $\Delta t_{sc} = 2^{\circ}C$, $\Delta t_{sh} = 10^{\circ}C$, $P_{ev,MT,mid point} = 4 bar$ $N_{cp} = 25 - 100 Hz$ para compresores variables (Copeland, 2021) $N_{cp} = 2900 rpm$ para compresores step
Compressors pistón MT R744	a Selección Modelado	<ul style="list-style-type: none"> $N_{cp} = 2900 rpm$, $P_{gc} = 90 bar$, $t_{amb} = 40^{\circ}C$, $\Delta t_{sh} = 10^{\circ}C$ $N_{cp} = 25 - 67 Hz$ para compresores variables (Copeland, 2021) $N_{cp} = 2900 rpm$ para compresores step
Compresores Scroll LT R744	Selección Modelado	<ul style="list-style-type: none"> $N_{cp} = 2900 rpm$, $P_{ev,MT,mid point} = 28 bar$, $\Delta t_{sh} = 10^{\circ}C$ $N_{cp} = 25 - 70 Hz$ para compresores variables (Copeland, 2021) $N_{cp} = 2900 rpm$ para compresores step

La **Tabla 4** indica los fabricantes y el modelo de los componentes seleccionados, según la configuración.

Tabla 4 Selección de los componentes para los sistemas DXS-R404A y BB

Variable	DXS-R404A		BB-R744	
	Fabricante	Modelo	Fabricante	Model
Compresores LT	Copeland	2x ZFW050SE-4X9 [VFD] + Nx ZF34K5E-TFD [ST]	Copeland	ZOV38AG-4X9 [VFD] + Nx ZO34K3E-TFDN [ST]
Compresores MT	Copeland	4MA-22X [VFD] + Nx 4MA-22X [ST]	Copeland	4MTL-30X [VFD] + Nx 4MTL-30X [ST]
Evaporadores LT	Profroid	CAB-EV-3167	Profroid	CAB-EV-CO2-3167
Evaporadores MT	Profroid	CAB-EV-3267	Profroid	CAB-EV-3367
Gas cooler/condensador	Profroid	Air-cooled ALTO, 4MSD-910 (H)	Profroid	Air-cooled ALTO, 4MDD-910 (H)

2.4 Modelado de componentes

Se utilizó un enfoque modular para modelar cada componente, cada uno caracterizado por sus parámetros correspondientes. Cada modelo tiene entradas y salidas, que se interconectan para desarrollar el modelado global del sistema. Los compresores y gas cooler/condensador fueron discretizados con modelos semi-empíricos basado en principios físicos mientras que el resto de los componentes son modelados con modelos termodinámicos mejorados respecto a la literatura. El uso de modelos termodinámicos en los otros componentes se justifica dado que su importancia en el sistema general.

2.4.1 Evaporadores

En este estudio, todos los evaporadores se modelaron utilizando balances termodinámicos de energía, según la Ecuación 1.

$$\dot{Q}_{LT/MT,ev} = \dot{M}_{LT/MT,r} \cdot (h_{r,ex,LT/MT,ev} - h_{r,su,LT/MT,ev}) \quad (1)$$

Las cargas de los evaporadores (Ecuaciones 2 y 3), impuestas como entrada en este modelado, se corrigieron con la temperatura exterior para tener en cuenta los efectos de las infiltraciones, tal como proponen Walker y Baxter (2003), usado además por Zhan (2006) y Gullo et al. (2018b) en sus estudios.

$$\dot{Q}_{MT,ev} = 1.90 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1} \cdot t_{amb} + 82.88 \text{ kW}; \quad t_{amb} \text{ en } [^\circ\text{C}] \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{LT,ev} = 0.32 \text{ kW } ^\circ\text{C}^{-1} \cdot t_{amb} + 30.4 \text{ kW}; \quad t_{amb} \text{ en } [^\circ\text{C}] \quad (3)$$

Se consideró que cada válvula de expansión es capaz de mantener un sobrecalentamiento constante en el evaporador de 10K, como suponen muchos autores (Gullo, 2019). Este sobrecalentamiento considera dos sobrecalentamientos: uno interno útil de 5K y otro de 5K en la línea de succión. Este modelo permite determinar el flujo másico de refrigerante, la temperatura y entalpía de salida del refrigerante, y las temperaturas del aire de las vitrinas (MT) y del congelador (LT).

2.4.2 Compresores

Todos los compresores se modelaron según lo propuesto por Bourdouxhe y Grodent (1999), cuyo principio de modelado se presenta en la **Fig. 10** y se describe mediante las ecuaciones 4-14. No obstante, este modelo fue modificado mediante la adición de los parámetros $T_{loss0,cp}$ y d_{su} y d_{ex} . Las entradas de cada modelo son las presiones de admisión y descarga, la temperatura de suministro y el flujo másico de refrigerante (impuesto por el modelo del evaporador para satisfacer la demanda de refrigeración); y las salidas son el número de compresores funcionando (volumen barrido requerido), la velocidad del compresor para el compresor de velocidad variable, la potencia del compresor y la temperatura de descarga del refrigerante.

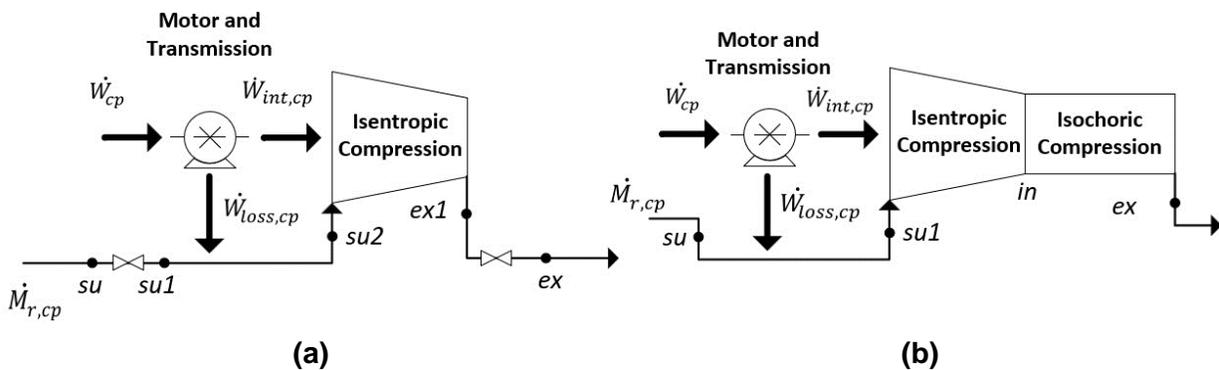


Fig. 10 Principio de modelado de compresores a) a pistón y b) scroll. Fuente: Elaboración propia.

La potencia del compresor se descompone en la potencia de compresión interna $\dot{W}_{int,cp}$ y la pérdida electromecánica $\dot{W}_{loss,cp}$, como se describe en las ecuaciones 4-6. La pérdida electromecánica del compresor se determinó con una función lineal que depende de la velocidad de rotación del compresor y de la potencia de compresión interna. $T_{loss0,cp}$ es el par resistente del conjunto motor eléctrico-compresor y representa un parámetro del modelo.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{int,cp} + \dot{W}_{loss,cp} \quad (4)$$

$$\dot{W}_{loss,cp} = \dot{W}_{loss0,cp} + a \cdot \dot{W}_{int,cp} \quad (5)$$

$$\dot{W}_{loss0,cp} = T_{loss0,cp} \cdot (2 \cdot \pi \cdot N_{cp}) \quad (6)$$

Se supone que las pérdidas electromecánicas del compresor precalientan el refrigerante que entra en la cámara de compresión, como se presenta en la Ecuación 7 y 8 para compresores a pistón y scroll, respectivamente.

$$\dot{W}_{loss,cp} = \dot{Q}_{su,cp} = \dot{M}_{r,cp} \cdot (h_{r,su2,cp} - h_{r,su1,cp}) \quad (7)$$

$$\dot{W}_{loss,cp} = \dot{Q}_{su,cp} = \dot{M}_{r,cp} \cdot (h_{r,su1,cp} - h_{r,su,cp}) \quad (8)$$

2.4.2.1 Compresores a pistón

En el caso de los compresores a pistón, la potencia de compresión interna se determinó como la compresión isentrópica entre $su2$ y $ex1$, tal como se define en la Ecuación 9.

$$\dot{W}_{int,cp} = \dot{M}_{r,cp} \cdot (h_{r,ex1,s,cp} - h_{r,su2,cp}) \quad (9)$$

Este modelo considera la caída de presión a través de las válvulas de admisión y descarga. Esta caída de presión se modela como una tobera seguida de un difusor (J. Bourdouxhe, M. Grodent, 1999), considerando un flujo casi compresible. Así, la relación entre el flujo másico de refrigerante y la caída de presión viene dada por la Ecuación 10.

$$\dot{M}_{r,cp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P} \quad (10)$$

Aquí, el diámetro del orificio de la válvula d es un parámetro del modelo (uno para la válvula de admisión y otro para la de descarga).

El número de compresores en funcionamiento se determinó considerando el flujo másico de refrigerante atrapado por cada compresor, según las ecuaciones 11 y 12.

$$\dot{M}_{r,cp} = \frac{\dot{V}_{r,su2,cp}}{v_{r,su2,cp}} \quad (11)$$

$$\dot{V}_{r,su2,cp} = N_{cp} \cdot V_{s,cp} - C_f \cdot N_{cp} \cdot V_{s,cp} \cdot \left(\frac{v_{r,su2,cp}}{v_{r,ex1,cp}} - 1 \right) \quad (12)$$

2.4.2.2 Compresores Scroll

Para este tipo de compresores, la potencia de compresión interna se determinó con las Ecs. 13 y 14, descomponiendo el proceso de compresión en una compresión isentrópica y otra isocórica. EL subíndice in se define como el estado del refrigerante entre la etapa de compresión isoentrópica y la compresión isocórica.

$$\dot{W}_{int,cp} = \dot{M}_{r,cp} \cdot (h_{r,in,cp} - h_{r,su1,cp}) + \dot{M}_{r,cp} \cdot v_{in,cp} \cdot (P_{r,ex,cp} - P_{r,in,cp}) \quad (13)$$

$$v_{r,in,cp} = \frac{v_{r,su1,cp}}{r_{v,in}} \quad (14)$$

El número de compresores en funcionamiento y la velocidad del compresor de velocidad variable se determinaron con la Ecuación 15, que correlaciona el flujo másico de refrigerante con la velocidad del compresor y el volumen de barrido del compresor.

$$\dot{M}_{r,cp} = \frac{N_{cp} \cdot V_{s,cp}}{v_{r,su1,cp}} \quad (15)$$

2.4.2.3 Identificación de parámetros

Los parámetros del modelo fueron identificados teniendo en cuenta la información que figura en el catálogo de compresores. Aunque estos se determinaron a partir de datos experimentales limitados y luego se ampliaron mediante un modelo numérico, sus magnitudes se consideran fiables. Además, en este estudio, sus incertidumbres se reducen debido al uso de un modelo semi-empírico basado en principios físicos.

Los parámetros del modelo del compresor fueron identificados mediante un proceso de optimización, minimizando la función ϕ presentada en la Ecuación 16, que considera el error relativo cuadrático medio entre los valores predichos y los del fabricante de la potencia del compresor, el flujo másico de refrigerante y la temperatura de escape del refrigerante. La **Error! Reference source not found.** presenta los parámetros determinados para cada compresor.

$$\phi = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{\sum_i^n \varepsilon_{rW_{comp};i}^2 + \sum_i^n \varepsilon_{rM_r;i}^2 + \sum_i^n \varepsilon_{rt_{ex,comp};i}^2}{n}} \quad (16)$$

Tabla 5 Parámetros de los compresores LT y MT para el DXS-R404A y BB-R744

Parámetros	DXS-R404A				BB			
	ETAPA MT		ETAPA LT		ETAPA MT		ETAPA LT	
	VFD	Step	VFD	Step	VFD	Step	VFD	Step
α	0.23	0.23	0.161	0.238	0.114	0.232	0.2748	0.424
$C_f^1/r_{v,int}^2$	0.035 ¹	0.035 ¹	4.784 ²	4.834 ²	0.144 ¹	0.122 ¹	2.549 ²	2.052 ²
$V_{s,cp}(10^{-4})$	3.683	3.667	0.598	1.687	1.129	0.755	0.363	0.225
d_{su} (m)	0.242	0.242	N/A	N/A	0.065	0.080	N/A	N/A
d_{ex} (m)	0.085	0.085	N/A	N/A	0.050	0.053	N/A	N/A
$T_{loss0,cp}(10^{-3}kNm)$	3.118	3.000	1.027	0.201	7.330	2.510	0.915	0.428

La **Fig. 11** presenta la predicción de la potencia de los compresores step para cada etapa en ambos sistemas. En todos los casos, el coeficiente de Pearson es siempre superior a 0.99. Las siguientes conclusiones se obtienen de la **Fig. 11** para la predicción de la potencia del compresor: 1. Los compresores a pistón R404A se modelaron con un error menor que los compresores a pistón R744, principalmente debido a los cambios drásticos de las propiedades del R744 en el estado transcrito, 2. Los compresores scroll R744 presentan un error menor que los compresores scroll R404A. Por último, los resultados de los modelos aplicados se consideran aceptables, con las mayores desviaciones inferiores a un 10%.

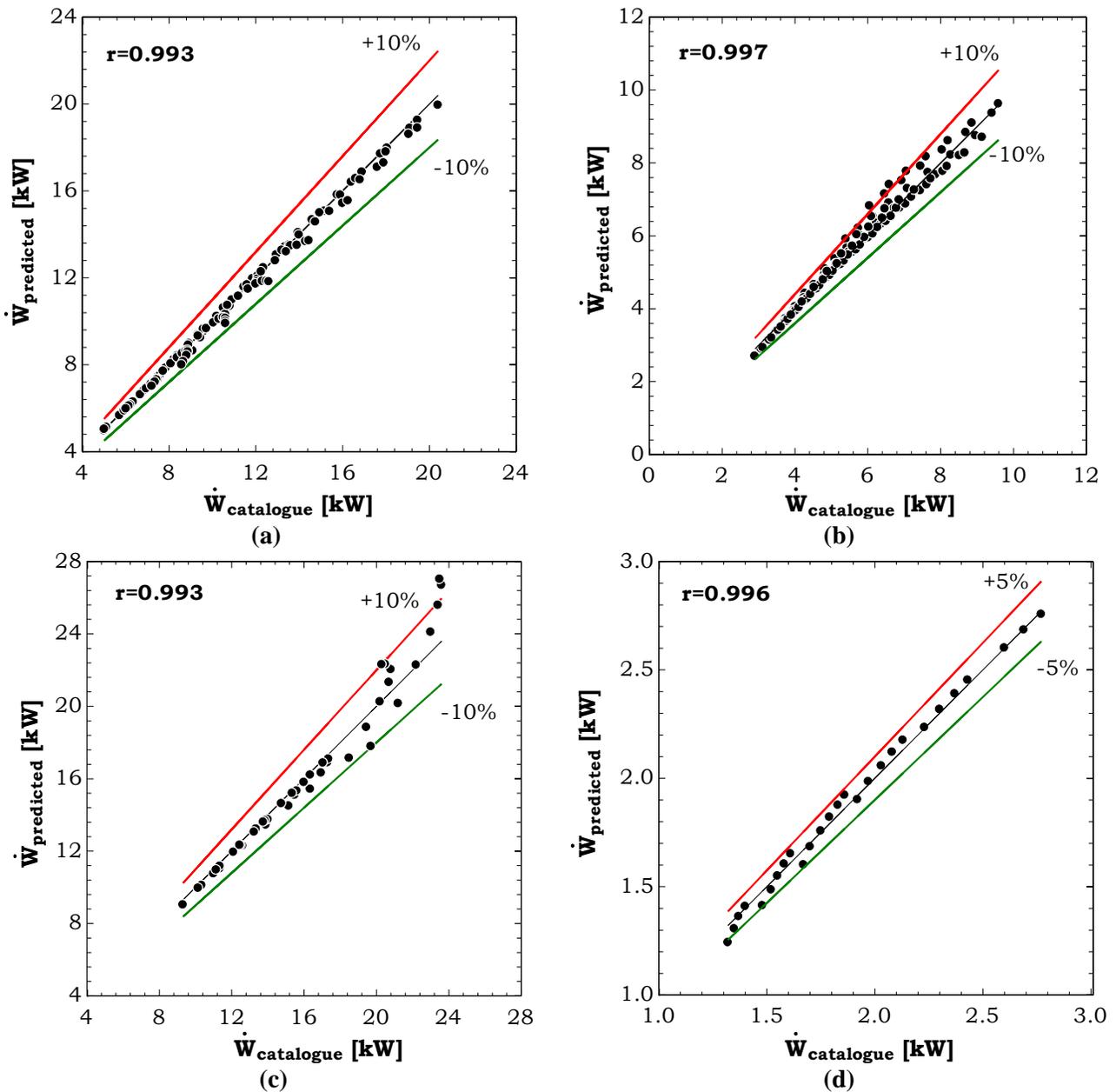


Fig. 11 Energía consumida predicha frente a la energía consumida de catálogos para los compresores step: a) MT a pistón R404A; b) LT scroll R404A; c) MT a pistón R744; d) LT scroll R744. Fuente: Elaboración propia.

2.4.2.4 Sistema de control de los compresores

Se utilizó un control ideal para los compresores, siendo capaz de determinar el número de compresores step en operación y la velocidad de los compresores de velocidad variable. Ambas variables se determinaron comparando los flujos máxicos de refrigerante requeridos por los evaporadores y los flujos máxicos de refrigerante suministrados por los compresores,

para cada temperatura ambiente. El control varía el número de compresores step de 0 a 10 manteniendo la velocidad de rotación del compresor de velocidad variable dentro del rango permitido para cumplir con la demanda de refrigerante. Se consideró que los compresores de velocidad variable funcionan en el intervalo de velocidades definido en la **Tabla 3**, mientras que los compresores step funcionan a una velocidad constante de 2,900 rpm. Este sistema de control se emplea tanto en los racks de compresores MT como LT, y posteriormente en los compresores en paralelo (PP).

2.4.3 Condensador del sistema DXS-R404A

El condensador con R404A fue discretizado con el modelo de 3 zonas propuesto por Cuevas et al. (2008). Este condensador se modeló discretizándolo en tres zonas: sobrecalentada, bifásica y subenfriada. Las entradas del modelo del condensador son el flujo másico del aire, la temperatura y presión ambiente, el flujo másico del refrigerante, la temperatura de admisión del refrigerante y el subenfriamiento a la salida del refrigerante. Las salidas son el flujo de calor del condensador, la presión y temperatura de condensación, la temperatura de descarga del aire, la temperatura de descarga del refrigerante, el área de transferencia de calor ocupada por cada zona y las caídas de presión del aire y refrigerante. El condensador utilizado en el DXS-R404A tiene las características geométricas indicadas en la **Tabla 6**, obtenidas a partir del modelo de dimensionamiento y de los catálogos Profroid y Lu-ve.

Table 6 Características del condensador usado en el Sistema DXS-R404A.

Parámetro	Valor	Unidad	Parámetro	Valor	Unidad
n_{row}	3	-	t_f	0.12	mm
n_{loops}	48	-	S_L	25.40	mm
t_{row}	2	-	S_T	25.40	mm
D_{out}	9.64	mm	f_p	2.00	mm
D_{in}	9.52	mm	H/W	0.75	-

El balance energético de cada zona viene dado por las ecuaciones 17 y 18.

$$\dot{Q}_{zi,cd} = \dot{M}_{r,cd} \cdot (h_{r,su,zi,cd} - h_{r,ex,zi,cd}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{zi,cd} = \dot{M}_{a,cd} \cdot (h_{a,ex,zi,cd} - h_{a,su,zi,cd}) \quad (18)$$

2.4.3.1 Método ϵ -NTU

La transferencia de calor de fluido a fluido se determinó con el método ϵ -NTU, como se indica en la Ecuación 19.

$$\dot{Q}_{zi,cd} = \epsilon_{zi,cd} \cdot \dot{C}_{min,zi,cd} \cdot (t_{r,su,zi,cd} - t_{a,su,zi,cd}) \quad (19)$$

Se supone una disposición de flujo cruzado para determinar la eficacia de la zona sobrecalentada y subenfriada con un fluido mezclado (lado del aire) y el otro sin mezclar (lado del refrigerante). Las Ecs. 20 y 21 se utilizaron para las zonas monofásicas, mientras que la

Ec. 22 para la zona bifásica. En ambos casos, el NTU se definió como se indica en la Ecuación 23.

$$\varepsilon_{zi,cd} = 1 - \exp \left\{ -\frac{\dot{C}_{max,zi,cd}}{\dot{C}_{min,zi,cd}} \cdot \left[1 - \exp \left(-\frac{\dot{C}_{min,zi,cd}}{\dot{C}_{max,zi,cd}} \cdot NTU_{zi,cd} \right) \right] \right\}, \text{ si } \dot{C}_{min,zi,cd} = \dot{C}_{cold} \quad (20)$$

$$\varepsilon_{zi,cd} = \frac{\dot{C}_{max,zi,cd}}{\dot{C}_{min,zi,cd}} \cdot \left\{ 1 - \exp \left(-\frac{\dot{C}_{min,zi,cd}}{\dot{C}_{max,zi,cd}} \cdot \left[1 - \exp(-NTU_{zi,cd}) \right] \right) \right\}, \text{ si } \dot{C}_{min,zi,cd} = \dot{C}_{hot} \quad (21)$$

$$\varepsilon_{tp,cd} = 1 - \exp(-NTU_{tp,cd}) \quad (22)$$

$$NTU_{zi,cd} = \frac{(UA)_{zi,cd}}{\dot{C}_{min,zi,cd}} \quad (23)$$

El coeficiente global de transferencia de calor se determinó de la siguiente manera:

$$\frac{1}{(UA)_{zi,cd}} = \frac{1}{\alpha_{r,zi,cd} \cdot A_{r,zi,cd}} + R_{tube,fin,zi,cd} + \frac{1}{\eta_0 \cdot \alpha_{a,zi,cd} \cdot A_{a,zi,cd}} \quad (24)$$

Así, el flujo de calor del condensador se determinó como:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{sh,cd} + \dot{Q}_{tp,cd} + \dot{Q}_{sc,cd} \quad (25)$$

Se consideraron las siguientes restricciones para las zonas de transferencia de calor:

$$A_{a,cd} = A_{a,sh,cd} + A_{a,tp,cd} + A_{a,sc,cd} \quad (26)$$

$$A_{r,cd} = A_{r,sh,cd} + A_{r,tp,cd} + A_{r,sc,cd} \quad (27)$$

2.4.3.1.1 Coeficiente convectivo de traspaso de calor lado aire

La correlación utilizada para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado aire se obtiene de Kays y London (1984), basándose en un intercambiador de calor de características geométricas similares. La ecuación 28 se ajusta a la figura presentada en esta referencia para determinar el factor de Colbourn.

$$j_{a,zi,cd} = 0.1688 \cdot Re_{h,a,zi,cd}^{-0.4033} \quad (28)$$

El número de Reynolds se determinó con la Ec. 29, considerando el radio hidráulico definido en la Ec. 30 y la velocidad de masa definida en la Ec. 31.

$$Re_{h,a,zi,cd} = 4 \cdot r_{h,a,cd} \cdot \frac{G_{a,cd}}{\mu_{a,zi,cd}} \quad (29)$$

$$r_{h,a,cd} = \left(\frac{A_{free,cd}}{A_{a,cd}} \right) \cdot L_{cd} \quad (30)$$

$$G_{a,cd} = \frac{\dot{M}_{a,cd}}{A_{c,cd}} \quad (31)$$

Por último, el coeficiente convectivo de transferencia de calor del lado aire se determinó con los números de Colbourn y Stanton, definidos en las ecuaciones 32 y 33.

$$j_{a,zi,cd} = St_{a,zi,cd} \cdot Pr_{h,a,zi,cd}^{2/3} \quad (32)$$

$$St_{a,zi,cd} = \frac{\alpha_{a,zi,cd}}{G_{a,cd} \cdot cp_{a,zi,cd}} \quad (33)$$

2.4.3.1.2 Coeficiente convectivo de traspaso de calor lado refrigerante estado monofásico

El coeficiente convectivo de transferencia de calor en las zonas subenfriada y sobrecalentada se determinó con las Ecs. 34-36 (Incropera and DeWitt, 1999).

$$Nu_{r,zi,cd} = \frac{f_{r,zi,cd}/8 \cdot (Re_{r,zi,cd} - 1000) \cdot Pr_{r,zi,cd}}{1 + 12.7 \cdot (f_{r,zi,cd}/8)^{(1/2)} \cdot (Pr_{r,zi,cd}^{(2/3)} - 1)} \quad (34)$$

$$f_{r,zi,cd} = \frac{1}{(0.79 \cdot \ln Re_{r,zi,cd} - 1.64)^2} \quad (35)$$

$$\alpha_{r,zi,cd} = \frac{Nu_{r,zi,cd} \cdot k_{r,zi,cd}}{D_{r,cd}} \quad (36)$$

2.4.3.1.3 Coeficiente convectivo de traspaso de calor lado refrigerante estado bifásico

El coeficiente convectivo de transferencia de calor bifásico se determinó con la correlación de Thome et al. (2003) presentada en la Ecuación 37 para un patrón de flujo anular.

$$Nu_{r,tp} = 0.003 \cdot Re_l^{0.74} \cdot Pr_l^{0.5} \cdot f_i \quad (37)$$

$$\alpha_{r,tp} = \frac{Nu_{r,tp} \cdot k_l}{\delta} \quad (38)$$

El número de Reynolds de la película líquida Re_l se calculó considerando la velocidad media del líquido, como se presenta en la Ecuación 39.

$$Re_l = \frac{4 \cdot G \cdot (1 - x) \cdot \delta}{(1 - \beta) \cdot \mu_l} \quad (39)$$

El espesor de la película de líquido refrigerante del anillo anular δ y el factor de rugosidad interfacial f_i se determinaron con las ecuaciones 40 y 41, respectivamente.

$$(1 - \beta) \cdot D_{r,cd}^2 = [D_{r,cd}^2 - (D_{r,cd} - 2 \cdot \delta)^2] \quad (40)$$

$$f_i = 1 + \left[\frac{\frac{G_r \cdot x}{\rho_v \cdot \beta}}{\frac{G_r \cdot (1 - x)}{\rho_l \cdot (1 - \beta)}} \right]^{1/2} \cdot \left[\frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot \delta^2}{\sigma} \right]^{1/4} \quad (41)$$

La fracción vacía media β se determinó como fracción vacía logarítmica media con las ecuaciones 42-44.

$$\beta = \frac{\beta_h - \beta_{ra}}{\ln\left(\frac{\beta_h}{\beta_{ra}}\right)} \quad (42)$$

$$\beta_h = \left[1 + \left(\frac{(1-x)}{x}\right) \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)\right]^{-1} \quad (43)$$

$$\beta_{ra} = \frac{x}{\rho_v} \cdot \left\{ [1 + 0.12 \cdot (1-x)] \cdot \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right] + \frac{1.18 \cdot (1-x) \cdot [g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{0.25}}{G \cdot \rho_l^{0.5}} \right\}^{-1} \quad (44)$$

2.4.3.2 Caída de presión lado aire

La caída de presión en el lado del aire se determinó utilizando la metodología propuesta por Rohsenow (1999), presentada en la Ecuación 45. Los factores de contracción y expansión considerados son $K_c = 0.78$ y $K_e = -0.17$ respectivamente. Ambos fueron determinados suponiendo un régimen laminar con: $\frac{4 \cdot (L/D_{h,a})}{Re_{h,a}} = 0.0917$ y $\sigma = 0.57$. La correlación del factor de fricción (Ec. 46) fue extraída de Kays y London (1984) para un intercambiador de calor con tubos circulares y aletas con características geométricas similares. σ y σ' se calcularon con Ec. 47, que depende del área mínima de flujo libre dentro del núcleo $A_{a,c}$ y del área mínima de flujo libre en los extremos anterior y posterior del núcleo $A_{a,0}$ (Kays and London, 1984).

$$\Delta P_a = \frac{G_{a,c}^2}{2 \cdot \rho_{in}} \cdot \left[f_a \cdot \left(\frac{L}{r_h}\right) \cdot \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_m}\right) + 2 \cdot \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1\right) \right] + \frac{G_{a,0}^2}{2 \cdot \rho_{in}} \cdot \left[(1 - \sigma'^2 + K_c) - (1 - \sigma'^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right] \quad (45)$$

$$f_{a,cd} = 0.0366 \cdot \exp(-0.000069 \cdot Re_{h,a,cd}) \quad (46)$$

$$\sigma = \frac{A_{a,c}}{A_{frontal}}; \quad \sigma' = \frac{A_{a,0}}{A_{frontal}} \quad (47)$$

2.4.3.3 Caída de presión lado refrigerante

La caída de presión del lado del refrigerante se determinó como la suma de la caída de presión de cada zona, según la Ecuación 48.

$$\Delta P_{r,cd} = \Delta P_{r,sh,cd} + \Delta P_{r,tp,cd} + \Delta P_{r,sc,cd} \quad (48)$$

2.4.3.3.1 Caída de presión en estado monofásico

Para las zonas monofásicas (sobrecalentada y subenfriada), las pérdidas de carga se calcularon del siguiente modo:

$$\Delta P_{r,zi,cd} = f_{r,zi,cd} \cdot \frac{L_{r,zi,cd}}{D_{r,cd}} \cdot \rho_{r,zi,cd} \cdot \frac{G_{r,zi,cd}^2}{2} \quad (49)$$

El factor de fricción se determinó con la Ecuación 35, considerando un tubo liso y flujo turbulento.

2.4.3.3.2 Caída de presión en estado bifásico

Las pérdidas de carga en zona bifásica se determinaron considerando el factor multiplicador para líquido bifásico φ_{lo}^2 , calculado con la correlación de Friedel (1979) mostrada en las Ecs. 51-54. $\Delta P_{r,lo,cd,tp}$ es la caída de presión de sólo líquido calculada según la Ecuación 49.

$$\Delta P_{r,tp,cd} = \varphi_{lo}^2 \cdot \Delta P_{r,lo,tp,cd} \quad (50)$$

$$\varphi_{lo}^2 = (1-x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_l}{\rho_v} \cdot \frac{f_{vo}}{f_{lo}} + 3.23 \cdot \left\{ \frac{[x^{0.78} \cdot (1-x)^{0.24}] \cdot \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.91} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.19} \cdot \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.71} \right]}{\left(\frac{G_r^2}{g \cdot \rho_{hom}^2 \cdot D_{r,cd}} \right)^{0.045} \cdot \left(\frac{G_r^2 \cdot D_{r,cd}}{\sigma \cdot \rho_{hom}^2} \right)^{0.035}} \right\} \quad (51)$$

$$f_{lo} = 0.079 \cdot Re_{lo}^{-0.25} \quad (52)$$

$$f_{vo} = 0.079 \cdot Re_{vo}^{-0.25} \quad (53)$$

$$\frac{1}{\rho_{hom}} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (54)$$

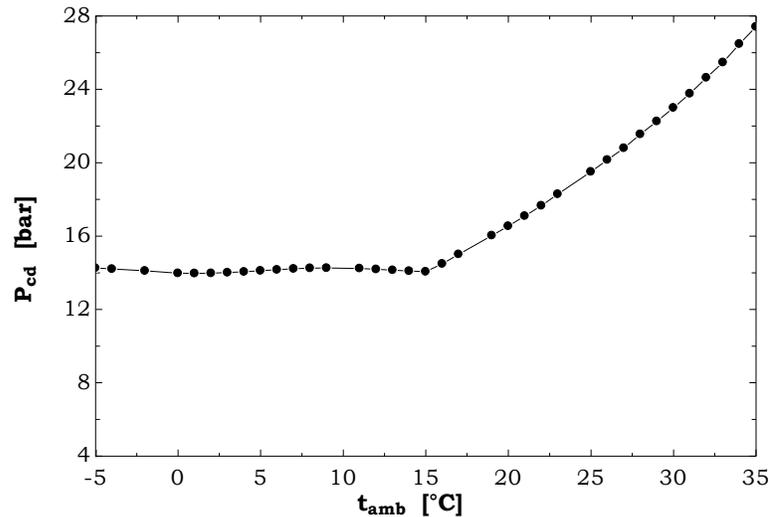


Fig. 12 Comportamiento de la presión de condensación en el sistema DXS-R404A. Fuente: Elaboración propia.

Como asumen muchos autores (Gullo, 2019; Gullo et al., 2018b, 2017a), en los sistemas de refrigeración, la presión de condensación es controlada a temperaturas ambiente inferiores a 15 o 20°C para garantizar una diferencia de presión mínima a través de la válvula de expansión. Una diferencia de presión demasiado baja implica un menor flujo másico de refrigerante suministrado al evaporador, reduciéndose la demanda de refrigeración. Para el sistema convencional, este límite se fija en 15°C. Como se recomienda en aplicaciones prácticas (Bitzer, 2017a; Hussmann, 2018; Kysor/Warren, 2017), la presión de condensación

se controla idealmente regulando el flujo másico de aire mediante ventiladores de velocidad variable. La **Fig. 12** muestra el comportamiento de la presión de condensación. Aquí, el control puede mantener la presión del condensador cerca de 14 bar incluso a temperaturas ambiente negativas.

2.4.4 Condensador del sistema BB

Debido al uso del R744, el condensador del sistema BB-R744 se modeló con el mismo modelo del condensador con R404A con modificaciones en la zona sobrecalentada. Además, se emplearon los parámetros geométricos correspondientes del condensador R744, que se muestran en la **Table 7**. En este caso, en la zona sobrecalentada, se obtienen eficacias de traspaso de calor superior a 1. Ello supone que en dicha zona el intercambiador de calor es muy grande, físicamente imposible. Por tanto, la zona sobrecalentada se subdividió en ocho subzonas debido a la variabilidad de las propiedades termofísicas del refrigerante. Por otra parte, las zonas bifásicas y subenfriadas son modeladas con el modelo de una zona. Este intercambiador de calor funciona como condensador hasta una temperatura ambiente de 23°C. Más allá de este valor, este intercambiador de calor funciona en la zona pseudocrítica.

Table 7 Características del condensador usado en el Sistema BB-R744.

Parámetro	Valor	Unidad	Parámetro	Valor	Unidad
n_{row}	3	-	t_f	0.33	mm
n_{loops}	76	-	S_L	25.00	mm
t_{row}	2	-	S_T	21.65	mm
D_{out}	7.66	mm	f_p	3.17	mm
D_{in}	7.00	mm	H/W	0.75	-

2.4.5 Gas cooler del sistema BB

Para el gas cooler, se empleó un modelo de 3 zonas modificado a un modelo de 4 zonas. Se consideró que el intercambiador de calor empieza a operar como gas cooler a partir de una temperatura ambiente de 31°C. En el gas cooler, no hay zonas "bien definidas" como en el condensador. Por ello, el criterio usado para definir los números de zonas y sus límites son los cambios significativos en las propiedades termofísicas, tales como la viscosidad dinámica, conductividad, calor específico y densidad. Por lo tanto, la fracción ocupada por cada zona se define en función de estas propiedades termofísicas del refrigerante que participan en el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor convectivo. Para evitar modelos extensos y teniendo en cuenta los cambios importantes de las propiedades, el gas cooler se discretizó en cuatro regiones. Todas estas propiedades se agruparon en un coeficiente K definido en la Ecuación 55, que se obtiene a partir de una correlación del tipo $Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$.

$$K = \mu^{n-m} \cdot k^{1-n} \cdot c_p^n \cdot \rho^m ; m = 0.8 ; n = 0.35 \quad (55)$$

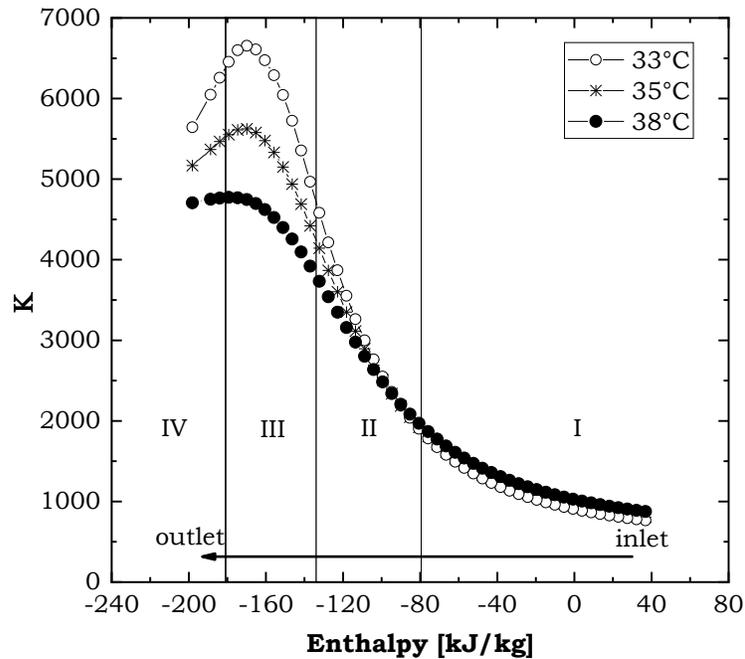


Fig. 13 Variación del coeficiente K coefficient para el R744 en el gas cooler a las temperaturas ambiente de 33°C, 35°C y 38°C ($P_{gc} = 88$ bar, 95 bar y 107 bar). Fuente: Elaboración propia.

La **Fig. 13** muestra la variación del coeficiente K a temperaturas ambiente de 33°C, 35°C y 38°C para las presiones de gas cooler correspondientes a 88 bar, 95 bar y 107 bar, respectivamente. Estas propiedades se presentan frente a la entalpía del refrigerante, variando desde la aspiración (derecha) hasta la descarga (izquierda) del gas cooler. Las zonas consideradas son la sobrecalentada (I), menos-sobrecalentada (II), la intermedia (III) y de líquido supercrítico (IV). La fracción ocupada por cada zona se considera constante, con valores de 0.5, 0.17, 0.15 y 0.18, respectivamente.

El modelo utiliza las siguientes entradas: el flujo másico de aire, la temperatura y presión de suministro de aire, el flujo másico de refrigerante y la temperatura de suministro de refrigerante. Para aplicar el modelo, es necesario tener en cuenta la geometría previa del condensador y una ley para determinar la presión óptima del refrigerante, que se describe en la sección 2.4.5.1. Así, este modelo es capaz de predecir el flujo de calor del gas cooler, las temperaturas y entalpías de descarga del aire y del refrigerante, la temperatura de salida del refrigerante en el gas cooler, las caídas de presión del lado del aire y del lado del refrigerante y el área ocupada por cada zona.

Cada zona se describe mediante un balance energético en los lados del refrigerante y del aire, como se muestra en las Ecs. 17, 18, y una transferencia de calor de fluido a fluido, descrita con el método ϵ -NTU, donde la eficacia se calcula según las Ecs. 20 y 21. Por último, el flujo de calor del gas cooler se determina como sigue:

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{Q}_{sh,gc} + \dot{Q}_{ls,gc} + \dot{Q}_{int,gc} + \dot{Q}_{sl,gc} \quad (56)$$

Por consiguiente, se consideraron las siguientes restricciones para las zonas de transferencia de calor:

$$A_{a,gc} = A_{a,sh,gc} + A_{a,ls,gc} + A_{a,int,gc} + A_{a,sl,gc} \quad (57)$$

$$A_{r,gc} = A_{r,sh,gc} + A_{r,ls,gc} + A_{r,int,gc} + A_{r,sl,gc} \quad (58)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección del lado del aire se determinó con el método descrito en la sección 2.3.3.1.1. Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor convectivo del lado del refrigerante se calculó con las ecuaciones 34 a 36. Por último, las caídas de presión del lado del aire y del refrigerante se determinaron como se describe en el modelo de condensador del apartado 2.3.3.

2.4.5.1 Sistema de control del Gas cooler

La presión del gas cooler es controlada a través del HP EV siguiendo una presión óptima en función de la temperatura ambiente. Esta presión óptima es la que maximiza el COP del sistema para presiones de gas cooler que varían entre 74 y 120 bar, mientras que la temperatura ambiente varía entre 27°C y 40°C. Esta ley depende de la temperatura ambiente; sin embargo, se divide en dos partes para una mejor comprensión. La primera (Ec. 59) está correlacionada con la temperatura de salida del refrigerante en el gas cooler. Esta es independiente del tamaño del gas cooler y brinda una idea de la arquitectura del sistema, las condiciones de trabajo y el rendimiento del compresor. La segunda (Ec. 60) corresponde a la diferencia de temperatura de salida del refrigerante respecto a la temperatura ambiente en el gas cooler y sí depende del tamaño del gas cooler. Este control está diseñado para comenzar a una temperatura ambiente de 31°C, cuando el gas cooler empieza a trabajar en condiciones transcríticas. El modelo del gas cooler calcula la diferencia de temperatura del refrigerante y el aire a la entrada con la presión del gas cooler determinada con el modelo del sistema de control.

$$P_{opt,gc} = 168.90 \text{ bar} - 7.59 \text{ bar } ^\circ\text{C}^{-1} \cdot t_{r,ex,gc} + 0.14 \text{ bar } ^\circ\text{C}^{-2} \cdot t_{r,ex,gc}^2 ; \quad t_{r,ex,gc} \text{ en } [^\circ\text{C}] \quad (59)$$

$$\Delta T_{app} = 5.242 \text{ } ^\circ\text{C} + 0.186 \text{ } ^\circ\text{C } ^\circ\text{C}^{-1} \cdot t_{amb} - 0.721 \cdot 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{C } ^\circ\text{C}^{-2} \cdot t_{amb}^2 ; \quad t_{amb} \text{ en } [^\circ\text{C}] \quad (60)$$

2.4.6 Presión del gas cooler/condensador en condiciones transcríticas

La presión del condensador entre las condiciones críticas ($t_{amb} = 23^\circ\text{C}$) y transcríticas ($t_{amb} = 31^\circ\text{C}$) se determinó con una interpolación lineal en función de la temperatura ambiente. La figura **Fig. 14a** presenta un ejemplo de la presión del gas cooler/condensador en esta zona. Como en el sistema convencional, a temperaturas ambiente inferior a 15°C, el flujo másico de aire es controlado para mantener una diferencia de presión mínima a través de la válvula de expansión. Esta metodología permite predecir la presión de gas cooler/condensador similar a la obtenida en estudios experimentales (Sánchez et al., 2020).

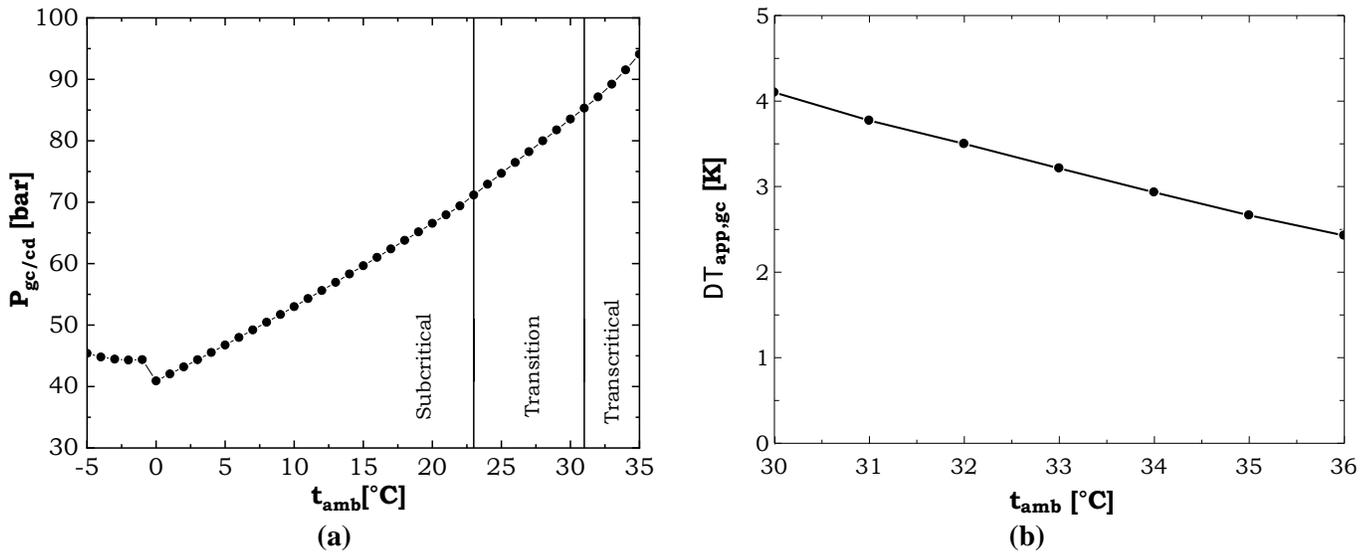


Fig. 14 a) Presión en el gas cooler/condensador con R744 y b) diferencia de temperatura entre el refrigerante y el aire a la salida (*approach*) del gas cooler. Fuente: Elaboración propia. Nota: La presión en la zona de transición obedece la siguiente ley: $P_{gc/cd} =$

$$30.42 \text{ bar} + 1.8 \text{ bar } ^\circ\text{C}^{-1} \cdot t_{amb}.$$

Al igual que en el estudio de Gullo (2019), se obtuvo una tendencia decreciente para la temperatura de aproximación del enfriador de gas (**Fig. 14b**), que varía entre 2.7°C y 3.8°C. Estos resultados son inferiores al valor fijo común de 5°C asumido por muchos estudios; sin embargo, los resultados siguen estando dentro del rango de 3 a 5°C utilizado por otros autores (Ge and Tassou, 2014; Huang et al., 2018; Nebot-Andrés et al., 2017).

2.5 Integración de los submodelos para los sistemas DXS y Booster

La principal relevancia de la metodología es el aporte de modelos capaces de describir de manera real el comportamiento detallado de estos componentes en sistemas de refrigeración, siendo capaces de funcionar en todas las condiciones climáticas fiablemente. En los evaporadores, se define la presión de evaporación y el flujo másico necesario. En los compresores, se determinan la temperatura de descarga y el consumo eléctrico, mientras que en el gas cooler/condensador se determina el calor de condensación, el *approach* del gas cooler, la presión de condensación/gas cooler y las temperaturas de salida y del refrigerante. Finalmente, estas variables definen las condiciones en las que opera el estanque flash, válvula de vapor flash y los evaporadores. Por último, en el estanque flash se define la presión intermedia y la cantidad de vapor flash.

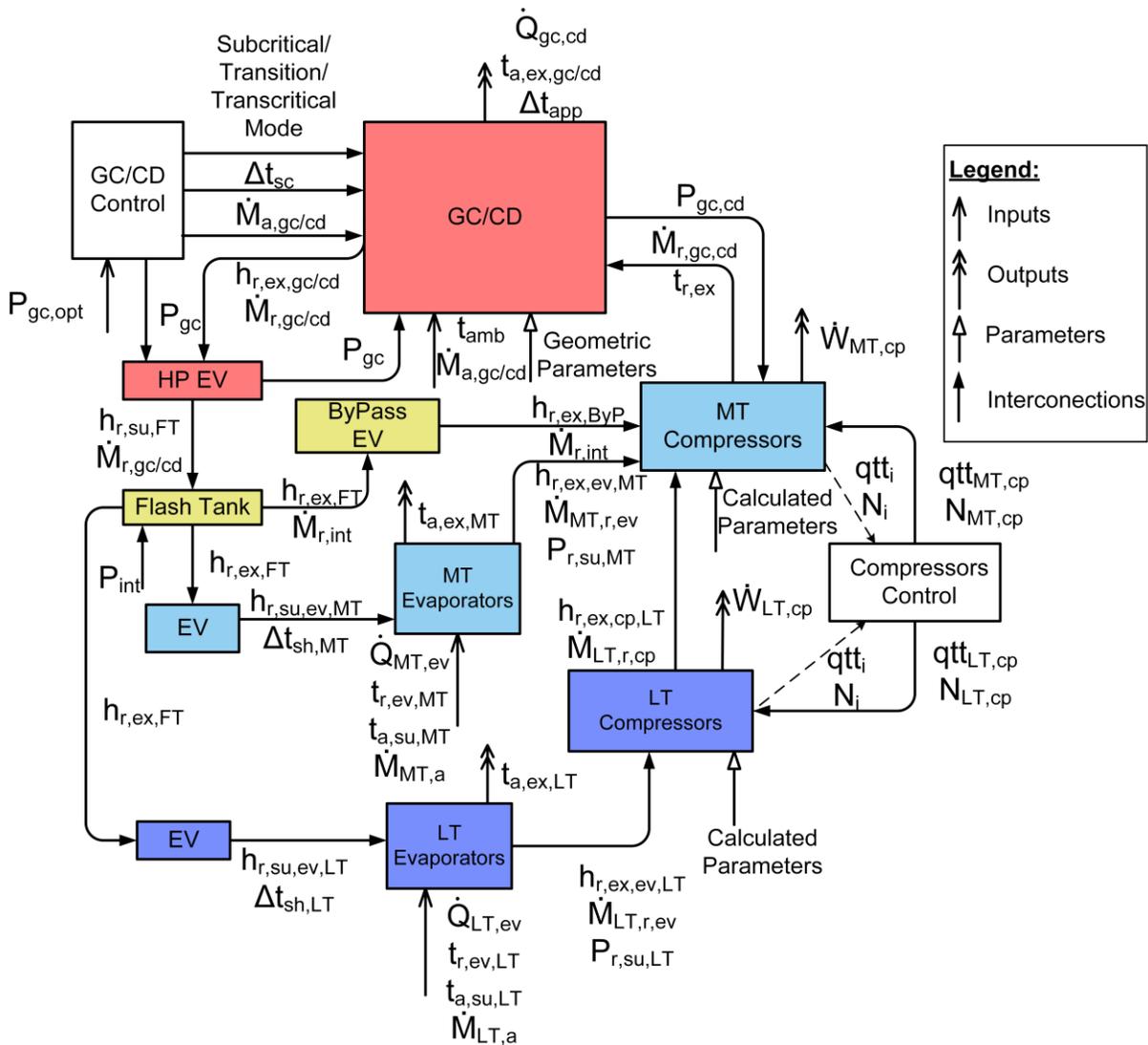


Fig. 15 Estrategia de modelado usada en el Sistema Booster. Fuente: Elaboración propia.

Tal como muestra la **Fig. 15**, todos los submodelos se integran en el modelo global. Esta estrategia de modelación es capaz de determinar la presión del gas cooler/condensador con la interacción del gas cooler/condensador y los compresores MT. Dada la importancia del gas cooler/condensador y los compresores MT en el desempeño del sistema, la metodología es novedosa ya que determina con precisión la presión del gas cooler, la temperatura de descarga de los compresores y su consumo eléctrico, basado en las interacciones reales de ambos componentes. En otras investigaciones, esta interacción es simplificada al fijar la presión del gas cooler y por ende, se determina un consumo eléctrico inferior al real. Otro aspecto novedoso está dado por la diferenciación en cómo opera el gas cooler/condensador. En condiciones subcríticas, el condensador utiliza como entradas externas la temperatura ambiente y el flujo másico de aire, mientras que del control utiliza como entradas internas el subenfriamiento requerido y el flujo del aire. Con esa información, más el flujo másico de

refrigerante y la temperatura de escape del compresor, el modelo es capaz de calcular la presión de condensación. En condiciones transcíticas, el sistema de control impone la presión del gas refrigerante mientras que el modelo determina la temperatura de salida del refrigerante en el gas cooler. Otro aporte de la metodología es el uso del sistema de control ideal actuando sobre los sets de compresores, donde en cada condición se determina la velocidad de rotación del compresor a velocidad variable y la cantidad de compresores a velocidad fija. Lo anterior influye directamente en el desempeño de los compresores y por ende en el COP del sistema, lo cual afecta los análisis posteriormente aplicados.

En los evaporadores; la demanda de refrigeración impone el flujo másico de refrigerante necesario. Esto define el número de compresores step en operación y la velocidad del compresor a velocidad variable, los cuales son determinados por el sistema de control que envía como señal a los compresores. El flujo másico de refrigerante necesario sólo depende de la temperatura ambiente, ya que las demandas de refrigeración sólo dependen de la temperatura ambiente (ecuaciones 2 y 3) y las entalpías de admisión y descarga de los evaporadores permanecen constantes. La entalpía de alimentación del evaporador depende de la presión del estanque flash, que permanece constante en nuestra simulación, y la entalpía de escape depende de la temperatura de evaporación y del sobrecalentamiento del evaporador, que también permanecen constantes en nuestra simulación. El flujo másico de refrigerante requerido define el número de compresores en funcionamiento, que también depende del rendimiento volumétrico del compresor, ya que a menor rendimiento volumétrico, mayor flujo volumétrico desplazado. Esto supone un mayor número de compresores en funcionamiento o una mayor velocidad del compresor. En nuestro modelo, sólo los compresores MT se verán afectados por este fenómeno.

El COP se calcula con la Ecuación 61, que considera los flujos de calor de cada evaporador, la energía consumida del compresor, la energía consumida por cada evaporador producto de luces y sistema de descongelamiento (**Tabla 2**) y la energía consumida por el ventilador del gas cooler/condensador, determinada con la Ecuación 62.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{MT,ev} + \dot{Q}_{LT,ev}}{\dot{W}_{MT,cp} + \dot{W}_{LT,cp} + 0.105 \cdot \dot{Q}_{MT,ev} + 0.223 \cdot \dot{Q}_{LT,ev} + \dot{W}_{fan,gc/cd}} \quad (61)$$

$$\dot{W}_{fan,gc/cd} = \frac{\dot{V}_{a,su,gc/cd} \cdot \Delta P_{a,gc/cd}}{\eta_e} \quad (62)$$

El rendimiento global del ventilador es determinado considerando el rendimiento del motor eléctrico y el rendimiento isentrópico del ventilador como $\eta_e = 0.386$ para R404A y $\eta_e = 0.369$ para R744, según los fabricantes (Ebmpapst, 2002a) y (Ebmpapst, 2002b), respectivamente.

2.6 Validación del Sistema BB

Para validar la metodología usada en este estudio, los resultados obtenidos con el sistema Booster fueron comparados con los resultados experimentales de Tsamos et al. (2017a), cuyos valores específicos del COP son presentados por Mitsopoulos et al. (2019).

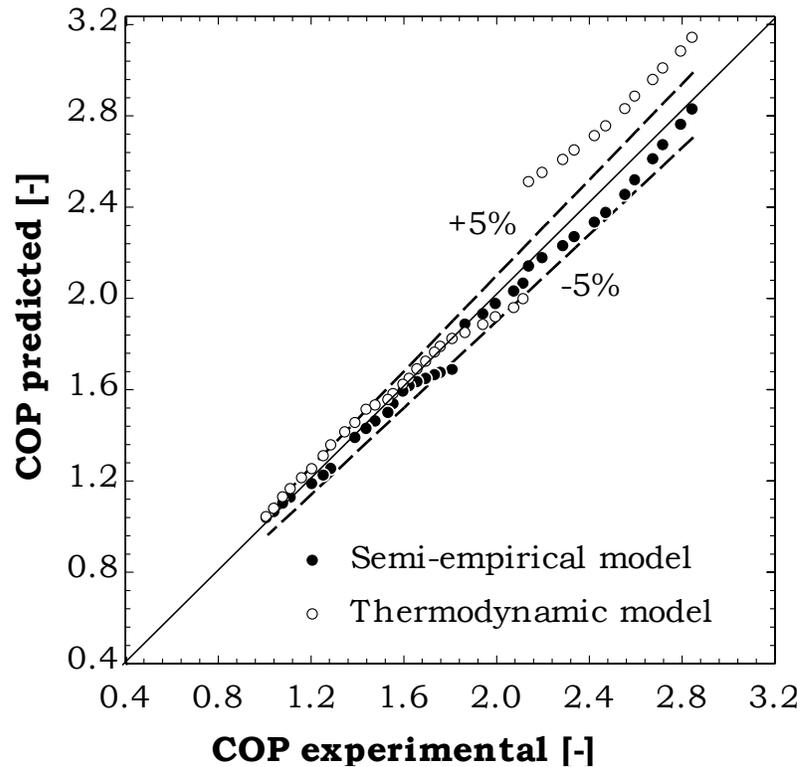


Fig. 16 Validación del modelo Booster frente a los datos experimentales extraídos de Tsamos et al. (2017a). Fuente: Elaboración propia.

La configuración experimental de Tsamos et al. (2017a) satisface una demanda de refrigeración similar a la de este trabajo. Dada la falta de datos sobre los tamaños de los compresores y del gas cooler/condensador en su investigación, la validación es desarrollada utilizando los parámetros determinados para los compresores y el gas cooler/condensador, presentados en las secciones 2.4.2 y 2.4.4, respectivamente.

Según la **Fig. 16**, existe una excelente predicción del COP experimental con un error relativo de un 2.3%. Por lo tanto, se asume que el procedimiento y todas las hipótesis utilizadas en este trabajo son capaces de reproducir el comportamiento fundamental del sistema Booster. Para evaluar la mejora del modelo semi-empírico desarrollado en esta investigación frente al modelo termodinámico usado en la literatura, la **Fig. 16** presenta además los resultados obtenidos con el modelo termodinámico que incluye una correlación para determinar el rendimiento isoentrópico del compresor, utiliza balances energéticos para el gas cooler/condensador y emplea el mismo sistema de control utilizado por Tsamos et al. (2017a).

Los resultados muestran un error relativo entre la referencia del modelo termodinámico y la experimental del 5.8%, superior al error relativo del COP calculado por el modelo propuesto en este estudio. La metodología presente se corrobora además con los resultados de Tsamos et al. (2017b), que obtienen un error de 2.29% en la predicción del COP, con modelos más simples en un sistema de similar capacidad de refrigeración.

El modelo DXS no es validado debido a la falta de datos publicados en la literatura sobre sistemas DXS con R404A. No obstante, su desempeño fue contrastado posteriormente con otros estudios. Tal cual se evidencia en la **Fig. 16**, el uso de los modelos semi-empíricos en compresores y condensadores permite obtener resultados fiables ya que están respaldados en modelos semi-empíricos basado en principios físicos y han sido validados con otros refrigerantes en diferentes aplicaciones.

2.7 Desempeño de los sistemas

El desempeño de ambos sistemas es evaluado utilizando las condiciones presentadas en la **Tabla 2**, entre una temperatura ambiente entre -5°C y 35°C . La **Fig. 17** presenta los resultados para la modulación de los compresores step y a velocidad variable: **Fig. 17a** para el sistema DXS y **Fig. 17b** para el sistema Booster.

En el sistema DXS (**Fig. 17a**), tanto en la etapa LT como en la MT, se observa que a temperaturas ambiente inferiores a 16°C la velocidad del compresor de velocidad variable se modula lentamente y, a temperaturas superiores, se modula con mayor intensidad. Esto se atribuye al aumento de la demanda de refrigeración y, a la reducción del rendimiento volumétrico del compresor, lo que aumenta simultáneamente la velocidad requerida del compresor. Para el caso de los compresores MT del sistema Booster (**Fig. 17b**), este efecto es más intensificado por la presencia del vapor flash.

A diferencia del sistema BB, en el sistema DXS se requiere un gran número de compresores para la etapa LT, lo que se atribuye a la menor diferencia de entalpía del evaporador del R404A en comparación con el R744. De hecho, para el refrigerante R404A la diferencia de entalpía del evaporador LT varía de 119.4 kJ kg^{-1} a una temperatura ambiente de -13°C a 79.1 kJ kg^{-1} a una temperatura ambiente de 35°C , mientras que para el R744, y debido a la presencia del estanque de flash, la diferencia de entalpía del evaporador LT permanece constante con un valor de 246.5 kJ kg^{-1} . Así, cuando la temperatura ambiente varía de -13°C a 35°C , el flujo másico en los compresores LT del sistema BB varía de 0.106 kg s^{-1} a 0.168 kg s^{-1} . Por otra parte, para una misma variación de temperatura ambiente, el flujo másico en los compresores LT del sistema DXS varía de 0.218 kg s^{-1} a 0.526 kg s^{-1} .

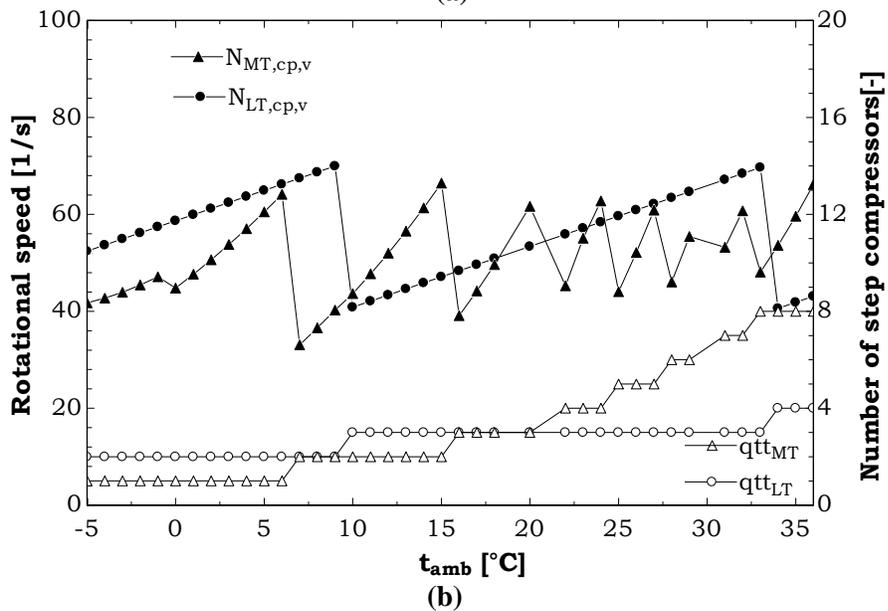
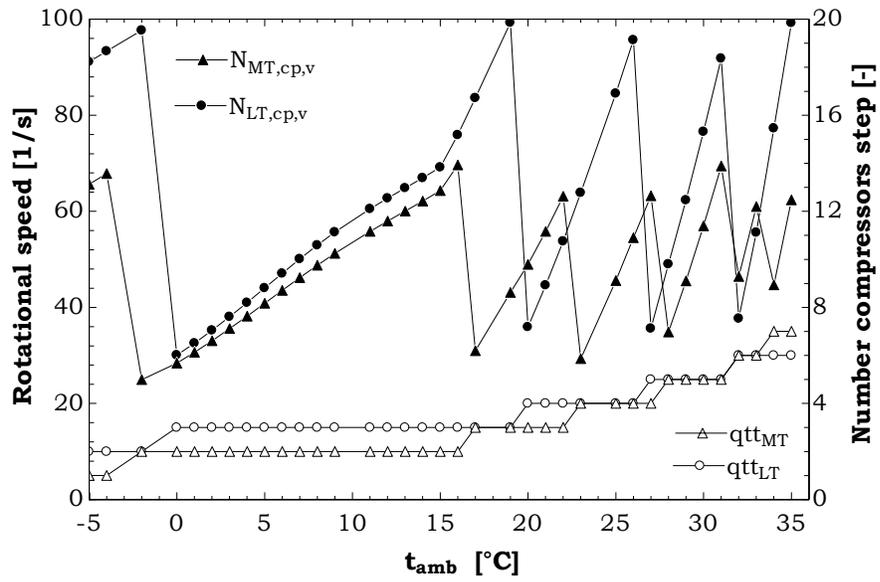


Fig. 17 Número de compresores step (qtt) encendidos (MT y LT) y velocidad de rotación (N_{CP}) del compresor con VFD (MT y LT) para el sistema a) DXS-R404A y b) BB. Fuente: Elaboración propia.

Para el caso de los compresores MT del sistema BB, cuando aumenta la temperatura ambiente, el flujo másico de refrigerante que circula por estos aumenta debido al incremento del flash de vapor y de las cargas de los evaporadores LT y MT, y debido a la caída del rendimiento volumétrico. Por ejemplo, en este modelo, cuando la temperatura ambiente aumenta de 12°C a 15°C, el flujo másico de refrigerante suministrado por los compresores MT aumenta en un 10.2%.

El rendimiento volumétrico de los compresores MT del sistema BB disminuye casi un 0.5% por cada 1°C de incremento de la temperatura ambiente. Por lo tanto, el flujo volumétrico requerido de los compresores step y los compresores a velocidad variable aumenta al mismo tiempo que disminuye el rendimiento volumétrico. La mayoría de los estudios (X. Liu et al., 2019; Sun et al., 2020) utilizan como entrada rendimientos volumétrico e isentrópico en función de la relación de presiones del compresor, lo que se mejora en este estudio con un modelo de compresor semi-empírico. Por ejemplo, Keshtkar (2019) utiliza rendimientos isentrópicos constantes de 0.93 y 0.73 para los compresores MT y LT, respectivamente. En nuestro estudio, el rendimiento isoentrópico del compresor MT varía de 0.69 a 0.77 para temperaturas ambiente que varían entre 0 °C y 35 °C, mientras que en el compresor LT este rendimiento varía de 0.7 a 0.68, para las mismas temperaturas. Estos desempeños muestran una gran discrepancia entre nuestros resultados y los valores utilizados por otros autores, con diferencias de hasta el 24%.

La **Fig. 18b** presenta el COP de los sistemas DXS y BB obtenido en este y otros estudios con cargas de refrigeración similares. La mayoría de los estudios sobrestiman el COP de los sistemas DXS y BB debido a sus análisis idealizados basados únicamente en balances energéticos y que no tienen en cuenta la geometría de los intercambiadores de calor ni las características de rendimiento realistas de los compresores. A pesar de ello, los COP del sistema BB coinciden con los resultados de algunos autores que utilizan cargas evaporativas similares (Amaris et al., 2019; Mitsopoulos et al., 2019; Sooben et al., 2019; Tsamos et al., 2017a).

La tendencia observada para el COP de ambos sistemas es similar a la obtenida en la bibliografía (Dai et al., 2021; Gullo et al., 2017a; Mitsopoulos et al., 2019). La principal diferencia radica en la diferencia entre los COP de ambos sistemas. En este estudio, para temperaturas ambiente superiores a 14°C el COP de ambos sistemas es prácticamente el mismo, con una diferencia muy ligera (inferior al 6%). En la literatura estas diferencias son mayores: del 10% al 30% (Mitsopoulos et al., 2019), del 1.6% al 20.5% (Gullo et al., 2017a), y del 1% al 33% (Dai et al., 2021). La similitud en estos estudios es que utilizan modelos basados en la termodinámica para los compresores y gas cooler/condensador y pueden dar lugar a COP diferentes y poco realistas.

En cuanto al consumo del ventilador del gas cooler/condensador, este varía entre 6 kW y 7.5 kW para temperaturas ambiente que oscilan entre 5°C y 35°C, lo que representa respectivamente el 3.8% y el 2.2% del flujo de calor del gas cooler/condensador. Estos valores son del mismo orden de magnitud del 3.3% supuesto por otros autores (Mitsopoulos et al., 2019).

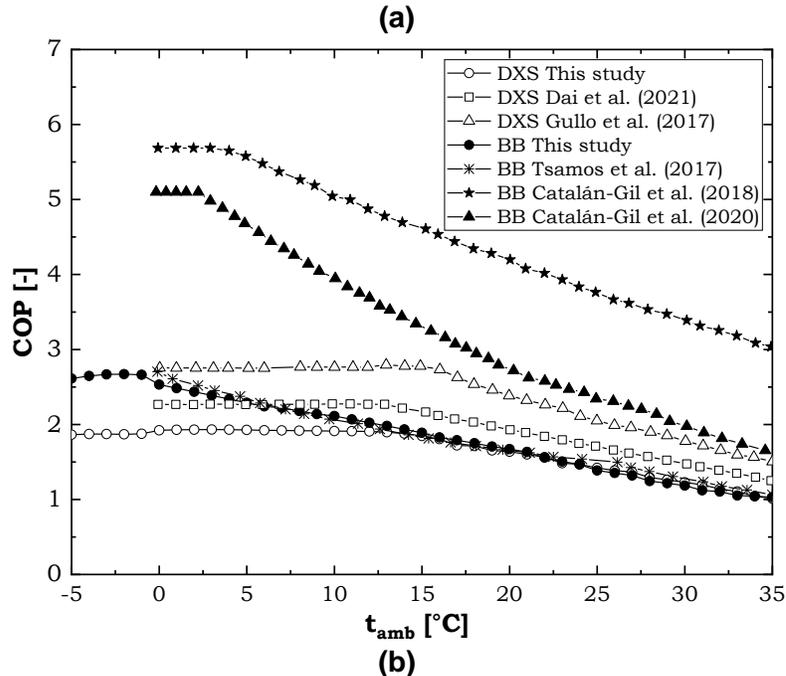
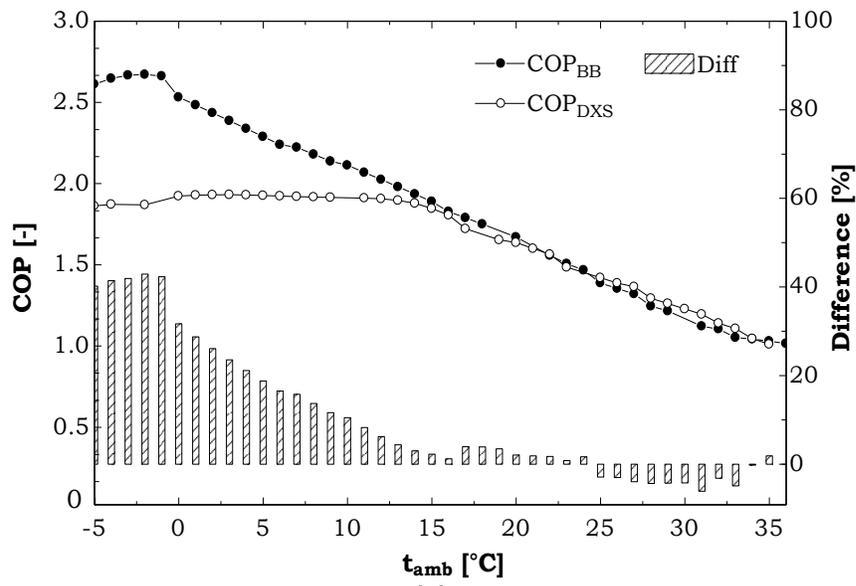


Fig. 18 a) COP de los sistemas BB y DXS y sus diferencias relativas; b) comparación con otros estudios. Fuente: Elaboración propia.

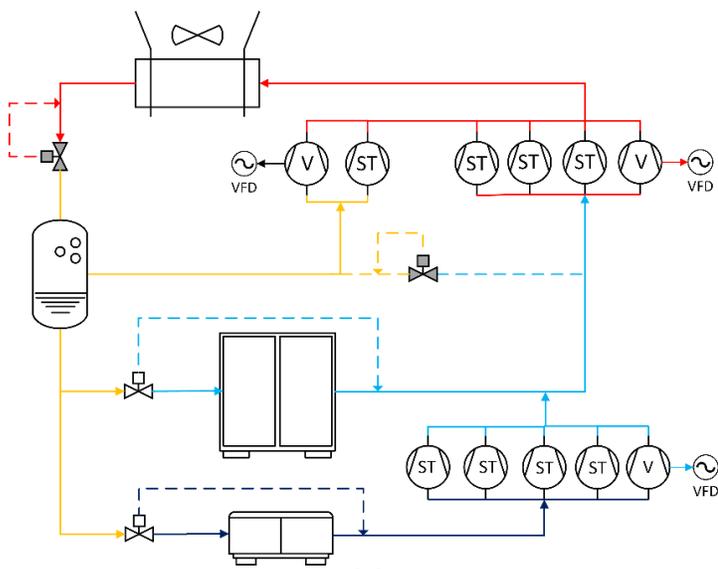
A temperaturas ambientales entre -5°C y 15°C , el COP del sistema DXS se mantiene casi constante. Se debe al sistema de control del condensador que mantiene la presión de condensación en un valor constante a temperaturas ambiente inferiores a 15°C . Un comportamiento similar se observa en el sistema BB a temperaturas ambiente inferiores a 0°C , lo que se atribuye a la caída del rendimiento isentrópico de los compresores MT a relaciones de presión más bajas. Un comportamiento similar fue obtenido por Vega et al. (2021) para un sistema Booster.

La metodología propuesta mejoró la predicción del COP del sistema en un 3% en comparación con los "modelos termodinámicos". Esta mejora se debe principalmente a una mejor representación de los fenómenos físicos que ocurren en los compresores, gas cooler/condensador y el ventilador del gas cooler/condensador. El compresor es el equipo más crítico, al presentar diferencias de hasta un 24% en la estimación del rendimiento isoentrópico, lo que supone una diferencia del 24% en el consumo de energía del compresor. Aunque el cooler/condensador y el ventilador del gas cooler/condensador presentan rendimientos (aproximación y consumo de potencia, respectivamente) dentro de los valores utilizados por otros autores, el modelo propuesto predice valores variables para la aproximación del gas cooler/condensador y el consumo de potencia del ventilador del gas cooler/condensador, lo que supone una mejora frente a los valores constantes utilizados por otros autores.

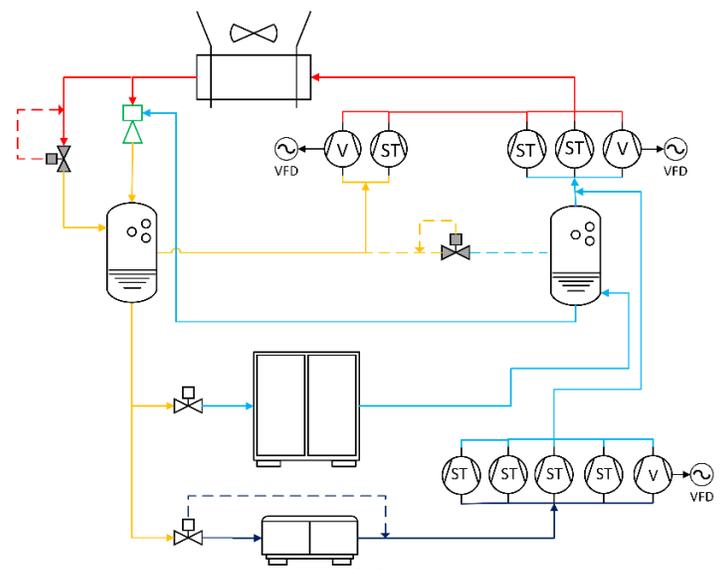
En cuanto al COP del sistema, tanto el sistema BB como el DXS presentan COPs similares a temperaturas ambiente superiores a 14°C, lo que discrepa de los resultados encontrados en la literatura donde estos valores presentan diferencias de hasta el 30%. Además, los COPs de ambos sistemas son los más bajos comparados con los obtenidos en otros estudios. Se atribuye al enfoque semi-empírico utilizado en el modelado del gas cooler/condensador y de los compresores, que permiten predecir con una mayor precisión el COP del sistema, que se sobreestima con los modelos termodinámicos en al menos un 5.8%.

2.8 Modelación de los sistemas booster en paralelo y evaporadores sobrealimentados

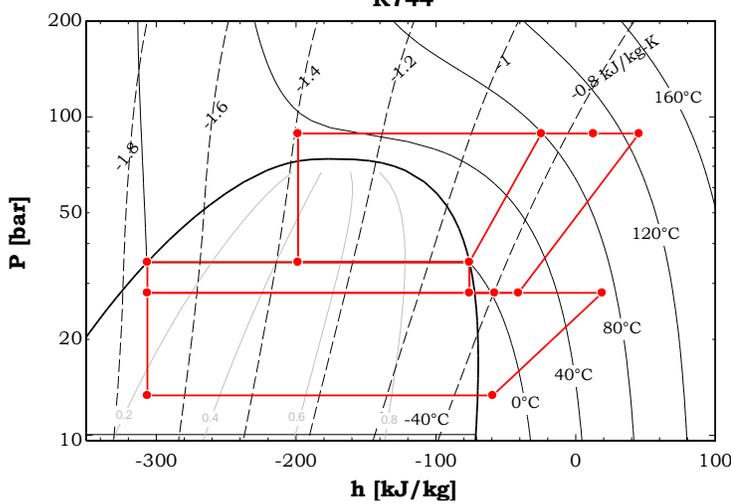
En esta sección se presenta la modelación de los sistemas Booster en paralelo y Booster en paralelo con evaporadores MT sobrealimentados, cuyo diagramas y ciclo termodinámicos se muestran en la **Fig. 19**. Para el sistema BP se incluyeron dos compresores en paralelo, los cuales comienzan su operación a partir de una temperatura ambiente de 35°C. En estos sistemas se obtuvo que, a una temperatura ambiente de 16°C, el COP del BP es menor al sistema BB, activando ahí los compresores PP. En la etapa de compresores PP, se emplearon los mismos tipos de compresores a pistón que en la etapa MT, explicados anteriormente. Para el resto de los componentes comunes, se empleó la misma metodología y modelos usados en la configuración BB.



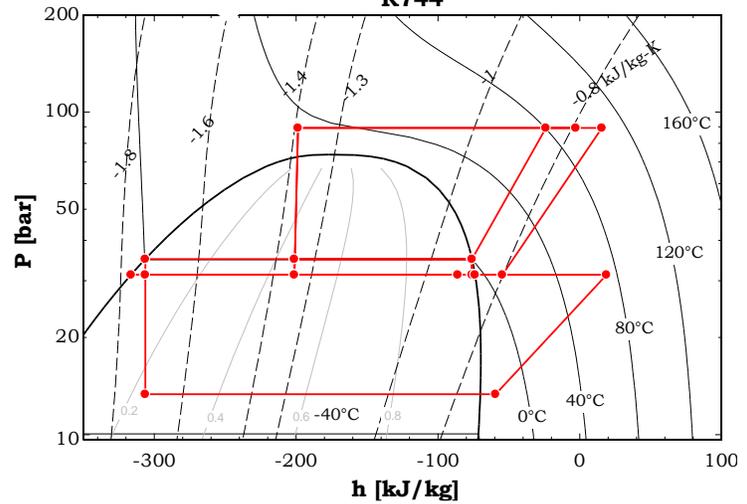
(a) R744



(b)



(c)



(d)

Fig. 19 a) Sistema BP y b) BP+MT-Ov. Ciclo termodinámico de los c) sistemas BP y d) BP+MT-Ov. Fuente: Elaboración propia.

En el sistema BP+MT-Ov, se sobrealimentaron los evaporadores MT con el uso de un eyector de líquido LEJ, el cual sustituye la válvula de expansión HP, la cual se mantiene en paralelo en el diagrama, como en sistemas comerciales, pero no se consideró en la modelación. Adicionalmente, se incluyó un estanque de separación a la salida de los evaporadores MT, lo cual permite separar el líquido y el vapor saturado. Para esta configuración, se empleó la metodología y modelos aplicados al BB para el resto de los componentes. Los LEJs no fueron modelados numéricamente dado que operan constante durante todo el año y ante todas las variaciones de temperaturas (Gullo et al., 2018b). El LEJ fue seleccionado por catálogo (Danfoss, 2018). Por ello, se empleó un modelo termodinámico simple para describirlo. Dicho modelo se describió a través de un balance de energía y de masa en el modelo del eyector de líquido, tal cual fuese un punto de mezcla. El refrigerante que circula a través de los

evaporadores sobrealimentados presenta una calidad de 0.95 (Gullo et al., 2018b). Como consecuencia de ello, la temperatura de evaporación del evaporador MT se incrementó en 4K (Gullo et al., 2018b). Tal como suponen algunos autores (Mitsopoulos et al., 2019), el flujo másico de refrigerante aspirado por el LEJ es un 5% del flujo total que proviene de los evaporadores MT. Configuraciones como estas, han sido presentadas por varios autores (Gullo, 2019). Dada la falta de estudios experimentales adecuados, todos los sistemas son contrastados con lo reportado.

La **Fig. 20** muestra los flujos másicos en ambos sistemas BP y BP+MT-Ov. Se observa que los flujos en la etapa MT son mayores que en la etapa LT, lo cual es causado por la demanda de frío asociada y el efecto del vapor flash generado. La sobrealimentación de los evaporadores MT genera aumentos en el flujo desde 0.395 kg s^{-1} a 0.446 kg s^{-1} . Esto genera un aumento en el flujo succionado por los compresores MT de 0.614 kg s^{-1} a 0.647 kg s^{-1} . Por ello, en el sistema BP+MT-Ov cada compresor adicional entra en funcionamiento a una temperatura ambiente inferior a la del sistema BP.

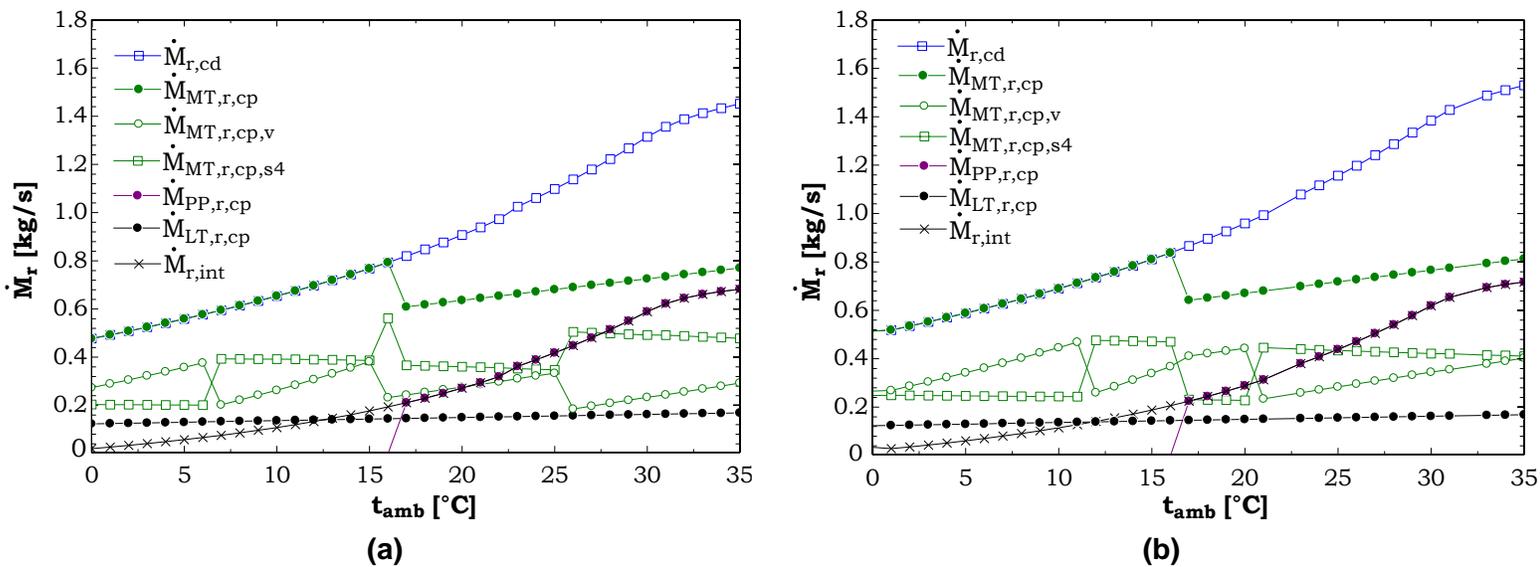


Fig. 20 Flujos en el sistema a) BP y b) BP+MT-Ov. Fuente: Elaboración propia.

Son pocos los autores (Huang et al., 2018) que presentan el comportamiento de los flujos másicos dentro de cada sistema. No obstante, se confirma el aumento del flujo en el gas cooler/condensador a mayores temperaturas ambientales. Se confirma además que los flujos másicos se encuentren dentro de los rangos entregados por los fabricantes de compresores, según el fabricante COPELAND.

2.9 Modelación de los sistemas con evaporador sobrealimentados y eyectores

Para las configuraciones presentadas en esta sección, se aplicó la metodología y modelos empleados en el sistema BB. En la configuración con ME (**Fig. 21a**), se mantiene la configuración BP+MT-Ov, y se le agrega el ME que consiste en seis eyectores de vapor VEJ complementado con el LEJ. Este sistema permite que los VEJs aspiren vapor reduciendo la carga de los compresores MT e incrementando la carga de los compresores PP. Lo anterior representa un ahorro energético dado que los compresores PP operan con relaciones de presión inferior a los compresores MT. En este sistema, los eyectores de vapor fueron seleccionados con el software de selección de Danfoss (Danfoss, 2018). Los mismos operan con un flujo máximo de $3,875 \text{ kg h}^{-1} = 1.07 \text{ kg s}^{-1}$. El control considera que los VEJs operan a partir de una temperatura ambiente de 29°C , coincidiendo con elevaciones de presiones superiores a 4 bar, valor mínimo para operar en su desempeño óptimo (Gullo, 2019).

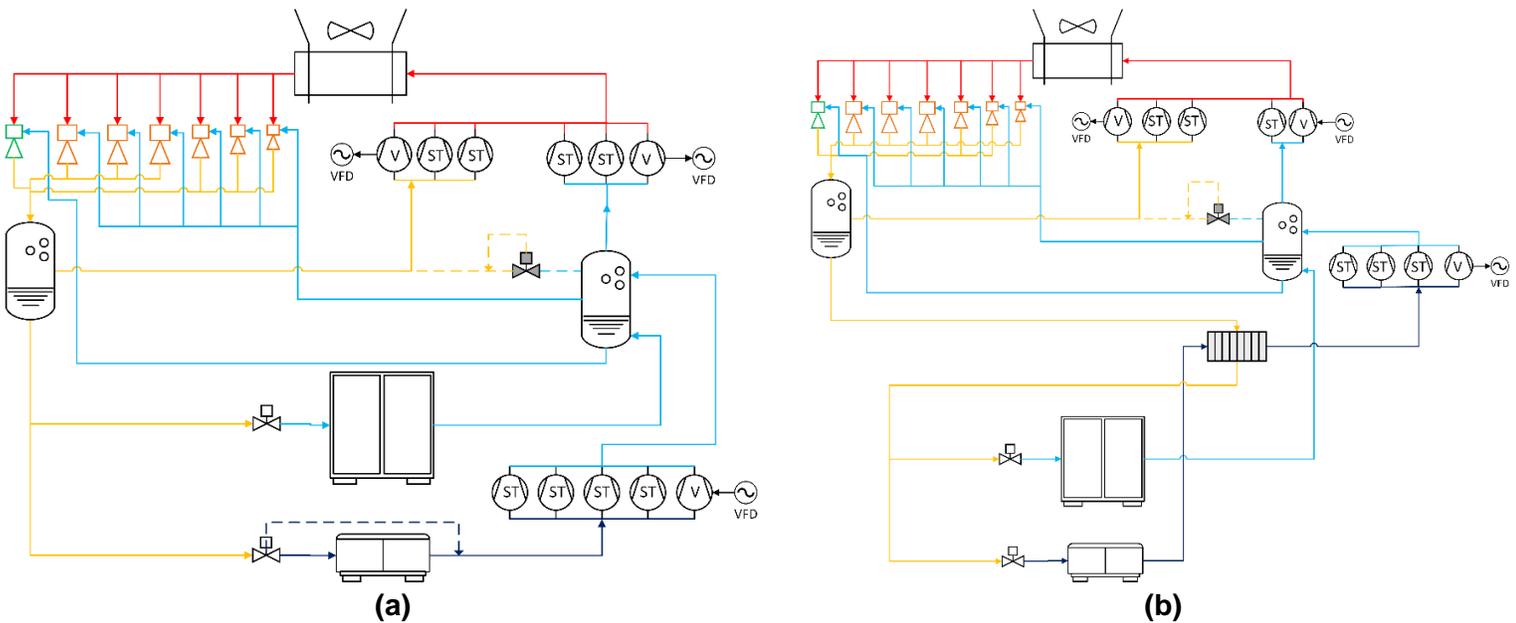


Fig. 21 a) Sistema BP+ME+MT-Ov y b) BP+ME+MT-Ov+ LT-Ov. Fuente: Elaboración propia.

La calidad del vapor a la salida de los VEJs es determinada mediante la siguiente ecuación:

$$x_{r,ex,ej,v} = \frac{1}{1 + \mu_{ej,v}} \quad (63)$$

La razón de arrastre o *entrainment ratio* ($\mu_{ej,v}$) de los VEJs es calculada con la correlación (64), obtenida de los estudios experimentales de Haida et al. (2016) y Gullo et al. (2017a). En esta configuración, se consideró que el flujo a la salida del gas cooler/condensador se divide en partes iguales a la entrada de los VEJs y el LEJ. Por ello, en la ecuación 65 aparece el denominador multiplicado por 0.5.

$$\mu_{ej,v} = \begin{cases} 0.6610985 - 0.2128984 \cdot P_{lift,v} + 0.2128984 \cdot P_{lift,v}^2 - 0.0048173 \cdot t_{r,ex,sc,cd} + 0.0002467 \cdot t_{r,ex,sc,cd}^2 & (t_{amb} \leq 17^\circ\text{C}) \\ 0.9807737 - 0.1303932 \cdot P_{lift,v} + 0.0064457 \cdot P_{lift,v}^2 - 0.0461714 \cdot t_{r,ex,sc,cd} + 0.0015270 \cdot t_{r,ex,sc,cd}^2 & (17^\circ\text{C} < t_{amb} < 29^\circ\text{C}) \\ -0.0147727 - 0.0881130 \cdot P_{lift,v} + 0.0336677 \cdot t_{r,ex,sc,cd} & (t_{amb} \geq 29^\circ\text{C}) \end{cases} \quad (64)$$

Como variable de salida de los VEJs se define el flujo de succión, determinado con la siguiente ecuación:

$$\mu_{ej,v} = \frac{\dot{M}_{r,ex,TA,ey,v}}{0.5 \cdot \dot{M}_{r,gc/cd}} \quad (65)$$

Por otra parte, se determinó la entalpía del refrigerante a la salida del VEJ con la Ec. 66.

$$h_{r,ex,ej,v} = \frac{h_{r,ex,sc,gc/cd} + h_{r,ex,TA,ey,v} \cdot \mu_{ej,v}}{1 + \mu_{ej,v}} \quad (66)$$

En el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov (**Fig. 21b**), se consideró un intercambiador de calor de placas (PHX), el cual tiene la función de sub-enfriar el flujo proveniente del estanque flash y sobrecalentar el refrigerante a la salida de los evaporadores LT. Esto permite incrementar la temperatura de evaporación de los evaporadores LT en 4K. Se consideró una eficacia constante de transferencia de calor del PHX de 65% (Catalán-Gil et al., 2020). Este valor es comprobado tras variar la eficacia entre 40% y 90% a distintas temperaturas ambientes (5°C, 10°C, 15°C y 30°C). Se concluye que existe un bajo impacto de la eficacia del PHX en la variación del COP (2.47 a 2.42). Por otra parte, dicho intercambiador de calor es evaluado con el balance de energía de las Ecs. 67 y 68, complementado con la Ec. 69.

$$\dot{Q}_{PHX} = \dot{M}_{LT,r,ev} \cdot (h_{r,ex,LT,PHX,cp} - t_{r,ex,LT,ev}) \quad (67)$$

$$\dot{Q}_{PHX} = \dot{M}_{r,ev} \cdot (h_{r,ex,ft,ev} - t_{r,ex,PHX,ev}) \quad (68)$$

$$\dot{Q}_{PHX} = \varepsilon_{PHX} \cdot \dot{C}_{min,PHX} \cdot (t_{r,ex,ft,ev} - t_{r,ex,LT,ev}) \quad (69)$$

De la **Fig. 22**, se tiene que a elevadas temperaturas ambientes (mayores a 29°C), el flujo que circula por el gas cooler es mucho menor que en los sistemas sin ME, debido a que los VEJs son capaces de aspirar gran parte del vapor flash generado. Las principales diferencias del sistema BP+ME+MT-Ov con respecto al sistema sin ME aparecen a temperaturas ambiente superiores a 29°C, cuando los VEJs se activan. En ese momento, el flujo succionado por los VEJs aumenta abruptamente, lo cual hace que aumente el flujo operado por los compresores PP, mientras que en la etapa MT sólo opera el compresor a velocidad variable. Debido a esto, el gas cooler funciona con un mejor desempeño, ya que opera con flujos máscicos menores.

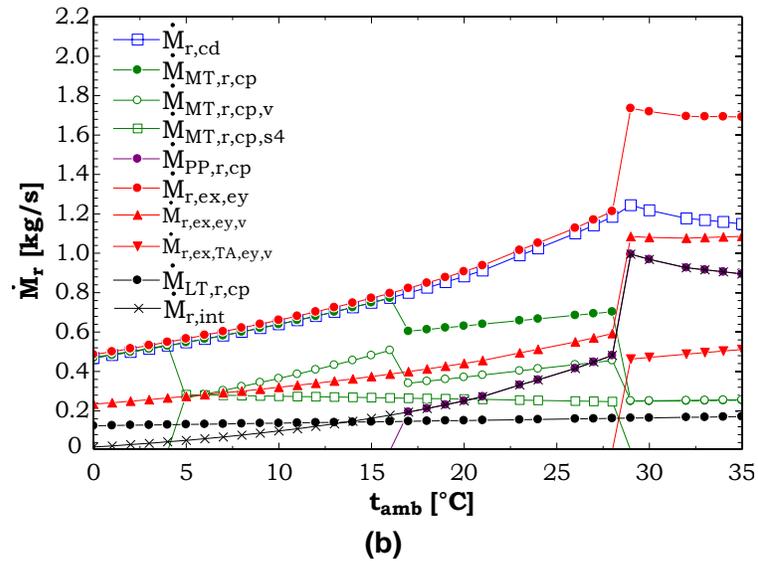
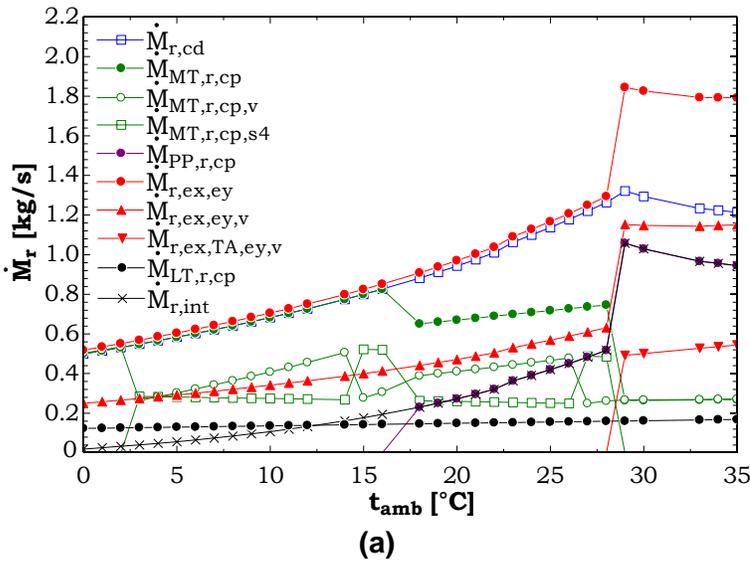


Fig. 22 Flujos máscos en el Sistema a) BP+ME+MT-Ov y b) BP+ME+MT-Ov+ LT-Ov.
Fuente: Elaboración propia.

En el caso de ambos evaporadores sobrealimentados BP+ME+MT-Ov+LT-Ov, varios efectos ocurren. Por una parte, el flujo en los compresores LT aumenta ligeramente dado que ahora funcionan a una temperatura de succión mayor (de 0.168 kg s^{-1} a 0.171 kg s^{-1} a una temperatura ambiente de 35°C). Y, por otra parte, a esa misma temperatura disminuye el flujo de los compresores MT (de 0.269 kg s^{-1} a 0.254 kg s^{-1}), el flujo de vapor flash (de 0.945 kg s^{-1} a 0.895 kg s^{-1}) y el flujo que circula por los ME (de 1.791 kg s^{-1} a 1.692 kg s^{-1}). Esto es causado por el PHX, aumentando el sobrecalentamiento y por consiguiente disminuye el flujo para la misma potencia de refrigeración. Además, se nota como en régimen subcrítico (una temperatura ambiente de 11°C), el flujo total con que opera el ME (0.682 kg s^{-1}) es superior al flujo que pasa por el gas cooler (0.660 kg s^{-1}). Este efecto se debe a los LEJ que operan con el flujo extra de sobrealimentación de los evaporadores MT, el cual no es enviado hacia el gas cooler por los compresores MT. En condición transcítica, se agrega el flujo de vapor aspirado del estanque de almacenamiento cuando los VEJs se activan.

En la **Fig. 23a** se muestra la velocidad y número de compresores step en el sistema más avanzado. Se nota que una vez se encienden los VEJs, se necesitan hasta 2 step compresores PP para operar con el elevado flujo generado. Asimismo, el flujo enviado hacia los compresores MT es tan pequeño que solo se requiere del compresor a velocidad variable, operando incluso a bajas revoluciones. Otro efecto interesante se muestra a altas temperaturas ambientes (mayores a 32°C), donde la velocidad del compresor a velocidad variable disminuye a medida que aumenta la temperatura, lo cual es atribuido al aumento del rendimiento isentrópico de los VEJs cuando el fluido de alta presión presenta mayores presiones y un mayor contenido energético. Este análisis brinda información técnica sobre cuantos compresores se requieren en determinadas condiciones. Pocos son los autores, como Catalán-Gil et al. (2020), que analizan el comportamiento de los compresores a velocidad fija y variable. En dicho estudio, los autores obtienen un comportamiento similar al de la **Fig. 23a**

para un sistema BB. Como producto del control empleado en los compresores, la energía consumida por los compresores LT aumenta ligeramente con la temperatura (**Fig. 23b**). En cambio, el consumo de los compresores MT aumenta a mayor razón, pero disminuye cuando se activan los compresores PP y cuando se encienden los VEJs. Cuando los VEJs se activan, los compresores PP asumen un rol importante, demostrado en su consumo hasta de 50 kW.

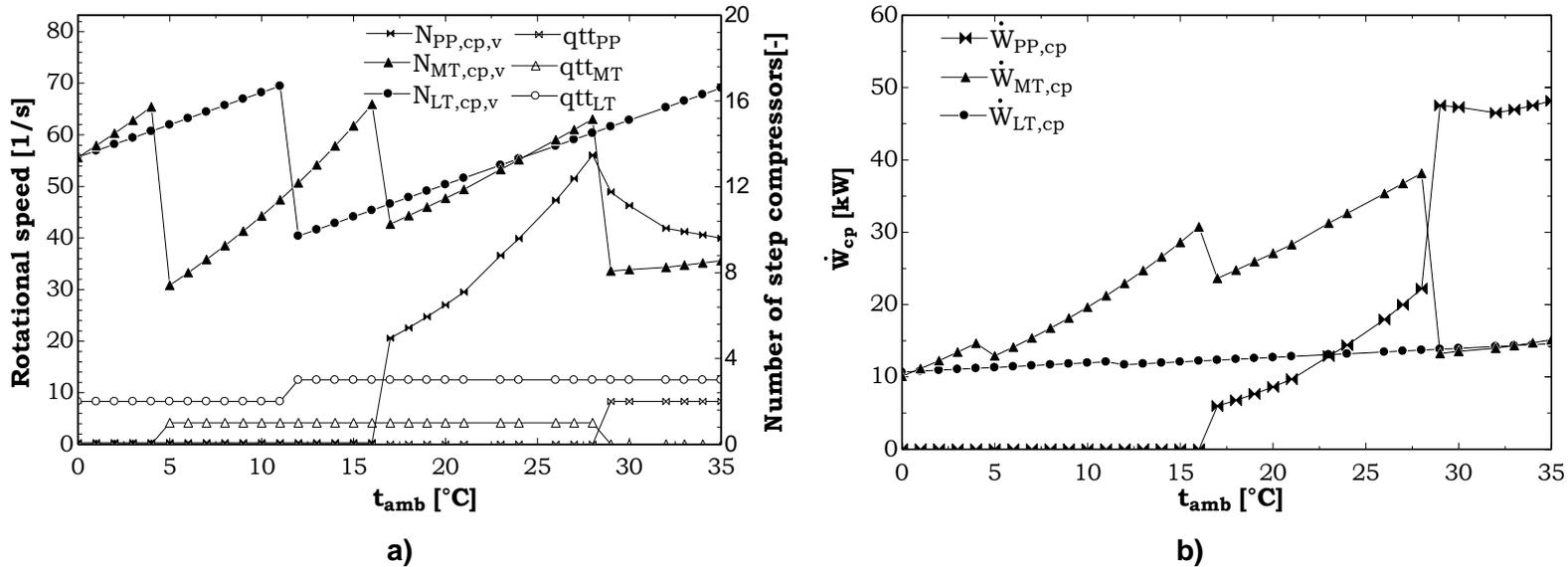


Fig. 23 a) Velocidad de rotación del compresor a variable y número de compresores On/Off y b) potencia consumida por los compresores en el Sistema BP+ME+MT-Ov+ LT-Ov. Fuente: Elaboración propia.

2.10 Análisis de desempeño

La **Fig. 24a** muestra el COP de todos los sistemas. Los resultados difieren con lo reportado en la literatura y está muy relacionado con el control implementado en esta investigación, así como con el tamaño del gas cooler/condensador y el empleo de modelos semi-empíricos a partir de datos de catálogos. Según la literatura, cuando la demanda de refrigeración es menor (18kW- LT y 97 kW-MT), el COP del sistema BB es significativamente superior: entre 7 a bajas temperaturas ambientes y 3 a altas temperaturas ambientes (Liu et al., 2021). Por otra parte, otros estudios con capacidades mayores (35 kW-LT y 200 kW-MT), obtienen COP elevados (entre 8 y 2, para una temperatura ambiente entre 0°C y 40°C).

Sin embargo, en este estudio los valores del COP se justifican por el uso del dimensionado del gas cooler/condensador, la modelación de este sin el uso de un sistema de control óptimo en el condensador y el uso del control implementado en los compresores. Por una parte, el dimensionado afecta directamente la presión de condensación y de gas cooler, y a su vez, el consumo de los compresores MT. Además, en el condensador no se asumen las condiciones ideales (temperatura del refrigerante y aire a la salida así como la presión de condensación y

gas cooler) que suponen muchos autores ya que se modela este de la manera más real posible.

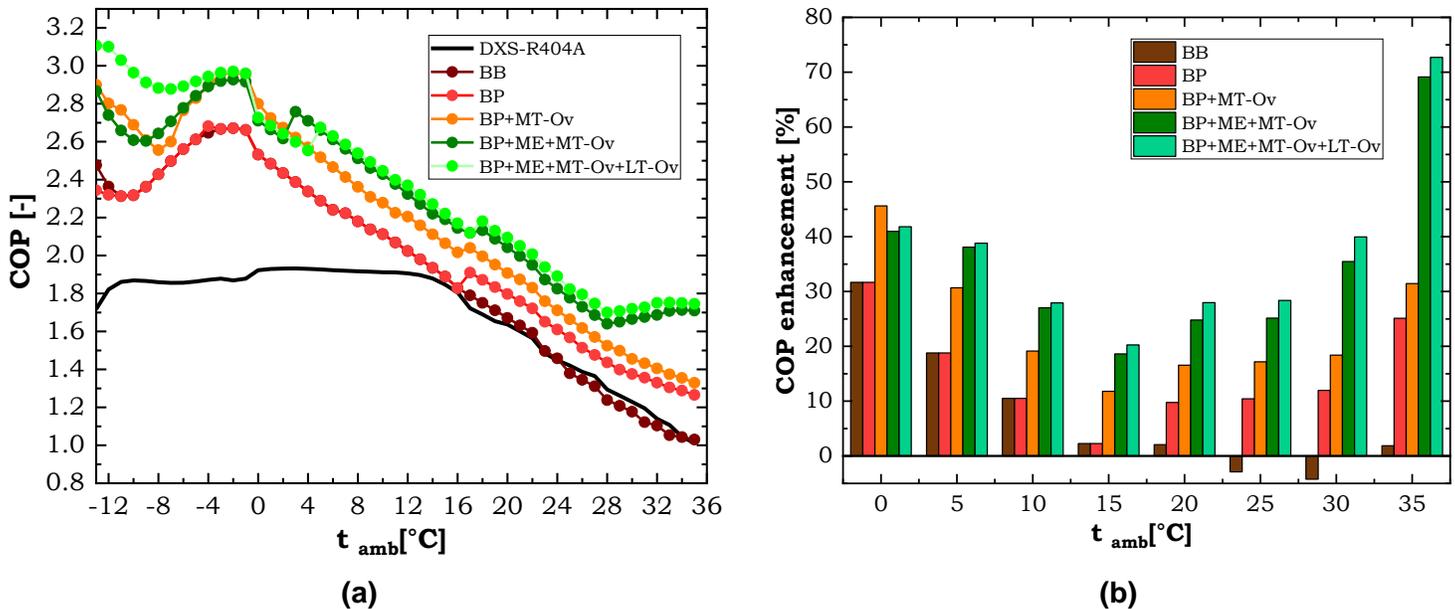


Fig. 24 a) COP y b) diferencias en el COP de los cinco sistemas transcriticals vs. el DXS.

Fuente: Elaboración propia.

A temperaturas ambiente menores a 16°C, el COP del sistema DXS sigue el comportamiento de la presión de condensación. Dado que no se empleó un sistema de control óptimo para el flujo de aire que fija la presión de condensación durante ese rango, dicha presión está determinada por los procesos de transferencia de calor y el desempeño de los compresores. En el DXS, el efecto de la activación de los compresores (On/Off y el de velocidad variable) sobre el COP es más apreciable a temperaturas ambiente superiores a 16°C. En ese rango, se observan más fluctuaciones al activar cada compresor On/Off ya que la presión de condensación y el flujo de refrigerante aumentan.

En los sistemas transcriticals, el COP sigue el comportamiento reportado en la literatura para temperaturas ambiente entre 0°C y 36°C. El desempeño a temperaturas ambiente negativas se debe a tres razones: la falta de un sistema de control que optimice el flujo de aire para obtener una presión mínima, la disminución del rendimiento isoentrópico a bajas relaciones de presión y la restricción de los compresores para operar con relaciones de presión inferiores a 1.5.

Cuando se activan los compresores en paralelo, el COP de cada sistema incrementa significativamente dado que estos compresores aspiran gran parte del vapor flash que deja de ser aspirado por los compresores MT. Con la configuración BP+MT-Ov, el COP aumenta ya que disminuye el flujo de refrigerante demandado al aumentar el sobrecalentamiento. Este aumento de COP es más efectivo en condición subcrítica que en condición transcritical dada

que los grandes flujos de vapor flash. En los sistemas con ME, se observa un comportamiento interrumpido a temperaturas ambientes superiores a 29°C al activarse los eyectores de vapor. En esa condición, una gran parte del flujo en el estanque de almacenamiento es aspirado por los eyectores de vapor y luego por los compresores PP, disminuyendo dramáticamente el refrigerante y consumo en los compresores MT. Este aumento en el COP está limitado por el flujo máximo de los eyectores de vapor, y a su vez, condicionado por la razón de arrastre que depende de la temperatura de la presión de elevación y la temperatura del refrigerante a la salida del gas cooler. En los sistemas con ME, también se aprecia un drástico aumento del COP entre una temperatura ambiente de 3°C y 5°C. Lo anterior ocurre al activarse el primer compresor On/Off MT mientras que disminuye abruptamente la velocidad de rotación del compresor variable. Como resultado, la energía consumida disminuye de 14.66 kW a 12.91 kW. A diferencia de muchos estudios, esta investigación simula la interacción de los ME en el sistema y no asumiéndolo como caja negra.

A medida que se incorpora una mejora en las configuraciones con R744, el COP aumenta, lo cual se refleja en la **Fig. 24b**. Al emplear la configuración BP, el COP del sistema aumenta: solo a temperaturas ambientes superiores a 16°C entre un 7% y un 23%, respecto al sistema BB, explicado por el efecto de los compresores PP. Respecto al BP, al sobrealimentar los evaporadores MT se generan aumentos del COP en 14% en las temperaturas ambientes más bajas y hasta un 6% en condiciones transcríticas, manteniendo una tendencia decreciente. Esto se explica porque el efecto del vapor flash generado se hace mucho más relevante que la ganancia en el aumento de la temperatura de evaporación MT. Un comportamiento similar es observado entre los sistemas BB, BP y BP+MT-Ov en el estudio de Mitsopoulos et al. (2019).

Al usar los ME, el COP del sistema BP+MT-Ov es incrementado entre un 7% y un 38%, con la particularidad que a una temperatura ambiente de 0°C el COP empeora en un 5%. A bajas temperaturas ambientes, el efecto de los VEJs no es tan relevante, mientras que a elevadas temperaturas estos son capaces de operar una gran parte del flujo que va hacia los compresores MT. Finalmente, al sobrealimentar ambos evaporadores MT y LT, se generan incrementos en el COP desde un 1% a un máximo de 3%, entre 0 y 35°C de temperatura ambiente. Estas pequeñas mejoras se deben a que aumenta mucho más el flujo en los compresores LT que las ganancias por aumentar la temperatura de evaporación. Lo anterior genera mayores consumos, penalizando las mejoras. El comportamiento observado en el COP de los sistemas con ME para temperaturas ambientes superiores a 29°C no ha sido hasta el momento contrastado en la literatura. Este comportamiento está fundamentado por el uso de la expresión de la razón de arrastre y el rendimiento isoentrópico de los VEJs, en conjunto con el empleo de menos compresores en estas configuraciones avanzadas y el modelado semi-empírico en el gas cooler.

El comportamiento del COP en los modelos con ME se debe a que los estudios existentes con eyectores (Gullo et al., 2018b) modelan los componentes termodinámicamente y simulan la misma cantidad de compresores para los sistemas básicos y avanzados. Por otra parte, no

emplean las expresiones que describen los eyectores, tales como el flujo que puede aspirar, las temperaturas de salida y además no simulan el intercambio de calor en el gas cooler/condensador. A diferencia del presente trabajo, estos estudios obtienen bajos desempeños (COP de 2) en los sistemas con ME y DXS, a temperaturas ambientes entre 40°C y 42°C. Por otra parte, a bajas temperaturas ambientes (de 0°C a 4°C), la diferencia entre un sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov y BP+ME+MT-Ov son mucho mayores (0.55 en el COP), con respecto a lo mostrado en la **Fig. 24b**. Otro estudio (Gullo et al., 2017a) emplea una aproximación similar obteniendo lo mismo al estudio de Gullo, Tsamos, et al. (2018b). Comparado con esta investigación, los autores Gullo, Hafner, et al. (2017a) obtienen mejoras similares en el COP de los sistemas con ME respecto a un sistema BP.

A temperaturas ambientes menores a 0°C, el COP de todos los sistemas transcíticos presenta una disminución y luego un aumento. Este comportamiento es fundamentado por el efecto combinado de las relaciones de presiones de los compresores MT, las cuales deben tener valores superiores a 1.5; y la disminución de la demanda de frío que depende de la temperatura ambiente. Algunos autores (Vega et al., 2021) han estimado un comportamiento similar en el COP del sistema BB y BP en un rango de temperatura ambiente de -20°C a 40°C. En estas condiciones, disminuye el rendimiento isoentrópico de los compresores MT a bajas razones de presión, acompañado de una disminución de la demanda de frío. Sumado a esto, el COP es más inestable dado que no se implementó un control óptimo de la presión de condensación. Muchos autores simplifican estos efectos al imponer una ley para la presión de condensación en función de la temperatura ambiente, ignorando así la transferencia de calor en dicho equipo. En cambio, en esta investigación, se determina la presión de condensación mediante las interacciones prácticas de los compresores y el condensador, y empleando una ley para disminuir el flujo de aire a medida que la temperatura del aire disminuye. Como resultado, el COP es muy sensible al ajuste del flujo másico del aire a temperaturas ambiente bajo cero. Por ejemplo, variaciones de 0.2 a 0.25 kg s⁻¹ generan variaciones del COP de 2.6 a 2.4.

Otros autores (Dai et al., 2021) han estudiado el COP de los sistemas DXS, BB y BP. En dicho estudio, Dai et al. (2021) obtiene un desempeño similar para el DXS siendo constante hasta una temperatura ambiente de 12°C. No obstante, ellos emplearon modelos termodinámicos de manera más simple: gas cooler/condensador no modelado, imponiendo la temperatura de salida del refrigerante en el gas cooler/condensador, el subenfriamiento y la presión; modelando de compresores con correlaciones para su rendimiento global. Por otra parte, Dai et al. (2021) concluyó que el COP del BP es menor al obtenido con un sistema DXS a temperaturas ambiente entre 15 y 25°C, hasta que se activan los compresores PP. Este comportamiento difiere del presente estudio, ya que tal como otros autores exponen, los compresores PP son seleccionados para que se activen a temperaturas ambientes entre 10 y 20°C, lo cual depende de la configuración (Catalán-Gil et al., 2018). Esto demuestra que puede haber problemas en la identificación y dimensionado de componentes en el caso del estudio de Dai y colaboradores, dado que optimizan la presión de condensación sin tener en cuenta el intercambio de calor y dimensiones del gas cooler/condensador.

Por otra parte, son varios los autores que muestran que el DXS genera mayores COP que el BB y BP a temperaturas ambientes superiores a 15°C (Catalán-Gil et al., 2018; Gullo et al., 2017a). Dado que emplean capacidades de refrigeración similares, las diferencias radican en el uso de modelos termodinámicos simples, omitiendo el intercambio de calor en el gas cooler/condensador, así como la inexistencia de dimensionamiento de componentes y sistemas de control más reales. En otro estudio (Sooben et al., 2019), se muestran diferencias en el COP obtenido para un sistema BP y uno BB, similares a las presentadas en la **Fig. 24b**.

2.11 Conclusiones parciales

La modelación más detallada se enfoca en los compresores y gas cooler/condensador. Se modela el condensador con R744 en 3 zonas. En este caso, el calor específico del refrigerante sufre variaciones generando eficacias superiores a 1. Por ello, se subdivide la zona sobrecalentada en 8 subzonas. Lo anterior significa un descubrimiento y aporte científico a la ciencia dado que evidencia los desafíos en la modelación con R744 en condensadores. Por otra parte, se contribuye en el modelado del gas cooler discretizado en 4 zonas, delimitadas por los cambios en las propiedades termodinámicas del refrigerante (densidad, calor específico, viscosidad dinámica y conductividad térmica). En cuanto a la modelación de los compresores, el mayor aporte se atribuye al modelo semi-empírico de estos y a la implementación de un sistema de control que determina en cada condición la velocidad de rotación del compresor variable y la cantidad de compresores On/Off necesarios. Esta metodología genera rendimientos isoentrópicos de un 24% menor a lo reportado en la literatura. En cuanto a los multi-eyectores, el modelado termodinámico permite determinar el flujo a aspirar desde el estanque de almacenamiento, lo cual representa un avance respecto a lo reportado ya que se modela la capacidad real de los multi-eyectores. De manera global, la investigación logra integrar de manera original los modelos de compresores y gas cooler/condensador con el sistema de control, tanto en modo subcrítico como transcrito. Esta integración, validada con un error de 2.3% en el COP del sistema BB, mejora en un 3% las predicciones de los modelos termodinámicos usados en la literatura.

El sistema BB presenta un COP similarmente inferior al DXS entre una temperatura ambiente de 25°C a 34°C, mientras que, en el resto de las condiciones, el BB presenta COP mayores (13% en promedio). Las configuraciones BP, BP+MT-Ov, BP+ME+ MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov logran aumentos en el COP del DXS de 15%, 23%, 34% y 37%, respectivamente. Las mayores diferencias entre los resultados de esta investigación respecto a lo reportado en la literatura radican en el uso de modelos más detallados y semi-empíricos, el dimensionamiento, la integración entre modelos que garantiza un funcionamiento real y el sistema de control.

CAPÍTULO 3: SIMULACIÓN Y ANÁLISIS AMBIENTAL, ENERGÉTICO, ECONÓMICO Y EXERGEOCONÓMICO. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

El presente capítulo muestra los resultados de la simulación de cada modelo en las ciudades seleccionadas de Chile. Para ello, se presenta el pretratamiento de datos de temperaturas horarias, lo cual constituye la entrada a los modelos de simulación, con los cuales se desarrolla la evaluación energética, económica y ambiental en cada ciudad. Dentro de este capítulo se incluye parte de la publicación **científica #2** presentada en los anexos, correspondiente a una evaluación económica y ambiental de los sistemas Booster y Booster en paralelo en un clima cálido como Cuba. Dicho artículo muestra la base de los modelos económicos y ambientales empleados en esta investigación. Finalmente, se presenta un análisis exergoeconómico de todos los sistemas utilizando la ciudad de Concepción como referencia. Dicho análisis es parte del artículo **científico #4**, presentado en los anexos.

3.1 Simulación anual de cada sistema en Chile

De la **publicación #1**, se demuestra que para un análisis energético, económico y ambiental, la simulación anual puede ser desarrollada empleando como variable de entrada la temperatura ambiente desde la hora 1 hasta la hora 8760, o bien, las temperaturas correspondientes a cada hora. En este último caso, se debe multiplicar cada variable deseada (COP, energía consumida, etc) por la cantidad de horas anuales correspondiente a cada valor de temperatura. Con ello, se reduce el tiempo de cómputo de las simulaciones. Sin embargo, posteriores análisis estacionales pueden realizarse con los datos horarios obtenidos por orden de apariencia. Por tanto, para las simulaciones se emplearon la temperatura horaria en cada hora y en cada ciudad, y posteriormente se multiplica cada variable deseada por el valor de la cantidad de horas correspondiente a esa temperatura.

En la **Tabla 8**, se muestran las características climatológicas de las ciudades analizadas de acuerdo al tipo de clima según la clasificación Köppen y los tipos de datos de cada ciudad evaluada según METEONORM. Los detalles respecto al pretratamiento de datos de temperatura así como la selección de las ciudades se encuentran en los Apéndices. De igual forma, las diferencias significativas entre la base de datos AGROMET-INIA y METEONORM para todas las ciudades se presentan en la **Tabla C.19**. El análisis de sensibilidad de las distintas fuentes de datos de temperatura sobre el COP se muestra en la **Tabla C.20**. Dado dicho análisis, se concluyó que el uso de los datos de temperatura horaria del METEONORM no generan diferencias mayores a un 0.107 en el COP como máximo, lo cual no es relevante en el desempeño entre los sistemas.

Tabla 8 Selección de ciudades representativas para Chile y características climáticas según METEONORM, y clasificación Köppen

Regiones (Ciudad) (Latitud) "Océano/Continental"	METEONORM Estación	Tipo	Clasificación Köppen W. Köppen (Universidad de Chile, 2021) y equivalentes	Descripción
Arica y Parinacota (Arica) (-18°) "O"	Arica-Chacalluta	Weather	BWn , BW _h (Sarricolea et al., 2017)	Desértico con abundantes nubes
Tarapacá (Iquique) (-20°) "O"	Iquique/Diego Aracén	Weather/global radiation	BWn , BW _h (Sarricolea et al., 2017)	Desértico con abundantes nubes
Antofagasta (Antofagasta) (-22°) "C"	Antofagasta	Weather	BWk , BW _k (Avendaño-Vera et al., 2020)	Desértico muy frío
Atacama (Calama) (-23°) "O"	Calama/El Loa	Weather	BWn , BW _k (Donna et al., 2021)	Desértico con abundantes nubes
Atacama (Copiapó) (-27°) "C"	Copiapó- Chamónete	Weather	BWn , BS _k (Avendaño-Vera et al., 2020)	Desértico con abundantes nubes
Coquimbo (La Serena) (-29°) "O"	La Serena/La Florida	Weather/global radiation, Weather	BWn , BS _k (Avendaño-Vera et al., 2020)	Desértico con abundantes nubes
Valparaíso (Valparaíso) (-33°) "O"	Valparaíso USM.C	Weather/global radiation, Weather	BWn , BS _k (Avendaño-Vera et al., 2020)	Desértico con abundantes nubes
O'Higgins (San Fernando) (-34°) "C"	San Fernando	Defined	CSb , CS _b (Avendaño-Vera et al., 2020)	Templado húmedo con lluvias en invierno
Santiago (Santiago) (-33°) "C"	Santiago	Weather	CSb , CS _b (Donna et al., 2021)	Templado húmedo con lluvias en invierno
Maule (Curicó) (-34°) "C"	Curicó-General Fr	Weather	CSb , CS _b (Avendaño-Vera et al., 2020)	Templado húmedo con lluvias en invierno
Nuble (Chillán) (-36°) "C"	Chillán-Gral O'Higgins	Weather/global radiation	CSb , CS _b (Avendaño-Vera et al., 2020)	Templado húmedo con lluvias en invierno
Biobío (Concepción) (-37°) "O"	Concepción	Weather	CSbn 's, CS _b (Donna et al., 2021)	Templado húmedo con lluvias en invierno y cubierta por elevadas nubes
Araucanía (Temuco) (-38°) "C"	Temuco- Maquehue	Weather/global radiation	Cfb , CS _b (Donna et al., 2021)	Lluvioso cálido sin estaciones secas
Los Ríos (Valdivia) (-39°) "O"	Valdivia-Pichoy	Weather/global radiation	Cfb , Cfb (Sarricolea et al., 2017), Cfsb (Avendaño-Vera et al., 2020)	Templado cálido lluvioso sin estaciones secas
Los Ríos (Osorno) (-40°) "C"	Osorno-Canal Bajo	Weather/global radiation, Weather	Cfb , Cfsb (Avendaño-Vera et al., 2020)	Templado cálido lluvioso sin estaciones secas
Los Lagos (Puerto Montt) (-41°) "C"	Puerto Montt	Weather/global radiation, Weather	Cfbs , Cfb (Sarricolea et al., 2017)	Templado cálido lluvioso con influencia mediterránea
Aysén (Coyhaique) (-45°) "C"	Coyhaique	Weather	Cfc , Cfc (Avendaño-Vera et al., 2020)	Templado frío lluvioso sin estaciones secas
Magallanes (Punta Arenas) (-53°) "C"	Punta Arenas	Weather	BSk 's, ET (Donna et al., 2021)	Semiárido muy frío con lluvias de invierno

Nota: Weather se refiere a ciudades con datos de estaciones meteorológicas sin medición de radiación global; Weather/global radiation se refiere a ciudades con datos de estaciones meteorológicas sin medición de radiación global. En el norte, las temperaturas ambientales medias son mayores que en la zona central y sur (Stolpe and Undurraga, 2016). De oeste a este, las fluctuaciones en las temperaturas son diferentes. En las localidades cercanas al océano, las fluctuaciones son menores que las ciudades localizadas en el valle central. (Falvey and Garreaud, 2009).

En la **Fig. 25** se muestra la distribución de los datos de temperatura horaria en las 18 ciudades seleccionadas, basado en el software METEONORM. Además, se incluyen las distintas zonas de operación de los sistemas transcíticos (subcrítico, transición y transcítico). Para las ciudades ubicadas en el sur el domo se encuentra en la zona izquierda mientras que para las ciudades del norte se encuentra más a la derecha y con un mayor *peak* de temperatura. Aquellas ciudades con climas extremos presentan domos menos uniformes, tales como Santiago y Chillán. Por otra parte, pocas ciudades presentan horas en régimen transcítico, lo cual es más favorable para los sistemas que trabajan con R744. En cambio, casi todas las ciudades presentan un gran número de horas en régimen de transición.

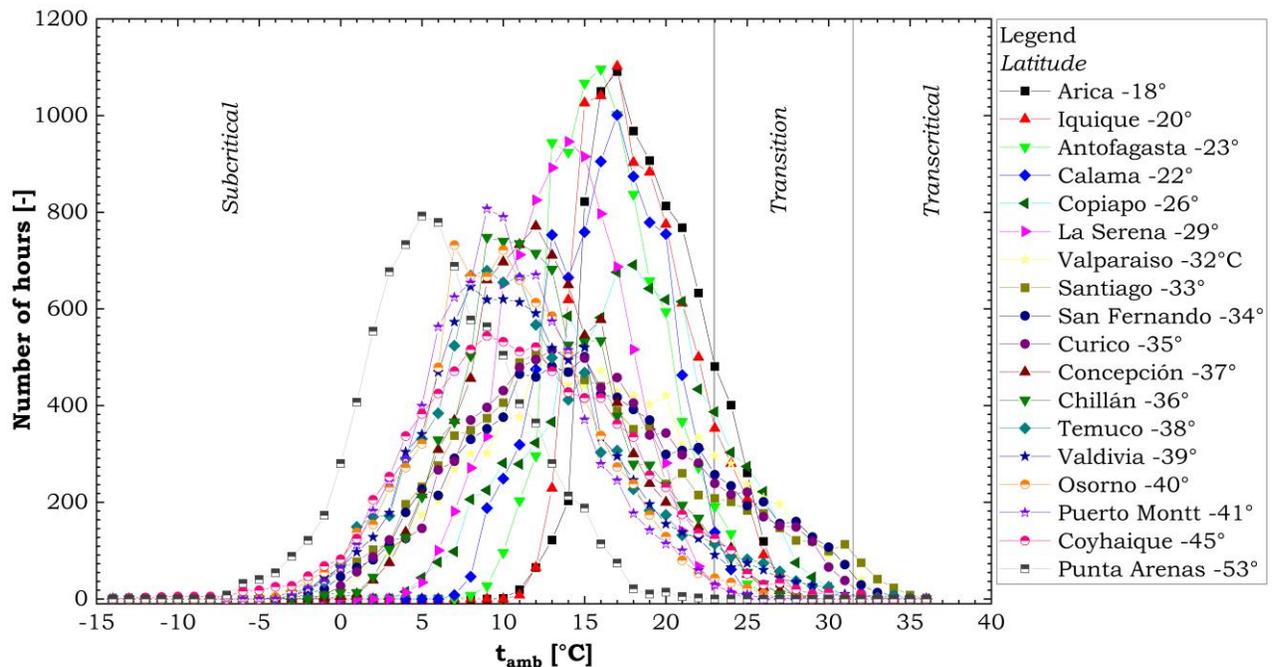


Fig. 25 Distribución horaria de las temperaturas en las 18 ciudades de Chile, basado en la fuente de datos METEONORM. Fuente: Elaboración propia.

El domo de las ciudades del sur posee magnitudes bastante superior que el domo de ciudades como Londres y Glasgow (Sarabia Escriva et al., 2022). Sin embargo, los domos de las ciudades del norte son similares a los domos de algunas ciudades de la India, como Chennai y Bangalore (Lata et al., 2021). Sevilla (España) (Peris Pérez et al., 2021) presenta domos similares al de Chillán.

3.2 Evaluación energética, ambiental y económica de los sistemas transcíticos R744 respecto al sistema DX-R404A

3.2.1 Evaluación energética

La **Fig. 26** muestra el consumo energético de cada sistema en las 18 ciudades de Chile según la clasificación Köppen. Como se observa, a menores latitudes menor es la energía consumida de todos los sistemas. El DXS puede consumir desde 584 MWh año⁻¹ en Punta Arenas hasta 821 MWh año⁻¹ en Arica. De manera relativa, la configuración DXS consume desde 3.24 a 4.56 MWh kW-inst⁻¹ (kW de capacidad de refrigeración instalada). En cuanto a los sistemas transcíticos, los BB y BP presentan consumos similares en el sur del país (500 MWh y 630 MWh, respectivamente) mientras que en la zona norte el consumo puede llegar hasta 805 MWh año⁻¹ para el BB. Asimismo, el consumo específico de los sistemas BB y BP son de 2.77 y 3.5 MWh kW-inst⁻¹ en el sur, y de 4.47 y 4.20 MWh kW-inst⁻¹ en el norte, respectivamente. En cambio, el sistema BP puede consumir, en promedio, unos 44 MWh menos que el BB. Debido a que su clima está influenciado por el océano, La Serena presenta un consumo energético mucho menor en todos los sistemas en comparación a los sitios cercanos. En La Serena, los consumos energéticos del BB y BP son similares (con diferencias del orden de 12 MWh), mientras que en las ciudades cercanas las diferencias oscilan los 32 MWh.

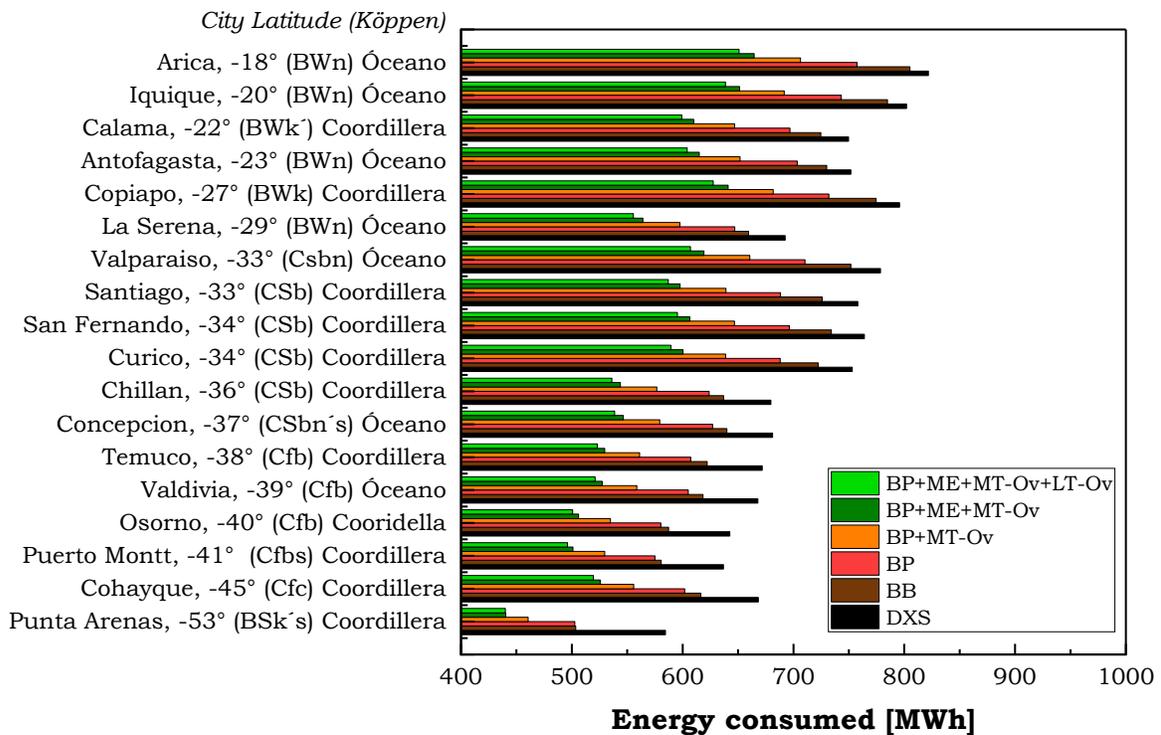


Fig. 26 Energía consumida por los seis sistemas de refrigeración en las 18 ciudades de Chile. Fuente: Elaboración propia.

De manera general, el sistema BP-MT-OV puede consumir entre unos 460 MWh en el extremo sur hasta 700 MWh en el norte, reduciendo significativamente el consumo del DXS en 15% como promedio. Asimismo, al sobrealimentar los evaporadores MT, se reduce el consumo del sistema BP (en 7%) en todas las ciudades. Tal como se espera, el uso de los ME supone mayores ahorros de energía respecto al DXS (20%). Los sistemas con ME pueden llegar a consumir apenas unos 440 MWh en Punta Arenas y 650 MWh en Arica. La inclusión del ME reduce el consumo del sistema BP+MT-Ov en 5% mientras que al sobrealimentar ambos evaporadores MT y LT, se logran reducciones de un 1%. Por ejemplo, en Copiapó el consumo es reducido de 641 a 627 MWh año⁻¹. Los resultados de la **Fig. 26** pueden ser contrastados con resultados publicados mostrados en la **Tabla 9**.

Tabla 9 Comparación de resultados de consumos energéticos

Estudio	Capacidad de instalación	Ciudad (Köppen)	Resultados
(Sun et al., 2020)	MT: 200 kW, LT: 35 kW	Guangzhou (Cfa) <i>Húmedo subtropical</i>	<u>BB</u> : 700 MWh, BP :580 MWh
		Tianjin (Dwa) <i>Continental verano caluroso</i>	<u>BB</u> : 550 MWh, BP: 470 MWh
(Tsamos et al., 2019)	MT: 100 kW, LT: 25 kW	Londres (Cfb) <i>Temperado oceánico</i>	<u>BB</u> : 565 MWh
		Chipre (CSa y BSh) <i>Mediterráneo</i>	<u>BB</u> : 696 MWh
(Gullo, 2019)	MT: 200 kW, LT: 35 kW	Sídney (Cfa) <i>Húmedo subtropical</i>	<u>DXS</u> : 523 MWh, <u>BP+MT-Ov</u> : 471 MWh, <u>BP+ME+MT-Ov+LT-Ov</u> : 362 MWh
		Rio de Janeiro (Aw) <i>Sabana tropical</i>	<u>DXS</u> : 674 MWh, <u>BP+MT-Ov</u> : 636 MWh, <u>BP+ME+MT-Ov+LT-Ov</u> : 457 MWh
		Nueva Delhi (Cfa) <i>Húmedo subtropical</i>	<u>DXS</u> : 736 MWh, <u>BP+MT-Ov</u> : 716 MWh, <u>BP+ME+MT-Ov+LT-Ov</u> : 575 MWh
		Barcelona (Csa) <i>Mediterráneo</i>	<u>BP</u> : 0% vs DXS, <u>BP+MT-Ov+LT-Ov</u> : -10% vs DXS, <u>BP+ME+MT-Ov+LT-Ov</u> : -28% vs DXS
		Sevilla (Csa) <i>Mediterráneo</i>	<u>BP</u> : 5% vs DXS, <u>BP+MT-Ov+LT-Ov</u> : -4% vs DXS, <u>BP+ME+MT-Ov+LT-Ov</u> : -25% vs DXS
		Tenerife (Csb) <i>clima templado con veranos secos y cálidos</i>	<u>BP</u> : 3% vs DXS, <u>BP+MT-Ov+LT-Ov</u> : -7.5% vs DXS, <u>BP+ME+MT-Ov+LT-Ov</u> : -32% vs DXS

De la **Fig. 27** se observa que solo los sistemas con ME y evaporadores MT sobrealimentados son capaces de alcanzar reducciones energéticas superiores a un 10% respecto al DXS en todo Chile. Este 10% representa la condición energética mínima para aceptar la hipótesis

planteada. En cambio, en Punta Arenas, los sistemas BB y BP pueden reducir el consumo del DXS en un 14%. De manera general, el sistema BB solo alcanza un 5% de reducción respecto al DXS en Chile. Con el sistema BP, se alcanzan reducciones mayores al 8% en todo el territorio. Finalmente, el sistema más avanzado presenta reducciones cercanas al 21% en la zona central de Chile.

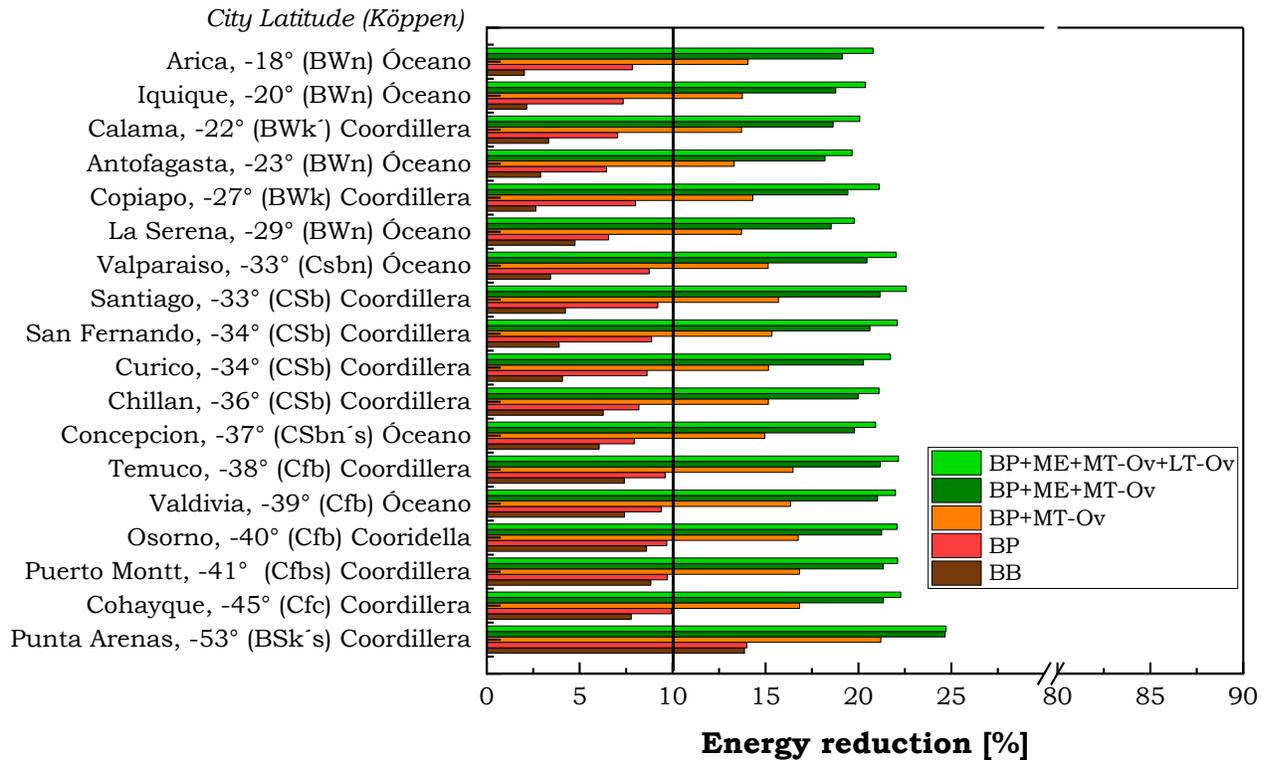


Fig. 27 Reducción de energía consumida por los sistemas transcíticos con R744 respecto al DXS en las 18 ciudades de Chile. Fuente: Elaboración propia.

Como resultado de la simulación realizada en Chile (**artículo #1**), se presenta el consumo energético mensual en seis ciudades representativas para los sistemas BB y BP (**Fig. 28**). Se aprecia el efecto estacional y de latitud en el consumo energético de cada sistema. Por ejemplo, el sistema BB puede consumir 60 MWh mes⁻¹ en Arica y Santiago, en comparación con el consumo más bajo de 43 MWh mes⁻¹ en Punta Arenas. El efecto estacional se observa si se consideran los meses de invierno de junio a agosto y de noviembre a marzo como meses de verano: en Arica, el consumo del sistema BB en verano es de 67 MWh mientras que en invierno es de 52 MWh.

De igual forma, las diferencias entre ambos sistemas resultan más relevante a mayores latitudes, donde la temperatura ambiente es mayor. En Arica y Coquimbo, la BP consume en promedio 7 y 5 MWh mes⁻¹ menos que el sistema BB, respectivamente. Más al sur, el ahorro promedio mensual es mucho menor (2 MWh en Punta Arenas). Asimismo, la energía ahorrada por el sistema BP en Arica en invierno es 3 MWh menor que en verano. En esta figura se

observa la implicancia del clima de Santiago, ubicado entre dos valles y con temperaturas extremas en las estaciones. El consumo del BB en verano es de 66 MWh, siendo similar e incluso mayor al consumo en verano en Arica (67 MWh) y Coquimbo (54 MWh), respectivamente.

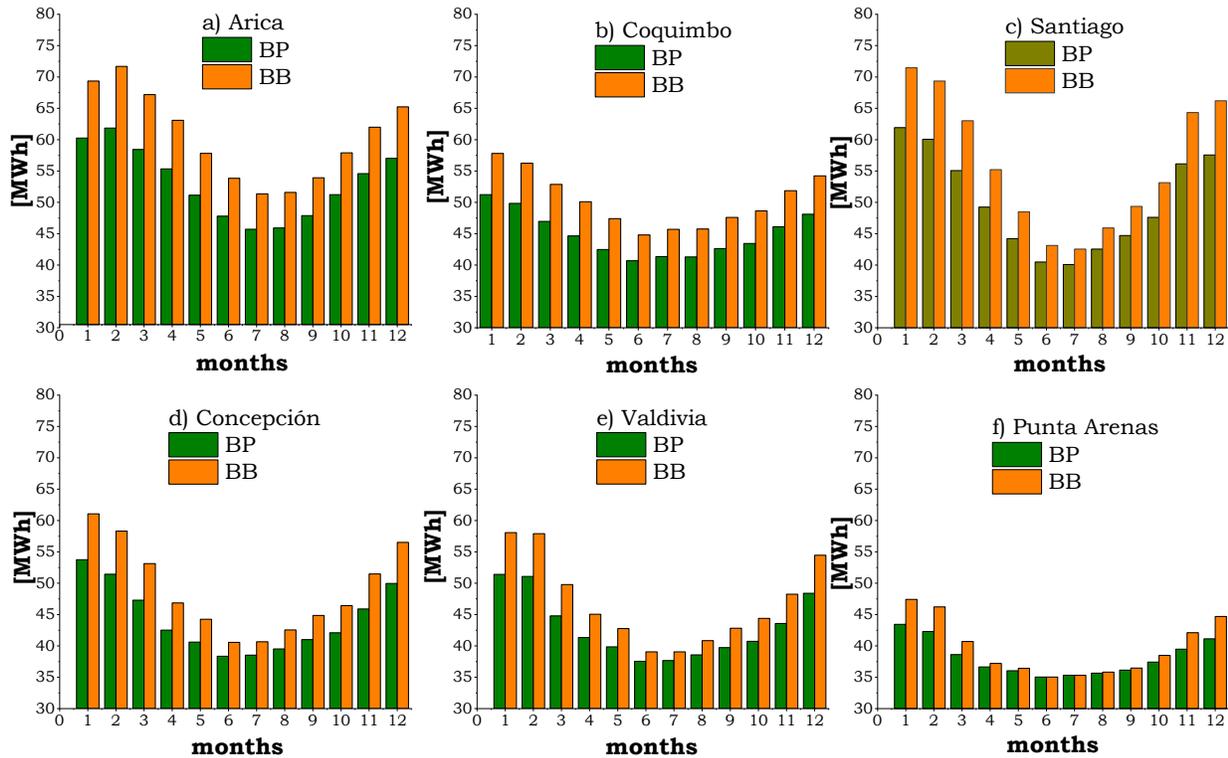


Fig. 28 Consumo energético mensual para los sistemas BP y BB en: a) Arica, b) Coquimbo, c) Santiago de Chile, d) Concepción, e) Valdivia y f) Punta Arenas. Fuente: Elaboración propia.

El análisis mensual de la **Fig. 28** es comparado con lo publicado por Mitsopoulos et al. (2019). En su estudio, ellos evalúan sistemas transcíticos de menores capacidades (35 kW-LT y 60 kW-MT) para un área de venta de 1,866 m² en Atenas (Csa: Clima mediterráneo), obteniendo consumos mensuales entre 8 y 20 MWh, para los sistemas DXS, BB y BP.

3.3.2 Evaluación ambiental

La evaluación ambiental fue analizada a través de la metodología TEWI, la cual es también presentada en el **Artículo #2**. Dicha metodología es representada por la Ec. 70.

$$TEWI = (GWP \cdot M_{leakage} \cdot n) + GWP \cdot M_{charge} \cdot (1 - \omega) + E \cdot \beta \cdot n \quad (70)$$

Los valores usados en dicha ecuación son presentados en la **Tabla 10**. En Concepción, el sistema BB reduce las emisiones directas del DXS desde 25,270 a 2.19 tCO₂ eq, mientras que

las emisiones indirectas aumentan de 4,185 a 4,520 tCO₂ eq. Las emisiones totales de los seis sistemas se muestran en la **Fig. 29** para todas las ciudades. Como se espera, el DXS emite cerca de 32,419 tCO₂ eq año⁻¹ en la zona norte mientras que en la zona sur unas 30,706 tCO₂ eq año⁻¹. Dentro de las ciudades del norte, La Serena presenta el clima con las temperaturas más bajas debido a su clima es influenciado por el océano, lo cual la convierte en una ubicación con bajo impacto ambiental si la comparamos con las demás ciudades. Con el BB se pueden reducir las emisiones totales del sistema convencional hasta 5,539 tCO₂ eq año⁻¹ en el sur (Concepción a Punta Arenas) y 6,944 tCO₂ eq año⁻¹ en la zona norte (La Serena a Arica). En Santiago, el sistema BP emite unas 6,403 tCO₂ eq año⁻¹ mientras que con el BP+MT-Ov se emiten unas 5,945 tCO₂ eq año⁻¹. Los sistemas con ME y evaporadores sobrealimentados permiten mayores reducciones (5,560 tCO₂ eq año⁻¹ y 5,461 tCO₂ eq año⁻¹ respectivamente).

Tabla 10 *Parámetros de la metodológica TEWI*

Variable	Valor	Referencias
GWP (kgCO ₂ eq kg refrigerante ⁻¹)	R744=1 ⁽¹⁾ , R404A=3922 ⁽²⁾	(Y. Wang et al., 2019) ⁽¹⁾ (Ceglia et al., 2021) ⁽²⁾
M_{charge} (kg kW ⁻¹)	<u>DXS</u> : 2kg kW ⁻¹ en LT y 4kg kW ⁻¹ en MT, 1591 kg. <u>R744</u> : 3kg kW ⁻¹ en LT y MT, 540 kg.	(Cui et al., 2020)
n, vida útil (años)	20	(Cui et al., 2020)
$M_{leakage}$ (% años ⁻¹)	15	(Gullo et al., 2016; Islam et al., 2017; Y. Wang et al., 2019)
ω , factor de reciclaje (%)	95	(Gullo et al., 2016)
β , factor de emisión regional por electricidad en Chile (kgCO ₂ eq kWh ⁻¹)	0.465	(Sistema Eléctrico Nacional, 2019)

Por otra parte, se concluye que el uso de las configuraciones más avanzadas es efectivo en la reducción del impacto ambiental. Por ejemplo, en Concepción, el sistema BP presenta emisiones similares (5,953 tCO₂ eq año⁻¹) al sistema más avanzado en Arica (6,056 tCO₂ eq año⁻¹). Al presentar estas emisiones de manera relativa a la capacidad de refrigeración instalada, se tiene que el sistema BB emite unas 42, 38 y 26 tCO₂eq kW⁻¹ de capacidad en Arica, Santiago y Punta Arenas, respectivamente. Por otra parte, el sistema más avanzado puede emite unas 34, 30 y 23 tCO₂eq kW-inst⁻¹, respectivamente.

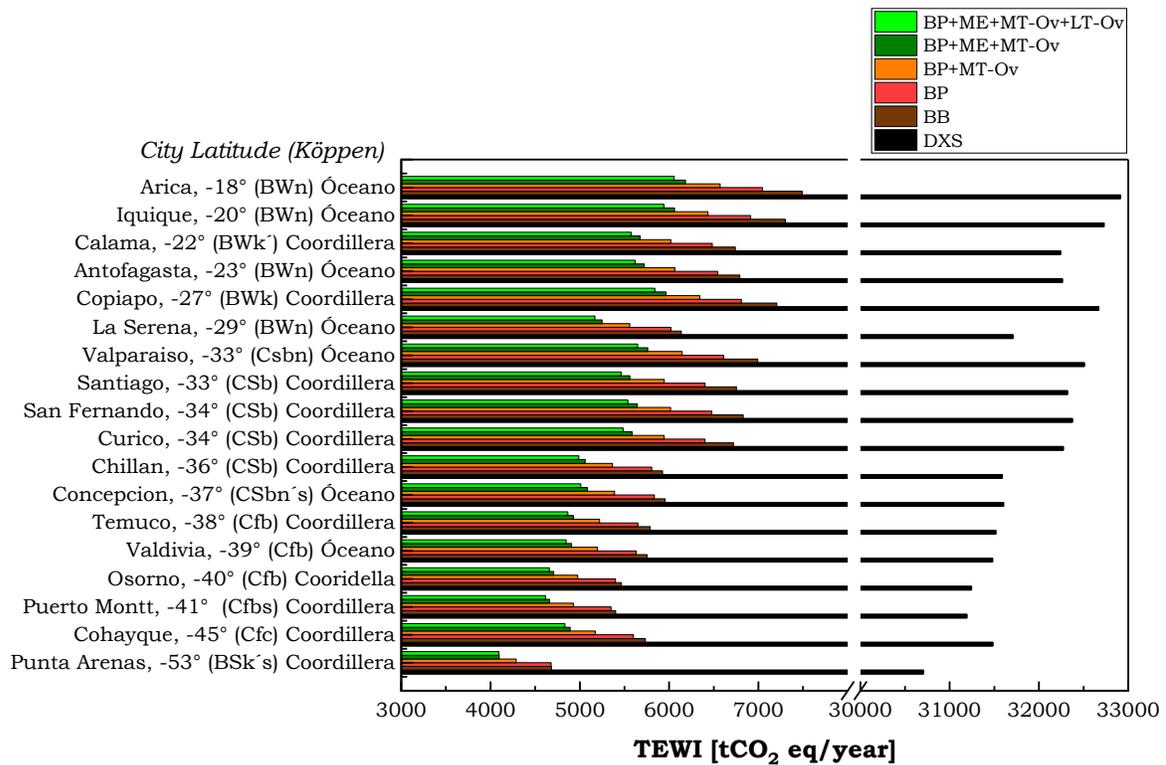


Fig. 29 Emisiones TEWI de cada sistema en Chile. Fuente: Elaboración propia.

Gullo (2019) estima las TEWI de un DXS en Sídney, Rio de Janeiro y Nueva Delhi, obteniendo valores de 43, 21 y 70 tCO₂ eq kW⁻¹ de capacidad, respectivamente. Estos valores son inferiores a los presentados en Chile dada las condiciones climáticas de las regiones evaluadas (DXS: 183, 180 y 171 tCO₂ eq kW⁻¹ de capacidad en Arica, Santiago y Punta Arenas) y por el hecho que son estimados a partir de modelos simples. Por otra parte, Gullo determina que el uso de una configuración BP+MT-Ov reduce las emisiones hasta 23, 3 y 51 tCO₂ eq kW⁻¹ de capacidad, respectivamente en las ciudades mencionadas. Tal como se muestra en la **Fig. 30**, todos los sistemas transcíticos son capaces de reducir las emisiones TEWI del DXS en más de un 35%, mínimo valor para aceptar las soluciones transcíticas considerando la dimensión ambiental. Desde Arica hasta La Serena, los sistemas BB generan reducciones cercanas al 77% mientras que los sistemas con ME pueden llegar al 86%. Por otra parte, el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov reduce las emisiones totales hasta en un 86% en Punta Arenas y un 81% en Arica. Estas reducciones son confirmadas con lo reportado por Gullo (2019). En su caso, Gullo (2019) obtiene reducciones entre 60% y 90% para el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov respecto al DXS.

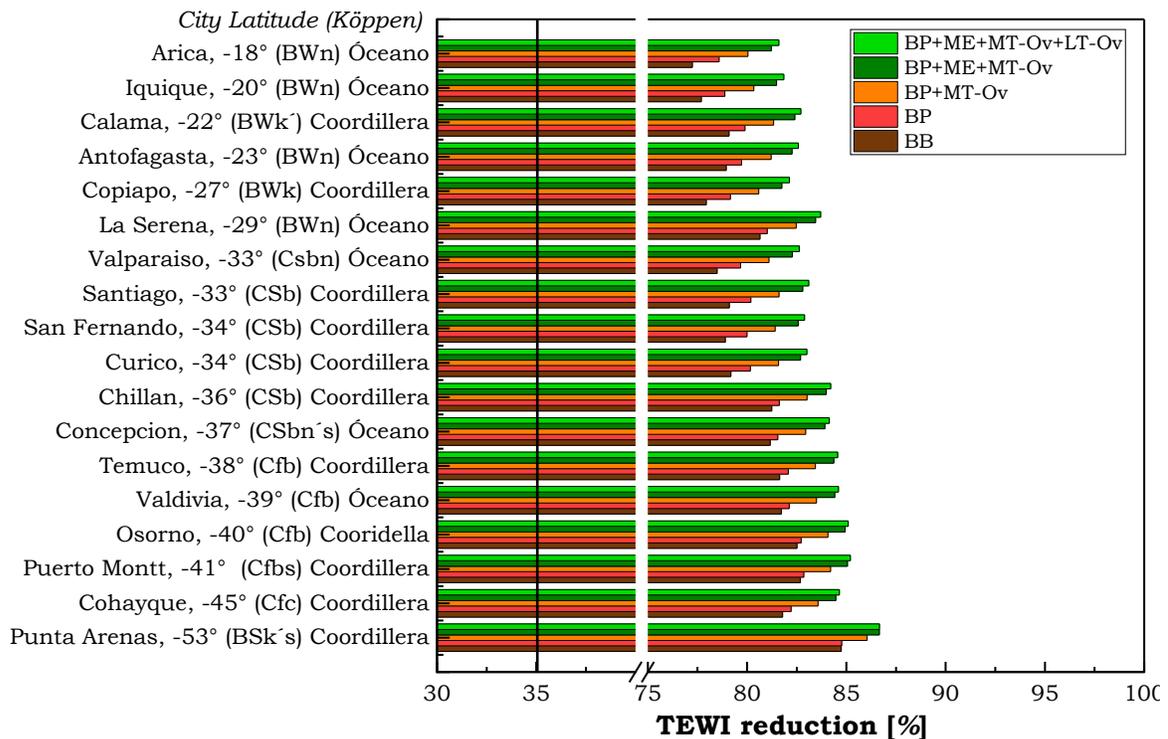


Fig. 30 Reducción de emisiones totales por cada sistema transcrítico respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.

3.2.3 Evaluación económica

El perfil económico de cada sistema de refrigeración es estudiado mediante un flujo de caja, considerando las siguientes variables de desempeño económico: Valor actual neto (NPV), Periodo de recuperación (PP), Tasa Interna de retorno (IRR) y Tasa de rendimiento de inversión (ARR), por sus siglas en inglés. Este análisis fue basado en los costos económicos de cada sistema considerando los precios de fabricantes y la cantidad de componentes empleados en cada configuración. Se determinan los precios de adquisición de cada componente, luego se incluyen los costos de operación, mantenimiento y ambientales. Es importante aclarar los siguientes puntos sobre la lógica detrás de este análisis:

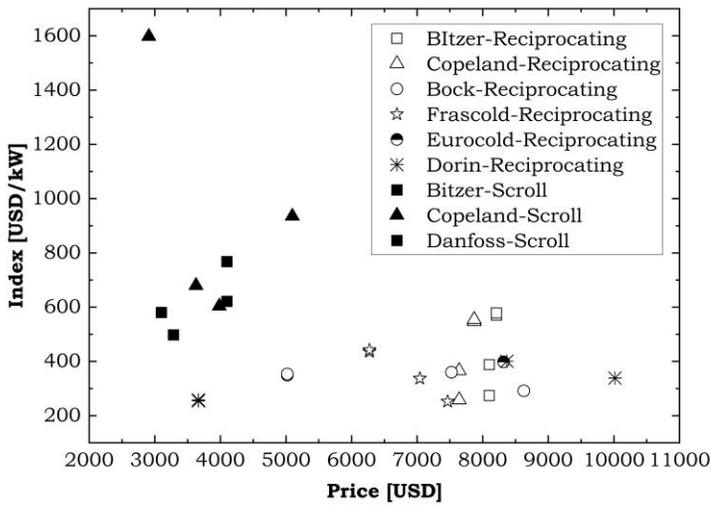
- El flujo de caja de cada sistema transcrítico **considera inicialmente el costo de adquisición de cada sistema**, y no la diferencia con respecto al costo de adquisición del DXS. Esto supone la condición más desfavorable, ya que, si se considera la diferencia de inversión entre sistemas, la inversión inicial sería mucho menor. Este supuesto considera que los sistemas convencionales están más que depreciados y no tienen valor comercial significativo.
- Los costos evitados o **ahorros** por concepto de carga inicial de refrigerante y los costos evitados por concepto de instalación de refrigeración y de electricidad se consideraron

como gastos de inversión iniciales. Estos fueron estimados con la diferencia entre cada sistema transcrito y el DXS.

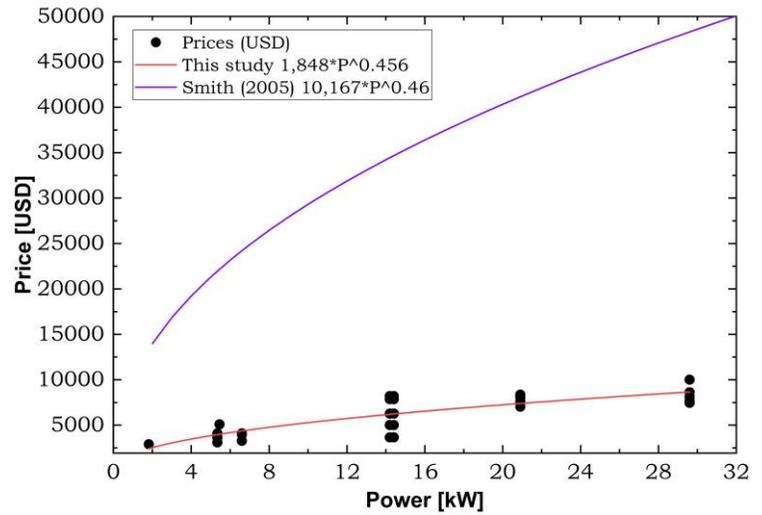
- Los costos evitados por concepto de fuga de emisiones y TEWI entre cada sistema transcrito y el DXS se consideraron **como ingresos**.
- Como **gastos anuales**, se consideraron: las diferencias de los costos por concepto de amortización, las diferencias de gastos operaciones por la energía consumida entre cada sistema transcrito y el DXS, y las diferencias de los costos de mantención.
- De manera análoga a un proyecto que genere ganancias, **las ganancias de cada sistema** fueron determinadas a partir de la diferencia entre los ingresos y los gastos anuales.
- Al final de la vida útil, se consideraron los **costos de decomiso** de cada sistema.

La **Fig. 31a** muestra un índice que refleja el precio en USD por cada kW de potencia eléctrica nominal, para compresores a pistón y scroll, construido a partir de los datos extraídos de fabricantes. A diferencia de lo estudiado en la literatura, en este análisis se considera la diferencia de precios entre los compresores a pistón y scroll. En la literatura, los precios calculados para los compresores son muy elevados en comparación con los precios reportados por fabricantes. Muchos autores (Abdulwahid et al., 2022; Cui et al., 2020; Lata et al., 2021) emplean la ecuación presentada en la **Fig. 31b** (Smith, 2005), creada para compresores utilizados en la industria petroquímica y con potencias eléctricas mayores (250 kW a 10,000 kW) a las de los compresores estudiados en esta investigación (~30 kW). En la **Fig. 31b** se demuestra que, a mayores kW de potencia nominal, aumenta el precio de los compresores. En dicha figura se presenta la correlación resultante de los precios reales empleados en esta investigación y la correlación de la literatura, demostrando la sobreestimación de precios por la correlación de la literatura. Si bien la correlación propuesta no es usada en nuestra investigación, puede ser empleada para estimar los costos reales de los compresores scroll y a pistón según la potencia indicada.

Los costos de adquisición de cada sistema son conformados con el promedio de los costos presentados en la **Tabla B.18**. En los costos de adquisición, se consideraron los costos aduanales, así como los costos de transportación desde Europa/EEUU hasta Chile, considerados en un total de un 50% de los costos de adquisición. En el análisis de costos, se incluyó además las distancias de tuberías en instalaciones de sistemas de refrigeración según (Daikin, 2020). Para ello, se estiman en total 115 metros de tuberías, de acuerdo con las restricciones y consideraciones de las distancias entre equipos. Con esto se llega a un total de 23,373 USD, lo cual es confirmado por Wang et al. (2019), donde reporta valores de 25,000 USD, para un sistema con un demanda de 85.7 kW y 22.29 kW en los evaporadores MT y LT, respectivamente.



(a)



(b)

Fig. 31 a) Índice de precio por kW para compresores a pistón y scroll de varios fabricantes y b) Precio de compresores (correlación de la literatura y correlación propuesta) vs. Potencia nominal. Fuente: Elaboración propia.

Los costos anualizados de cada componente se determinaron con la expresión 71, dependiendo del número de horas de operación del componente (N), el factor de recuperación de capital (CRF), el factor de mantenimiento (φ) y el costo del componente (Z_k).

$$\dot{Z} = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \varphi}{N} \quad (71)$$

El CRF fue calculado con la expresión 72, empleando la tasa de interés o tasa de descuento anual (i) y la vida útil de cada sistema (n).

$$CRF = \frac{i \cdot (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (72)$$

Luego, se determinó el factor de recuperación de capital anualizado ($CRFL$) mediante la expresión 73, que considera además la razón de escalamiento anual (k), la cual es calculada con la expresión 74, y a su vez, esta depende de la tasa nominal de escalamiento anual (r).

$$CRFL = \frac{k \cdot (1 - k)^n}{1 - k} \cdot CRF \quad (73)$$

$$k = \frac{1 + r}{1 + i} \quad (74)$$

Los resultados para estas variables económicas son mostrados en la **Tabla 11**. Para anualizar todos los costos, se multiplicó cada costo total por el factor $CRFL$.

Tabla 11 *Variables económicos*

Variable	Valor	Referencia
CRF (-)	10	(Cui et al., 2020)
$CRFL$ (-)	14.67	(Cui et al., 2020)
k	0.32	(Cui et al., 2020)
i (%)	10	(Cui et al., 2020; Luo and Zou, 2019; Sanaye et al., 2019)
r (%)	2.5	(Cui et al., 2020; Fazelpour and Morosuk, 2014)
n (años)	20	(Khanmohammadi et al., 2018; Z. Wang et al., 2019)
φ (-), Factor de mantención	1.06	(Keshtkar, 2019; Khanmohammadi et al., 2018; Miran et al., 2019)
N (horas) Número de horas de operación anual	8,000	(Keshtkar, 2019; Khanmohammadi et al., 2018)
M (kg)	8	
Costos de instalación	15 % Inversión	(Fazelpour and Morosuk, 2014; Gullo et al., 2015)
Costos de mantención	1 % Inversión	(Cui et al., 2020)

Los costos de operación correspondientes al consumo energético de cada sistema se calcularon mediante el producto de la energía consumida y el valor de la energía, basado en los datos publicados de CNE (Ministerio de Economía, 2022). Se utilizó la tarifa eléctrica AT4.3, correspondiente a la tarifa aplicada a los supermercados en Chile. En este caso, se tomó como referencia, la tarifa en Concepción, ya que no difiere significativamente del resto del país. Con ello, se tiene un costo de la energía de 132.29 \$CLP kWh⁻¹. Para el análisis se usó el USD como moneda, por lo que el costo de energía es de 0.16 USD kWh⁻¹.

Los costos por carga inicial de refrigerante fueron estimados como el producto del costo de cada refrigerante y la diferencia de la carga inicial entre cada sistema transcrito y el DXS. La carga de refrigerante inicial es extraída de la **Tabla 10**. En el análisis económico, se consideró un costo de R404A de 6.80 USD lb⁻¹ (Frio Service, 2023), mientras que para el R744 el costo es de 1 USD lb⁻¹ (Hillphoenix, 2014). Estos precios coinciden con los presentados por otros reportes (Engineers, 2022), donde señalan que el costo del R744 y del R404A oscilan entre 1 a 2 USD lb⁻¹ y 5 a 14 USD lb⁻¹, respectivamente. Además, se consideraron los costos ambientales evitados por el uso de R744 respecto al R404A, mediante las emisiones iniciales evitadas y las TEWI evitadas, multiplicadas por el costo anual de penalización de emisiones de CO₂ (23,926 \$CPL ton-CO₂⁻¹), según el Ministerio de Desarrollo Social y Familia, (2021). Finalmente, los resultados de esta sección son mostrados en la **Tabla 12**.

Adicionalmente, se analizaron los costos de instalación de refrigeración y costos eléctricos (Hillphoenix, 2014). Según Hillphoenix, un sistema DX de 58 kW y 190 kW de capacidad de refrigeración en LT y MT, respectivamente, tiene un costo 870,600 USD mientras que un sistema BB 1,015,235 USD. De estos, el 49% de los costos iniciales del DXS se atribuye a los costos de instalación del sistema de refrigeración y de instalación eléctrica, mientras que para un BB este valor es de un 34%. Estos porcentajes fueron aplicados a cada sistema para estimar los costos de instalación del sistema de refrigeración y de instalación eléctrica (**Tabla 13**). Otros autores (Y. Wang et al., 2019) han estimado los costos de otros sistemas de refrigeración de supermercados con capacidades inferiores (32 kW-MT y 18 kW-LT) obteniendo valores menores (DXS-R22: 169,000 USD) que los utilizados en este trabajo.

Tabla 12 Costos iniciales de refrigerantes y costos por emisiones

Sistema	Carga inicial (lb)	Costos Carga inicial (USD)	Costos ahorrados carga inicial (USD)	Fugas carga inicial (tCO ₂)	Fuga de emisiones evitadas (tCO ₂ año ⁻¹)	TEWI evitadas (tCO ₂ año ⁻¹)	Costos de penalidad evitados por fugas (USD año ⁻¹)	TEWI (tCO ₂ eq)	Costos de fugas y penalidad (USD)	Costos de fugas y penalidad por capacidad instalada (USD kW-inst ⁻¹)
DXS-R404A	3,500	\$23,802		6.3636				31,605	\$907,602	\$5,042
BB	1,188	\$1,188	\$22,614	2.1600	4.203	1,283	\$36,945	5,954	\$170,997	\$950
BP	1,188	\$1,188	\$22,614	2.1600	4.203	1,289	\$37,117	5,834	\$167,564	\$931
BP+MT-Ov	1,188	\$1,188	\$22,614	2.1600	4.203	1,311	\$37,755	5,390	\$154,802	\$860
BP+ME+MT-Ov	1,188	\$1,188	\$22,614	2.1600	4.203	1,326	\$38,193	5,084	\$146,031	\$811
BP+ME+LT+MT-Ov	1,188	\$1,188	\$22,614	2.1600	4.203	1,330	\$38,298	5,011	\$143,943	\$800

Finalmente, se determinaron los costos totales y anuales de cada sistema. Los resultados para la ciudad de Concepción se muestran en la **Tabla 13**. Con ello, se puede determinar el flujo de caja, mostrado en la **Tabla 14**. Si bien el análisis de flujo de caja es aplicado a cada ciudad, se muestra solamente el flujo de caja del sistema BB respecto al DXS para la ciudad de Concepción hasta el año 2. Dado lo anterior, no se muestran los gastos de decomiso en el último año (20).

Tabla 13 Costos totales de adquisición para los sistemas estudiados en la ciudad de Concepción

Sistema	Costos de adquisición (USD)	Δ Costos Refrig + Instalación (USD)	Costos de operación (USD año ⁻¹)	Costos de mtto (USD año ⁻¹)	Costos de penalización de CO ₂ (USD año ⁻¹)	Costos iniciales de adquisición (USD año ⁻¹)	Costos de decomiso (USD año ⁻¹)	Costo de ciclo de vida LCC (Δ) (USD año ⁻¹)	Costo LCC por capacidad instalada (USD kW-inst ⁻¹ año ⁻¹)
DXS-R404A	\$334,045		\$295,016	\$ 9,799	\$133,115	\$ 52,195	\$ 2,450	\$492,574	\$2,737
BB	\$365,331	\$39,072	\$277,158	\$ 0,716	\$25,080	\$ 49,155	\$ 2,679	\$364,788	\$2,027
BP	\$325,405	\$52,736	\$271,589	\$ 9,545	\$24,576	\$ 43,796	\$ 2,386	\$351,893	\$1,955
BP+MT-Ov	\$326,645	\$52,312	\$250,889	\$ 9,582	\$22,704	\$ 43,962	\$ 2,395	\$329,533	\$1,831
BP+ME+MT-Ov	\$362,519	\$40,035	\$236,662	\$ 10,634	\$21,418	\$ 48,777	\$ 2,658	\$320,150	\$1,779
BP+ME+LT+MT-Ov	\$337,988	\$48,430	\$233,275	\$ 9,914	\$21,112	\$ 45,485	\$ 2,479	\$312,265	\$1,735

Tabla 14 Flujo de caja para el sistema BB vs. DXS en la ciudad de Concepción

Ítems	Año 0	Año 1	Año 2
Inversión inicial (USD)	\$ 521,949		
Ingreso por costos evitables por carga inicial de refrigerante (USD)	\$ -22,614		
Ingreso por ahorros de costos de instalación del sistema de refrigeración y de instalación eléctrica (USD)	\$ -39,072		
Ingresos por costos evitables por fugas y TEWI (USD/año)		\$ 36,945	\$ 36,945
Ingresos totales (USD/año)		\$ 36,945	\$ 36,945
Δ. Amortización (USD/año)		\$ 1,520	\$ 1,520
Δ. Costos operación (USD/año)		\$ -6,088	\$ -6,088
Δ. Costos mantención (USD/año)		\$ 304	\$ 304
Δ. Costos de decomiso (USD)			
Costos totales (USD/año)		\$ -4,264	\$ -4,264
Ganancias de operación (USD/año)		\$ 41,209	\$ 41,209
Flujo de caja (USD/año)	\$ -460,262	\$ -419,054	\$ -377,845

De cada flujo de caja, se obtienen las variables de desempeño económico. Con la Ecuación 75 se determinó el NPV o VAN, donde valores positivos y mayor que 0, indican la aceptación de la implementación del sistema. Además, entre los sistemas con valores positivos se prefiere el de mayor NPV. C_i es el flujo de caja generado por año, r es la tasa de inflación y n el número de años.

$$NPV = \sum \frac{C_i}{(1+r)^n} - ICC \quad (75)$$

Con la Ec. 76, se determinó el indicador NPV específico, en relación a la capacidad de refrigeración instalada (USD kW-inst⁻¹).

$$NPV_{esp} = \frac{NPV}{\dot{Q}_{total}} \quad (76)$$

Por otra parte, se estimó el PP (Ecuación 77), definido como el tiempo necesario para recuperar la inversión considerando la vida útil del sistema. Esta fue empleada para la comparación económica entre las soluciones con R744.

$$PP = \frac{ICC}{C_i} \quad (77)$$

La IRR, expresada por la Ecuación 78, representa la tasa de interés o de rentabilidad de la inversión.

$$IRR = \sum_{n=0}^n \frac{C_i}{(1+r)^n} \quad (78)$$

Finalmente, se definió la ARR en la Ecuación 79, como la razón entre los ingresos netos medios sobre la inversión media, donde D es la depreciación de cada sistema.

$$ARR = \frac{C_i - D}{CC} \quad (79)$$

La **Fig. 32** muestra el NPV en Chile para todos los sistemas evaluados. Se observa que en Chile los sistemas BB y BP no son económicamente factibles si los comparamos con el DXS. Entre estos, el sistema BB presenta el peor desempeño económico, por lo que se recomienda desarrollar futuros estudios de factibilidad del BP con otras mejoras (subenfriamiento mecánico, cambio de parámetros), específicamente en Punta Arenas donde el NPV es -5,000 USD kW-inst¹. En cambio, solo las configuraciones BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-OV son económicamente factibles respecto al DXS en Chile.

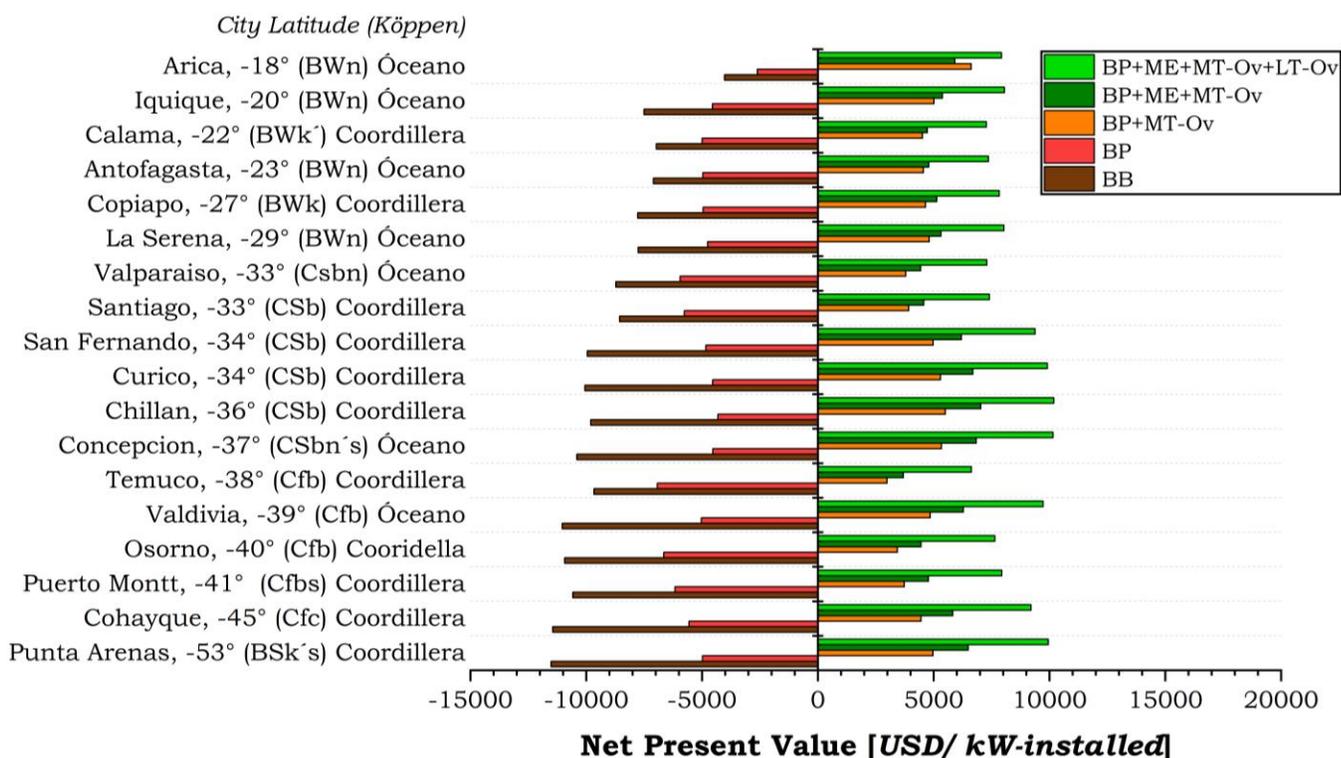


Fig. 32 Valor Actual Neto NPV por capacidad de refrigeración instalada (180 kW) para los sistemas transcíticos respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.

Estos resultados consideran que se debe adquirir cada sistema con R744 sin contar con la venta del DXS, y las ganancias son representadas por las diferencias entre cada uno de los sistemas con R744 y el DXS. Como promedio en Chile, el empleo del sistema con ME (985,435 USD o 5,474 USD kW-inst¹) no aumenta considerablemente el NPV respecto al sistema con evaporadores MT sobrealimentados (834,336 USD o 4,635 USD kW-inst¹). Sin embargo, al

emplear los ME y ambos evaporadores sobrealimentados, es posible aumentar significativamente el valor recuperado hasta 1,500,000 USD o 8,439 USD kW-inst¹.

Con el fin de demostrar la factibilidad de la implementación de estas tecnologías en Chile, la **Fig. 33** muestra el período de recuperación de la inversión de cada sistema transcrito respectivamente al uso del DXS. El PP del sistema BB puede ser de 10 años en el sur y de 12 años en el norte. Mejores resultados se obtienen con el sistema BP, donde el tiempo de recuperación se reduce a 10 en el norte del país. Por otra parte, con el BP+MT-Ov y el BP+ME+MT-Ov la inversión se puede recuperar en 7.4 años, mientras que solo el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov presenta PP menores a 6.7 años.

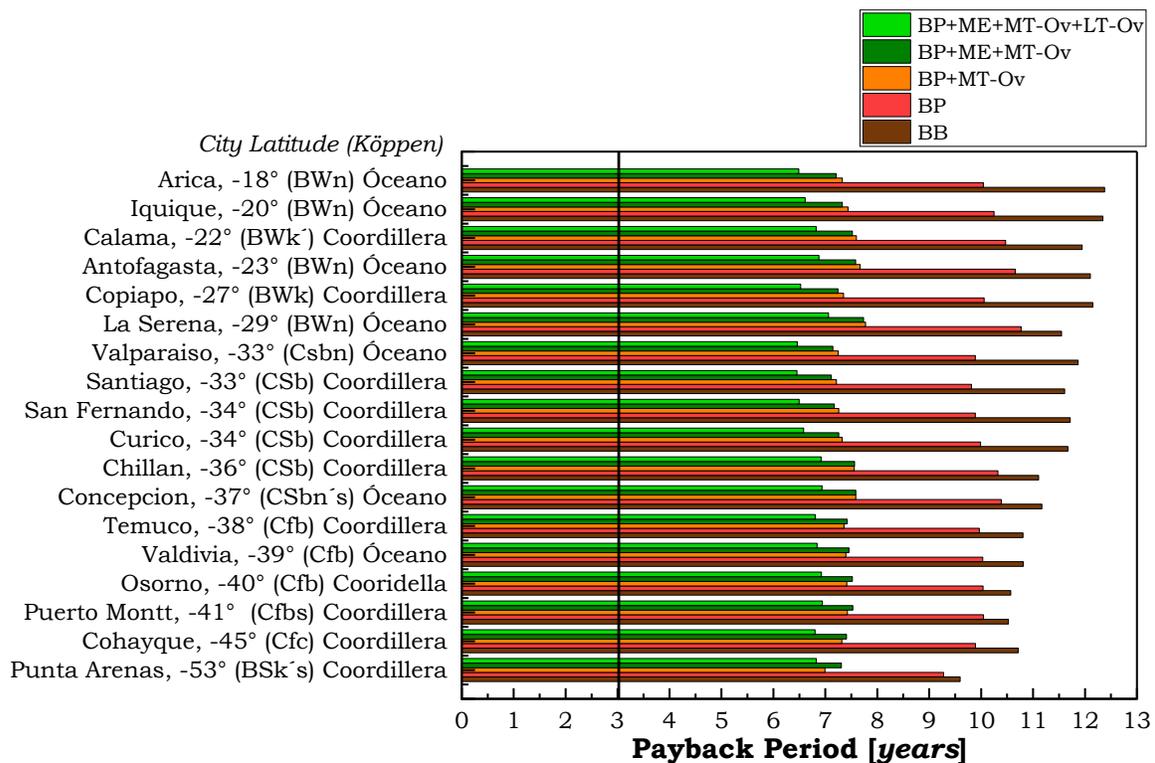


Fig. 33 Período de Recuperación PP de la inversión de los sistemas transcritos respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.

En ninguna ciudad de Chile es posible obtener un sistema con R744 con un período de recuperación de la inversión inferior a 3 años. Sin embargo, este análisis es el menos favorable para los sistemas con R744. En la literatura se reportan PP de 6 y 7 años para las configuraciones con R744 (Gullo et al., 2019b). No obstante, si consideramos estos valores como referencia, solo los sistemas BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov presentan PP menores, entre 7 y 8 años en todas las ciudades, lo cual es un resultado adecuado considerando el tiempo de vida útil de 20 años de estos sistemas.

Por otra parte, Madsen y Kriezi (2018) indican que se pueden obtener PP menores a 3 años usando sistemas BP en supermercados con capacidades de 75 kW para ciudades con temperaturas anuales promedio de 15°C, tales como Atenas. El domo de la distribución de temperatura en Atenas (Sooben et al., 2019) es sumamente diferente a los domos de las ciudades chilenas. El domo de Atenas tiene como máximo un número de 600 horas a una temperatura de 20°C; además, las temperaturas entre 10 y 20°C presentan una frecuencia de 400 horas. Por otra parte, la capacidad de refrigeración es un factor relevante en el consumo energético y, por tanto, impacta significativamente los resultados económicos. Otros investigadores estimaron el PP de varios sistemas transcíticos respecto al DXS-R404A en China (Cui et al., 2020), donde las ciudades evaluadas presentan domos muy inferiores a los domos en Chile. Ellos determinaron que el BB, BP y BP con subenfriamiento mecánico presentan un PP de 6 años en Harbin. Por otra parte, en Beijing donde el domo es plano con frecuencia de horas menores a 200 horas, el sistema BP con subenfriamiento mecánico presenta PP de 11 años. Esto ratifica que los resultados obtenidos están en el rango de lo reportado en la literatura.

Purohit et al. (2017) estima que el PP de un sistema BP+LT-Ov puede encontrarse entre 5 y 8 años, dependiendo del rendimiento del expansor, usado a la salida del gas cooler como elemento de recuperación de energía. Ellos concluyen que a mayores rendimientos y menores costos de tarifa eléctrica, mayor es el período de recuperación. Otros autores han obtenido PP de 5 años para sistemas BB enfriados con agua (Efstratiadi et al., 2019). Otros investigadores (Dai et al., 2020b) estiman PP de 8 años para sistemas transcíticos reversibles. Uno de los autores más relevantes en la literatura (Gullo et al., 2019b) recopiló información respecto al PP, y señala que para capacidades de 150 kW, el uso de eyectores de vapor con compresión paralela se puede recuperar entre 13.5, 8.5 y 5 años para temperaturas promedio anuales de 0, 5 y 10°C, respecto a un sistema BB, respectivamente. En un estudio técnico-económico de un sistema BB, Escrivá et al. (2022) obtienen un PP de 16 y 18 años, el cual es reducido a 10 y 11 años al incluir el precio de emisiones de carbón. Esto confirma que considerar un PP de 7 años como nuevo criterio de selección es un supuesto adecuado.

La **Fig. 34** muestra la Tasa Interna de Retorno de cada sistema transcítico respecto al DXS. Esta se interpreta como la medida relativa de la rentabilidad de cada sistema como proyecto. Según varios autores, un proyecto se acepta si el IRR es mayor que la mínima tasa de retorno aceptable (Liu et al., 2018). Si el IRR es menor a la tasa de descuento del proyecto (Dai et al., 2020a), entonces se debe rechazar el proyecto; mientras que si es superior, se acepta la inversión. Consecuentemente, cuanto mayor sea dicha tasa, mejor será el proyecto. Esto representa el porcentaje de retorno esperado por cada sistema. En otras palabras, es la razón a la cual el *NPV* es cero.

Si consideramos una tasa de descuento esperada del 10%, se deben rechazar todos los sistemas transcíticos con la excepción del BP+ME+MT-Ov+LT-Ov en las ciudades de Curicó, San Fernando, Santiago, Valparaíso, Copiapó, Iquique y Arica. Por otra parte, si se considera una tasa de descuento de un 6% (Ministerio de Desarrollo Social y Familia, 2021), se rechazan

los sistemas BB y el BP en todas las ciudades, mientras que los sistemas BP+MT-OV, BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-OV resultan las alternativas rentables para sustituir al DXS. En este caso, el sistema más rentable para todas las localidades es el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-OV con un IRR entre 8% y 11%. En Chile, las mayores tasas de rentabilidad se obtienen en la zona central y norte con los sistemas con ME y evaporadores sobrealimentados.

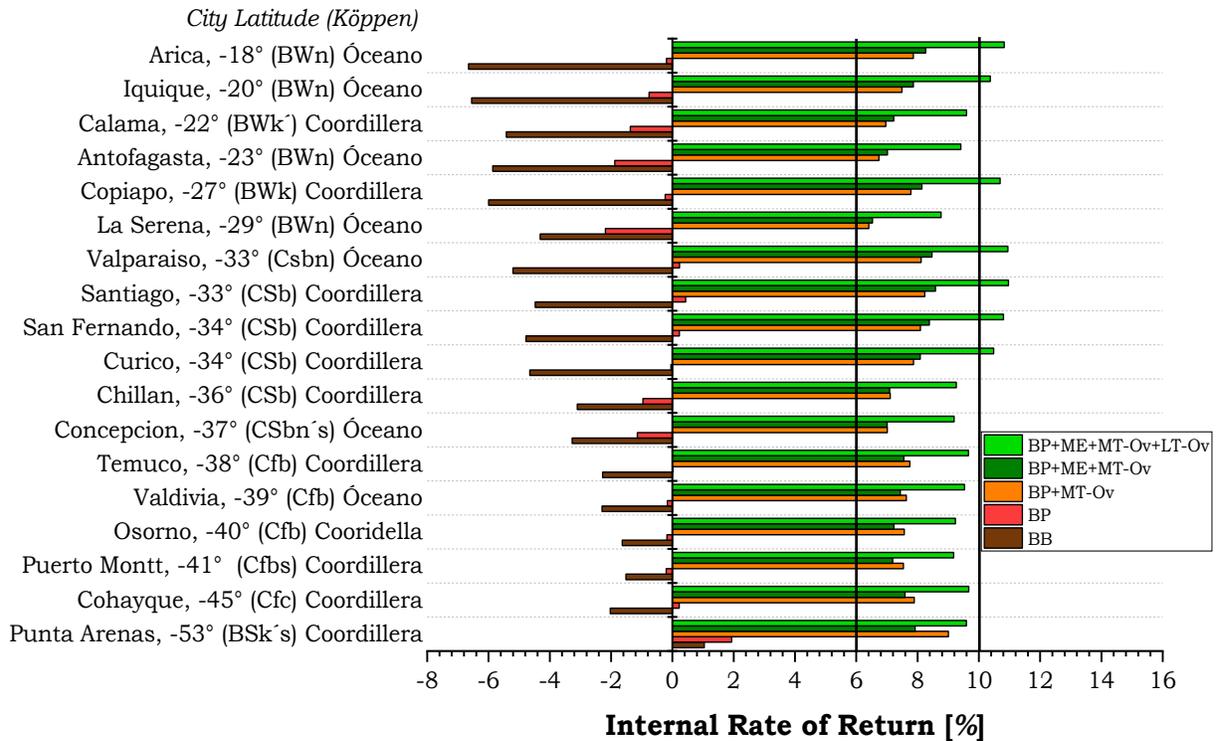


Fig. 34 Tasa Interna de Retorno IRR de cada sistema transcrito respecto al DXS en Chile.
Fuente: Elaboración propia.

En la **Fig. 35** se muestra la ARR, que refleja el porcentaje de la tasa de retorno esperada por cada sistema en comparación a la inversión inicial. A mayor ARR, mejor es la solución. Esta variable no considera el valor del dinero en el tiempo, por lo que compara con un margen de beneficio mínimo. En todas las ciudades, los sistemas con evaporadores MT sobrealimentados y los sistemas con ME presentan ARR similares (cerca de 85%). Esto confirma que los sistemas BB y BP son probablemente los sistemas que alcanzan la mínima rentabilidad en todo Chile.

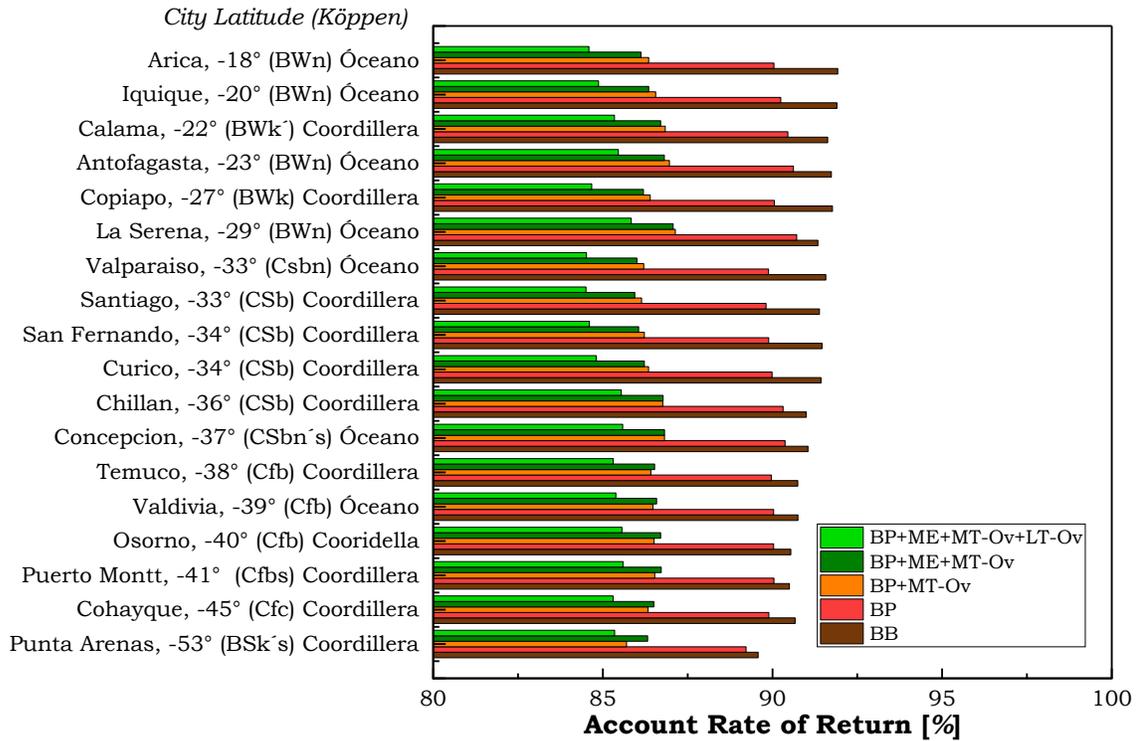


Fig. 35 Tasa de Rendimiento de la Inversión ARR de cada sistema transcrito respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.

3.3 Mejores alternativas de los sistemas transcritos R744 respecto al sistema DX-R404A en cada ciudad de Chile

El resultado de las dimensiones energética, económica y ambiental es presentado a través del promedio de 3 factores (P) que ponderan la energía consumida, el período de recuperación y las emisiones TEWI, respectivamente. Para cada dimensión, se empleó la Ec. 80, donde i es cada sistema y V representa la energía consumida, las emisiones TEWI y el PP. Los subíndices min y max representan los mínimos y máximos de cada variable.

$$P_i = \frac{V_i - V_{min}}{V_{max} - V_{min}} \quad (80)$$

Los resultados de este factor para todos los sistemas evaluados en Chile son mostrados en la **Fig. 36**. Dicho factor resulta ser más conveniente a medida que el valor es menor, dado que representa simultáneamente un menor consumo energético, un menor tiempo de recuperación de inversión y un menor impacto ambiental. En este caso, cada dimensión toma igual importancia. Tal como se muestra, los mejores factores globales de desempeño se obtienen en el sur. Como base, el DXS presenta un impacto global entre 0.7 y 1 en todo Chile. Incluso con la configuración más básica (BB), el impacto global disminuye hasta un promedio de 0.51. En cambio, el BP presenta valores promedios de 0.41, mientras que el BP+MT-OV y el

BP+ME+MT-Ov presentan valores promedios de 0.21 y 0.18, respectivamente. Finalmente, el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov, con un impacto global de 0.13, se presenta como la solución ideal para todas las ciudades de Chile, si lo comparamos con el DXS y considerando todas las dimensiones con igual relevancia.

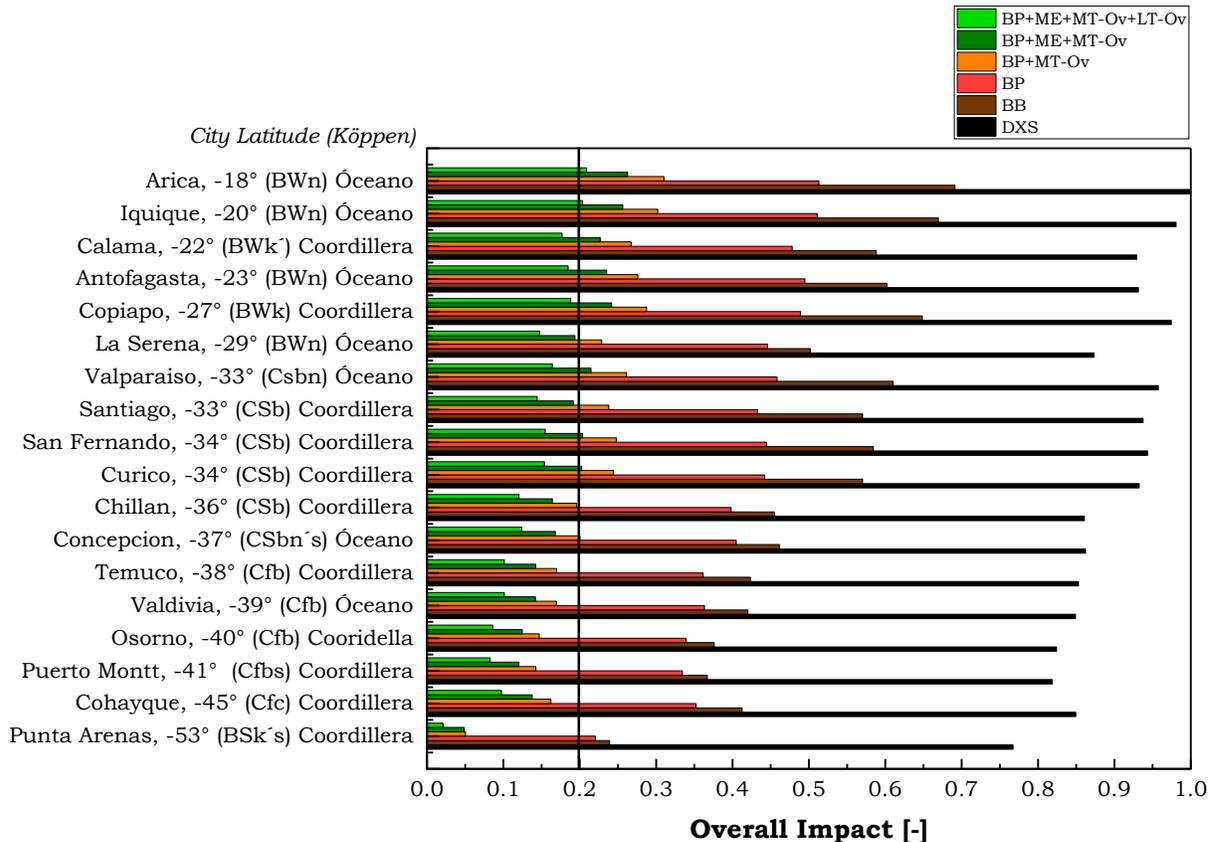


Fig. 36 Ponderación de los perfiles energéticos, ambientales y económicos de cada sistema transcrítico respecto al DXS en Chile. Fuente: Elaboración propia.

Si bien se presenta el sistema más avanzado como la mejor solución para sustituir los sistemas convencionales en todo Chile, esto supone la misma inversión inicial para cada zona, cuando se podría ahorrar en determinadas regiones como en el sur, empleando un sistema menos costoso. Si se relajan las condiciones mínimas económicas y se proponen otras condiciones de referencia, se pueden definir las mejores alternativas transcríticas para cada ciudad. Estas condiciones mínimas se refieren a una reducción del consumo energético anual del 11%, una reducción de emisiones totales de un 74% y un tiempo de 8 años para recuperar la inversión inicial, con respecto al sistema DXS. Esta condición se representa como un impacto global de 0.2, el cual se muestra en la **Fig. 36** como una línea vertical. Por tanto, en cada ciudad se seleccionan los sistemas donde su impacto global se acerque más a dicho valor, siempre que cumpla con los requisitos. Para mejor comprensión, se muestra un mapa con las mejores soluciones transcríticas como sustitución al DXS en la **Fig. 37**.

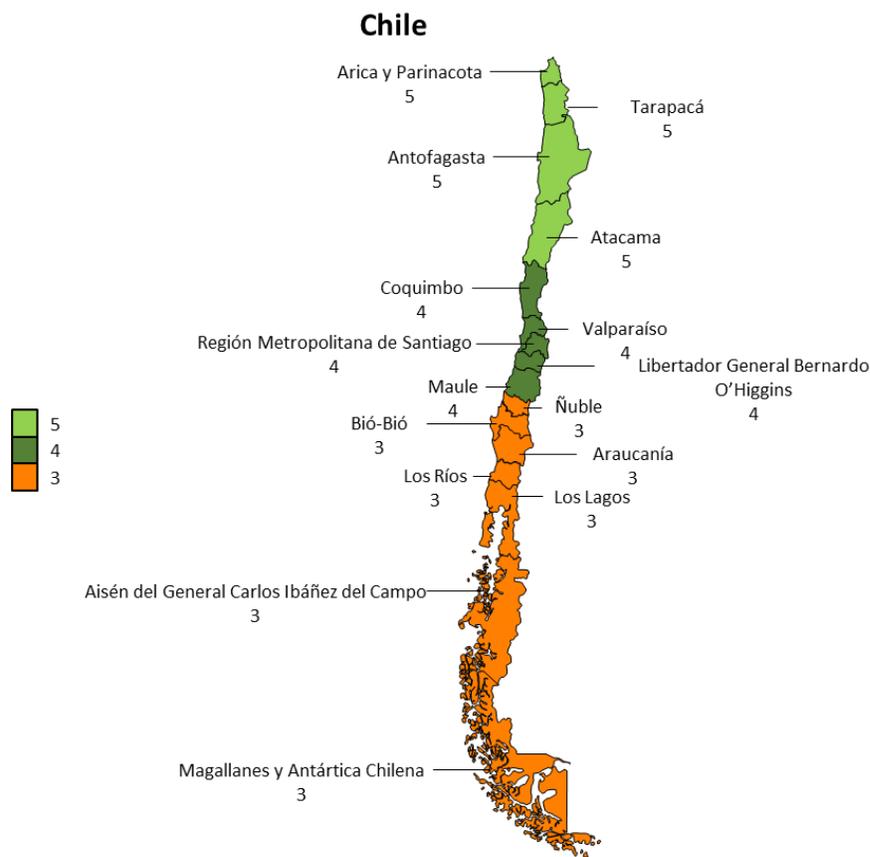


Fig. 37 Propuesta de los sistemas transcriticals con R744 para sustituir un sistema convencional con R404A considerando los perfiles energéticos, ambientales y económicos.

Nota. (1) BB, (2) BP, (3) BP+MT-Ov, (4) BP+ME+MT-Ov y (5) BP+ME+MT-Ov+LT-Ov.

Fuente: Elaboración propia.

Desde Magallanes, hasta la Región de Aysén y Ñuble, se propone el sistema BP+MT-Ov. Más al norte, entre el Maule y Coquimbo, se recomienda el uso de la configuración BP+ME+MT-Ov. En el extremo norte, desde la Región de Atacama hasta Arica y Parinacota, se aconseja usar los sistemas BP+ME+MT-Ov+LT-Ov. Si bien en Magallanes, el sistema BP presenta el impacto más cercano a 0.2, este no se considera dado que no cumple con las condiciones mínimas: la inversión nunca se recupera ($NPV < 0$), presenta un período de recuperación de 9.2 años y una tasa de retorno inferior al 6%. De manera contraria, el sistema BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov presentan un impacto global de 0.21 en Valparaíso y Arica, respectivamente. En estos casos, ambos sistemas cumplen con las condiciones mínimas.

Estos resultados indican que el empleo del sistema BP+MT-Ov en Magallanes garantiza que se recupere la inversión en 7 años, con un ahorro energético de 21% y una reducción de emisiones del 86%, respecto al sistema convencional. Desde Coyhaique hasta Chillán, el sistema BP+MT-Ov logra reducciones energéticas de 16%, con reducciones ambientales del 83.5%, recuperando la inversión en 7.4 años como promedio. En la zona central (San Fernando hasta La Serena), la configuración BP+ME+MT-Ov alcanza una reducción

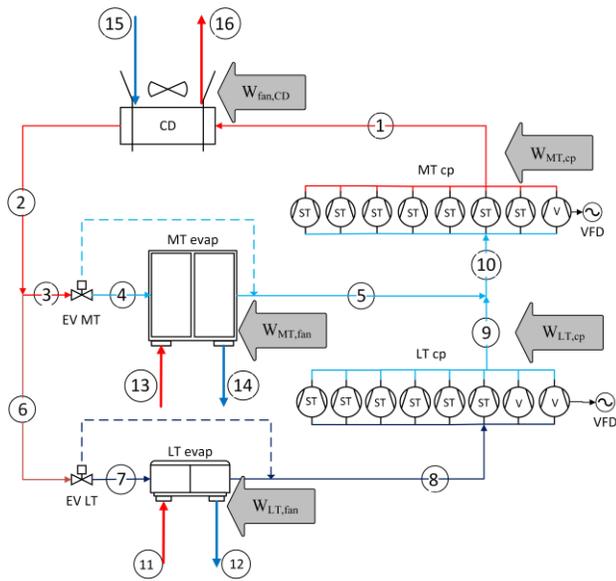
energética y ambiental del 20.2% y 82.7% respectivamente, recuperándose la inversión en 7.2 años. Finalmente, en el norte del país (Copiapó hasta Arica), el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov puede reducir la energía consumida por el DXS en un 20.4% con una reducción de las emisiones de un 82%, recuperando la inversión en 6.6 años.

La presente investigación evidencia que ningún sistema transcrito representa una solución integral que cumpla con todas las restricciones planteadas en la hipótesis inicial para sustituir al sistema convencional DXS-R404A. La principal causa es el período de recuperación de inversión superior a 3 años. No obstante, al relajar dicho margen a unos 8 años, se obtienen varias soluciones para cada región. Por otra parte, se obtuvieron bajas tasas de retorno de inversión (menores a 10%) para todas las configuraciones excepto la BP+ME+MT-Ov+LT-Ov, donde solo en el centro y norte del país este sistema es estrictamente rentable (mayor a 10%). Finalmente, al considerar una tasa de descuento de 6%, se identifican los sistemas BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov como soluciones rentables en el sur, centro y norte de Chile, respectivamente.

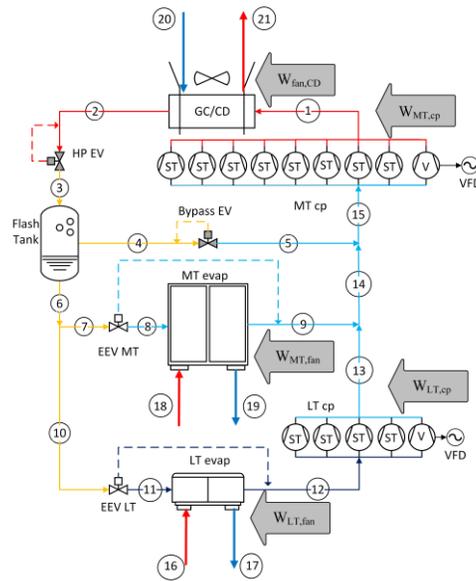
3.4 Análisis exergo-económico de los sistemas transcritos R744 respecto al sistema DX-R404A en la ciudad de Concepción

En la presente sección se evalúan los sistemas transcritos con R744 respecto al DXS-R404A, mediante un análisis exergoeconómico, basado en la metodología de Lozano y Valero (1993). A continuación, la **Fig. 38** muestra el diagrama de cada sistema donde se presentan la numeración de cada flujo, ya sea un flujo de refrigerante, aire o energía eléctrica. La metodología propuesta se explica a través del sistema más avanzado BP+ME+MT-Ov+LT-OV.

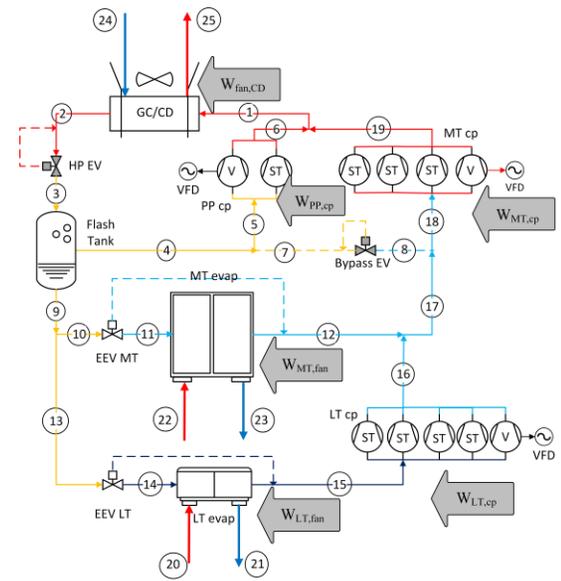
Primero, se enumeraron todas las entradas y salidas (corrientes) en cada componente, y luego se debe definir la estructura productiva, presentada en la **Tabla 15**. Dicho ejercicio supone la definición de “*combustibles*” y “*productos*” en cada flujo. El término *Fuels* se refiere a los flujos combustibles que usa cada componente para lograr su objetivo, y *productos* a los flujos de productos considerando el propósito de dicho componente. En algunos casos, resulta sencillo establecer este convenio, pero en otros, como los intercambiadores de calor, pueden existir varias alternativas. En los compresores, se consideró que el *producto* es la diferencia entre la exergía de los flujos de salida y de entrada, mientras que el *combustible* es la energía consumida. En el caso del gas cooler, se consideró el *combustible* como la suma de la exergía consumida por los ventiladores y la diferencia de exergía del flujo del aire (el fluido caliente que se encarga de enfriar el refrigerante), mientras que el *producto* sería la diferencia de exergía del refrigerante.



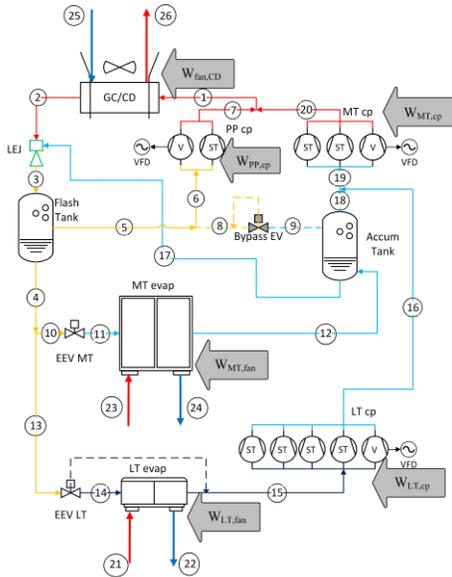
(a)



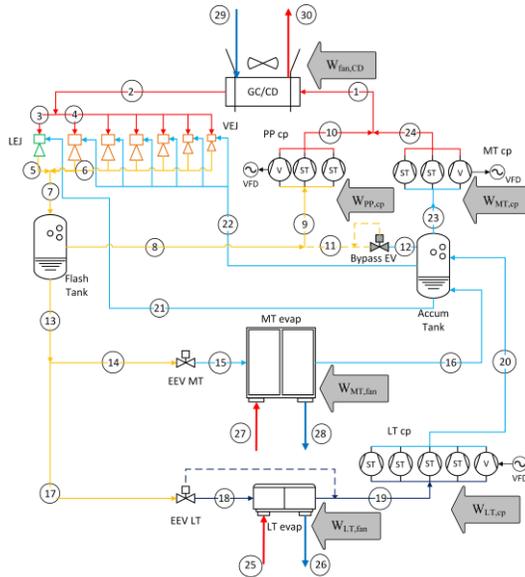
(b)



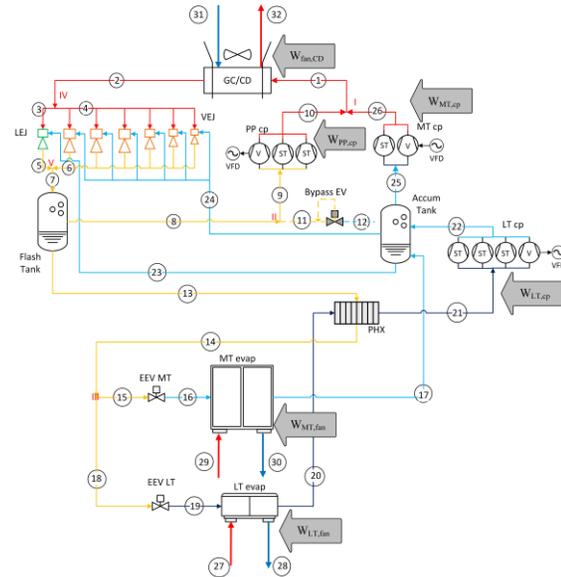
(c)



(d)



(e)



(f)

Fig. 38 Configuración de los sistemas a) DXS-R404A, b) BB, c) BP, d) BP+MT-Ov, e) BP+ME+MT-Ov, y f) BP+ME+MT-Ov+ LT-Ov. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 15 Estructura productiva para el Sistema BP+ME+MT-Ov+LT-OV

Componente	Combustibles	Productos	Componente	Combustibles	Productos
Gas cooler/condensador	$(\dot{E}_{32}-\dot{E}_{31}) + \dot{W}_{w,cd}$	$\dot{E}_1-\dot{E}_2$	Evaporadores MT	$(\dot{E}_{17}-\dot{E}_{16}) + \dot{W}_{MT,fan}$	$\dot{E}_{29}-\dot{E}_{30}$
Compresores MT	$\dot{W}_{MT,cp}$	$\dot{E}_{26}-\dot{E}_{25}$	Evaporadores LT	$(\dot{E}_{20}-\dot{E}_{19}) + \dot{W}_{LT,fan}$	$\dot{E}_{27}-\dot{E}_{28}$
Compresores PP	$\dot{W}_{PP,cp}$	$\dot{E}_{10}-\dot{E}_9$	Punto mezcla 1	$\dot{E}_{10}+\dot{E}_{26}$	\dot{E}_1
Compresores LT	$\dot{W}_{LT,cp}$	$\dot{E}_{22}-\dot{E}_{21}$	Punto mezcla 2	\dot{E}_8	$\dot{E}_9+\dot{E}_{11}$
Eyector líquido (LEJ)	\dot{E}_3	$\dot{E}_5-\dot{E}_{23}$	Punto mezcla 3	\dot{E}_{14}	$\dot{E}_{15}+\dot{E}_{18}$
Eyector vapor (VEJ)	\dot{E}_4	$\dot{E}_6-\dot{E}_{24}$	Punto mezcla 4	\dot{E}_2	$\dot{E}_3+\dot{E}_4$
Tanque acumulador (AT)	$\dot{E}_{17}+\dot{E}_{22}+\dot{E}_{12}$	$\dot{E}_{23}+\dot{E}_{25}+\dot{E}_{24}$	Punto mezcla 5	$\dot{E}_5+\dot{E}_6$	\dot{E}_7
Estanque flash (FT)	\dot{E}_7	$\dot{E}_8+\dot{E}_{13}$	Intercambiador de calor de placas (PHX)	$\dot{E}_{13}-\dot{E}_{14}$	$\dot{E}_{21}-\dot{E}_{20}$
Válvula MT (EEV-MT)	\dot{E}_{15}	\dot{E}_{16}	By-pass (EEV-ByP)	\dot{E}_{11}	\dot{E}_{12}
Válvula LT (EEV-LT)	\dot{E}_{18}	\dot{E}_{19}			

Luego se calcularon los valores exergéticos de cada flujo mediante la Ec. 81, donde el subíndice i representa cada flujo. Dado que la exergía de un flujo se determina a partir de un sistema de referencia; en este análisis, la referencia es el aire ambiente en condiciones normales. Por tanto, se consideran los valores de $T_0 = 298K$ y $P_0 = 1.01$ bar.

$$\dot{E}_i = \dot{M}[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (81)$$

Con esta información, se calcularon las exergías de cada flujo y se puede calcular la destrucción de exergía $\dot{E}_{D,k}$ expresada en la Ec. 82, donde k representa cada componente o equipo:

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} \quad (82)$$

Las pérdidas exergéticas totales de cada sistema se cuantificaron a partir de la Ec. 83.

$$\dot{E}_{D,total} = \sum_{k=1}^n \dot{E}_{D,k} \quad (83)$$

Para determinar los costos exergoeconómicos de cada flujo, se desarrolló un trabajo matricial formado a partir de los coeficientes de cada expresión del balance de costos (Lozano and Valero, 1993). Según plantean estos autores, se generó la matriz incidencia A, correspondiente a la destrucción de exergía, con la configuración $[m \times n]$, donde m = número de corrientes y n = número de ecuaciones de balance de exergía en cada equipo. Cada matriz es formada por 0 y 1, donde 1 indica que existe un flujo en el respectivo componente mientras que 0 se refiere a la inexistencia de dicho flujo en el componente. En la misma se estableció un convenio de signos donde las entradas de cada componente serían (+1) y las salidas (-1). Asimismo, se definieron las matrices para los *combustibles*, *productos* y *pérdidas*. Para el caso de la matriz de incidencia y de los *combustibles* y *pérdidas*, se utilizó el mismo convenio de signo mientras que para los *productos* se emplea el convenio opuesto. Tras multiplicar cada matriz de incidencia A por la matriz B (corresponde al valor exergético de cada flujo en kW, obtenida con la Ec. 81) de tipo $[m \times 1]$, se obtuvo la matriz de resultado C, de tipo $[m \times 1]$, donde m representa el balance exergético de cada componente en kW. La Ec. 84 es aplicable a los balances exergéticos, así como a la exergía de los *combustibles* y *productos*.

La Ec. 85 por otra parte, representa la ecuación de costos en cada componente, y plantea que los costos de los *combustibles* más el costo de cada componente debe ser igual a los costos de los *productos*, donde Z es la matriz de los costos totales de los componentes, calculada en el modelo económico. En la sección de apéndices D, se muestra en detalle la descripción de la operación de matrices de A , B y C en cada sistema a una temperatura ambiente de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$A * B = C \quad (84)$$

$$\Pi_F + Z = \Pi_P \quad (85)$$

La **Fig. 39a** muestra las irreversibilidades totales para los seis sistemas de refrigeración evaluados a distintas temperaturas ambientes de 5 a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Los pasos de temperatura ambiente fueron seleccionados previamente con el propósito de identificar comportamientos relevantes. En dicha figura líneas segmentadas indican cuando se activan los compresores PP, las líneas continuas cuando los sistemas con R744 trabajan en modo transcrito y las líneas doble punto-segmento cuando se activan los ME. El comportamiento de las irreversibilidades es opuesto al comportamiento del COP mostrado en el capítulo anterior. En la configuración DXS, las irreversibilidades son superiores a todos los sistemas transcíticos a temperaturas ambientes menores a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. A temperaturas mayores, entre 20 y $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, el BB presenta las mayores irreversibilidades debido a la presencia del vapor flash generado que presenta un elevado contenido exergético inaprovechable.

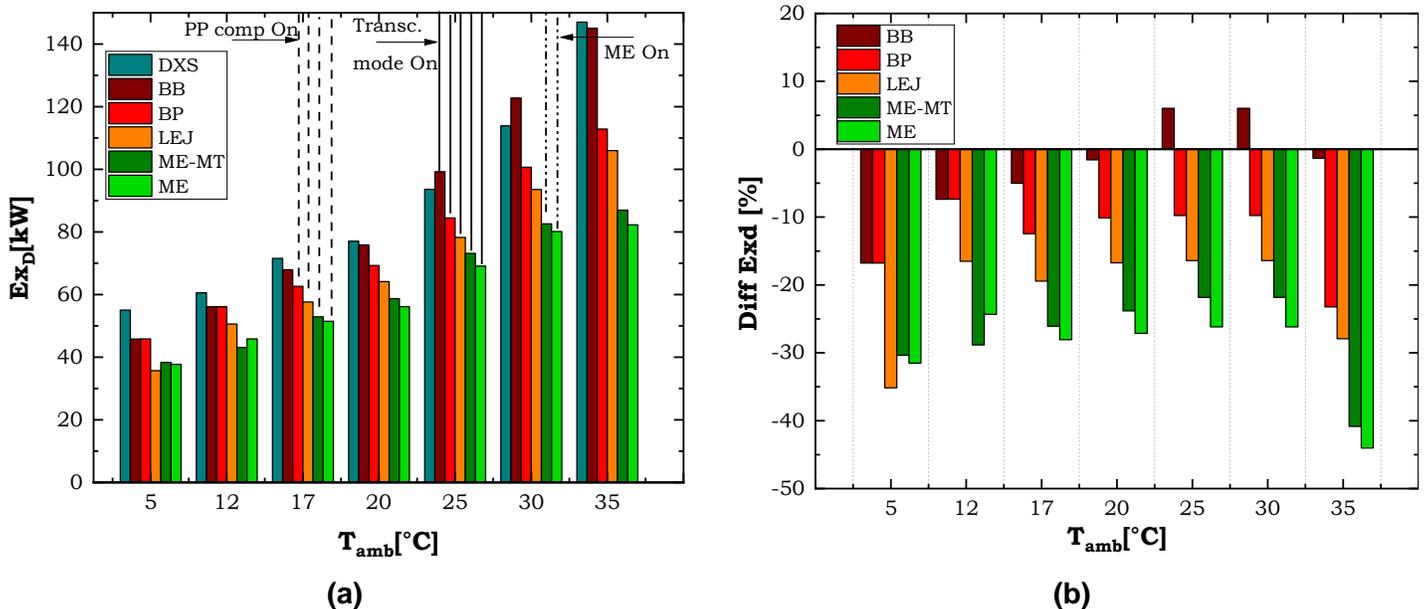


Fig. 39 a) Destrucción de exergía de todas las configuraciones y b) las diferencias de los sistemas transcíticos respecto al DXS a distintas temperaturas ambientes (5 , 12 , 17 , 20 , 25 , 30 y $35\text{ }^{\circ}\text{C}$). Fuente: Elaboración propia.

Con el sistema BP, las irreversibilidades del BB se reducen progresivamente desde que se activan los compresores PP. Comparado con el DXS, las irreversibilidades se reducen entre un 10% y un 23%. Con el empleo de los evaporadores MT sobrealimentados, se logra reducir la destrucción de exergía entre un 17% y un 35% gracias al incremento de la temperatura de evaporación en 4K.

Al utilizarse ME, se obtienen mayores reducciones con respecto al sistema BP+MT-Ov, con la excepción de un aumento de las pérdidas exergéticas a 5°C, donde ambos sistemas con ME generan mayores irreversibilidades por el efecto de los ME, ya que no logran recuperar toda la energía deseada. Cuando ambos evaporadores son alimentados, las reducciones del BP+ME+MT-Ov son aún mayores (21% y 45% respecto al DXS), exceptuando a una temperatura de 12°C, originadas por el impacto del PHX. Esta peculiaridad se explica por la reducción de irreversibilidades en el gas cooler/condensador (**Fig. 40**). De manera similar, un estudio de Gullo et al. (2015) determinó que a mayores temperaturas ambientes, la exergía destruida aumenta. Las diferencias entre el BP+MT-Ov respecto a los sistemas con ME a una temperatura ambiente de 5°C, se atribuye a las irreversibilidades generadas por los ME (LEJ). Esto confirma que el sistema BB es una alternativa eficiente ante el sistema convencional con R404A en condiciones subcríticas. La configuración BP+MT-Ov representa una solución con reducciones de irreversibilidades considerables, similares a las que alcanzan los sistemas con ME, principalmente en condiciones subcríticas y de transición.

Con la finalidad de conocer las causas de las reducciones, se presenta el aporte de cada componente a la destrucción de exergía en condición subcrítica y transcítica (**Fig. 40**). Para una temperatura ambiente de 12°C en modo subcrítico, se observa que en todos los sistemas, los componentes más destructores de exergía son los evaporadores MT, gas cooler/condensador, compresores MT, evaporadores LT y compresores LT. Con la configuración BB, todos los componentes destruyen menos exergía que en el sistema DXS. La configuración BP mantiene la misma destrucción de exergía que el BB, ya que no están activados los compresores PP. En el sistema BP+MT-Ov, los evaporadores MT y compresores MT y LT presentan una reducción de sus irreversibilidades, lo cual hace también reducir las irreversibilidades del gas cooler/condensador. Al emplear los ME, los eyectores reducen en gran medida las irreversibilidades en los compresores MT y gas cooler/condensador. Para el caso más avanzado, el gas cooler/condensador destruye mucho más exergía que en el caso BP+ME+MT-Ov. En ese caso, el flujo de los evaporadores LT aumenta generando mayor contenido exergético de dicho flujo hacia los compresores LT, lo cual genera una mayor circulación de refrigerante hacia el gas cooler.

En condición transcítica el comportamiento es muy distinto: por una parte, los compresores MT y gas cooler/condensador pasan a ser equipos donde más se destruye exergía dado que esta aumenta considerablemente a mayores presiones. En el DXS, los compresores MT, condensador y TXV MT son responsables del 26%, 19% y 13% de destrucción de exergía, respectivamente. En el sistema BB, los compresores MT son los mayores destructores de exergía con un 32% del total de las irreversibilidades. Después de estos, le siguen el gas

cooler (21%), la HP EEV (16%), los evaporadores MT (13%), los evaporadores LT (8%), los compresores LT (5%) y la ByP EEV (4%). En un sistema BB y a una temperatura ambiente de 40°C, el 31.5% de la exergía se destruye en los compresores MT, seguido por un 30.5% en el gas cooler, un 21% en la HP EEV, un 6.4% en la ByP EEV y un 5.2% en los evaporadores MT (Gullo et al., 2019a). Si bien las diferencias solo radican en las irreversibilidades de los evaporadores MT, varios factores explican las diferencias: dicho sistema es evaluado a una mayor temperatura ambiente y se opera con demandas frigoríficas inferiores (120 kW y 25 kW).

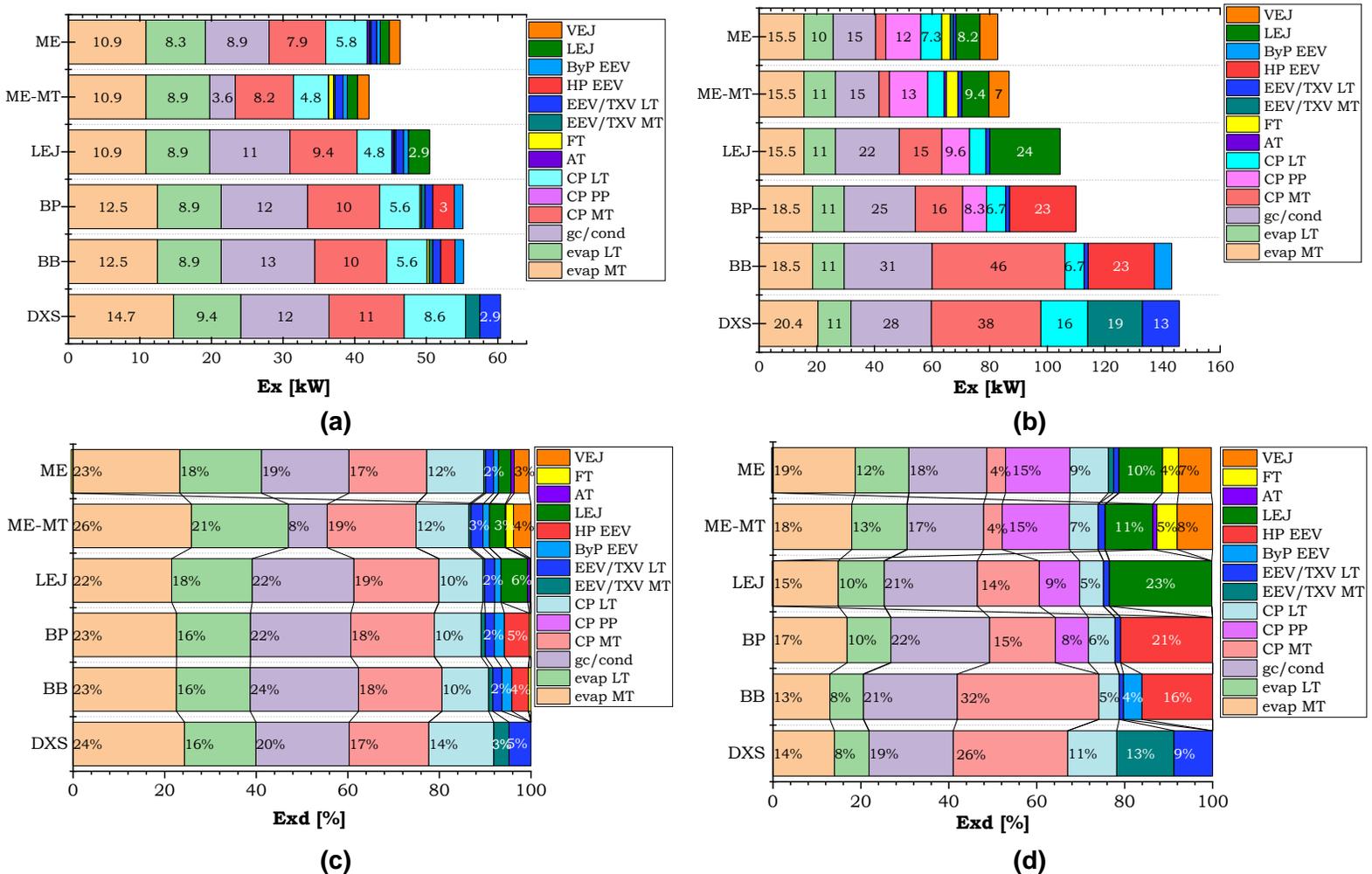


Fig. 40 Distribución de la destrucción de exergía para los componentes en los sistemas en: (a) régimen subcrítico a 12°C de temperatura ambiente, (b) régimen transcrito a 35°C de temperatura ambiente. Contribución de cada componente en la destrucción de exergía en los sistemas en: (c) régimen subcrítico a 12°C de temperatura ambiente, (d) régimen transcrito a 35°C de temperatura ambiente. Fuente: Elaboración propia.

El análisis exergético demuestra que incluso el BB es capaz de reducir la exergía en modo subcrítico y transcrito. Con la implementación de los compresores PP, se nota la reducción

de las irreversibilidades en los compresores MT hasta un 15% del total, con ligeras irreversibilidades en los compresores PP (8%). En este caso, las irreversibilidades en la HP EEV continúan siendo relevantes (21%). Tal como se espera, al sobrealimentar los evaporadores MT solo se logra disminuir las pérdidas exergéticas en la etapa MT, manteniendo irreversibilidades de un 23% en los LEJs.

El uso de los ME es efectivo en la reducción de la destrucción de exergía en el gas cooler (en 4%) y compresores MT (en 10%), al aprovechar el alto contenido exergético del vapor flash por los VEJs. No obstante, esto conlleva aumentos de irreversibilidades en los compresores PP en 6%. Las mayores reducciones con el uso de los ME radican en reducir la exergía destruida en el LEJ desde 23% a un 11%. Si bien los VEJs reducen las irreversibilidades, estos representan el 8% de las irreversibilidades totales, lo cual se debe a la imposibilidad de transferir toda la energía del flujo primario del gas cooler al flujo secundario del estanque acumulador. Al sobrealimentar ambos evaporadores, el evaporador LT reduce las irreversibilidades en 1% pero la destrucción de exergía en el PHX genera un aumento de un 2% de las irreversibilidades en los compresores LT. Estos resultados demuestran que, al sobrealimentar los evaporadores LT y MT, las irreversibilidades se reducen entre un 1% y un 2%, respectivamente.

El modelo exergoeconómico se puede determinar con la Ec. 86 que representa los balances de costos aplicada a cada componente.

$$\sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k + \dot{C}_{w,k} = \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} \quad (86)$$

De la misma, los costos exergéticos totales se determinaron a partir de los costos exergéticos específicos (Ec. 87).

$$\dot{C}_j = c_j \dot{E}_j \quad (87)$$

La metodología de la exergoeconomía requiere aplicar las proposiciones mostradas a continuación, según Lozano y Valero (1993):

- a. Debe haber tantas ecuaciones de balance de costos exergéticos como número de componentes.
- b. Debe ser formulada una ecuación por cada flujo que entra a un componente, considerando el tipo de combustible.
- c. Cuando no hay costos externos, el valor de los costos del flujo que sale del componente es cero.
- d. Si un flujo de salida de un componente es parte de los combustibles, entonces la unidad exergética de sus costos es la misma que la unidad exergética de los costos de entrada que la origina.
- e. Si un componente tiene un producto compuesto por varias corrientes, se le asigna la misma unidad de costo exergético a cada uno de ellos.

Para determinar los costos exergéticos de cada flujo Π (USD s^{-1}), se desarrollaron las operaciones algebraicas con las matrices para la obtención de tal como se explica a continuación.

$$A * \Pi = Z; \quad (88)$$

$$A^{-1}[m \times n] * -Z_k[-Z_k \times 1] = \Pi [\Pi \times 1] \quad (89)$$

Para determinar la matriz inversa de A, se agregaron las ecuaciones de balance de costos y auxiliares formando una matriz cuadrada. Para ello, las ecuaciones auxiliares se transformaron en ecuaciones matemáticas. Se igualó cada ecuación auxiliar a cero, hasta extraer el coeficiente de cada variable. Aplicando la metodología de las cinco proposiciones, se obtuvo la **Tabla 16**.

Tabla 16 Balance de razón de costos y ecuaciones auxiliares para el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-OV a una temperatura ambiente de 35°C

Componente	Balance de razón de costos (USD h^{-1})	Ecuaciones auxiliares (USD h^{-1}): Proposiciones.			
		P.b	P.c	P.d	P.e
Gas cooler/condensador	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{31} + \dot{C}_{w, fan, cd} + \dot{Z}_k = \dot{C}_2 + \dot{C}_{32}$	$\dot{C}_{w, fan, cd} = 0.215;$ $\dot{C}_{31} = 0$	-	$\frac{\dot{C}_1}{\dot{E}_1} - \frac{\dot{C}_2}{\dot{E}_2} = 0$	-
Compresores MT	$\dot{C}_{25} + \dot{C}_{w, MT, cp} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{26}$	$\dot{C}_{w, MT, cp} = 0.510$	-	-	-
Compresores PP	$\dot{C}_9 + \dot{C}_{w, PP, cp} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{10}$	$\dot{C}_{w, PP, cp} = 1.553$	-	-	-
Compresores LT	$\dot{C}_{21} + \dot{C}_{w, LT, cp} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{22}$	$\dot{C}_{w, LT, cp} = 0.432$	-	-	-
LEJ	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{23} + \dot{Z}_k = \dot{C}_5$	-	-	-	-
VEJ	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{24} + \dot{Z}_k = \dot{C}_6$	-	-	-	-
AT	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{17} + \dot{C}_{22} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{23} + \dot{C}_{24} + \dot{C}_{25}$	-	-	-	$\frac{\dot{C}_{23}}{\dot{E}_{23}} - \frac{\dot{C}_{24}}{\dot{E}_{24}} = 0$ $\frac{\dot{C}_{23}}{\dot{E}_{23}} - \frac{\dot{C}_{25}}{\dot{E}_{25}} = 0$
FT	$\dot{C}_7 + \dot{Z}_k = \dot{C}_{13} + \dot{C}_8$	-	-	-	$\frac{\dot{C}_8}{\dot{E}_8} - \frac{\dot{C}_{13}}{\dot{E}_{13}} = 0$
EEV-MT	$\dot{C}_{15} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{16}$	-	-	-	-
EEV-LT	$\dot{C}_{18} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{19}$	-	-	-	-
Evaporadores MT	$\dot{C}_{16} + \dot{C}_{29} + \dot{C}_{w, MT, fan, ev} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{17} + \dot{C}_{30}$	$\dot{C}_{29} = 0;$ $\dot{C}_{w, MT, fan, ev} = 0.406$	-	$\frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}_{17}} - \frac{\dot{C}_{16}}{\dot{E}_{16}} = 0$	-
Evaporadores LT	$\dot{C}_{19} + \dot{C}_{27} + \dot{C}_{w, LT, fan, ev} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{20} + \dot{C}_{28}$	$\dot{C}_{27} = 0;$ $\dot{C}_{w, LT, fan, ev} = 0.249$	-	$\frac{\dot{C}_{19}}{\dot{E}_{19}} - \frac{\dot{C}_{20}}{\dot{E}_{20}} = 0$	-
Punto mezcla 1	$\dot{C}_{10} + \dot{C}_{26} + \dot{Z}_k = \dot{C}_1$	-	-	-	-
Punto mezcla 2	$\dot{C}_8 + \dot{Z}_k = \dot{C}_9 + \dot{C}_{11}$	-	$\dot{C}_{11} = 0$	-	-
Punto mezcla 3	$\dot{C}_{14} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{18}$	-	-	-	$\frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}_{15}} - \frac{\dot{C}_{18}}{\dot{E}_{18}} = 0$
Punto mezcla 4	$\dot{C}_2 + \dot{Z}_k = \dot{C}_3 + \dot{C}_4$	-	-	-	$\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}_3} - \frac{\dot{C}_4}{\dot{E}_4} = 0$
Punto mezcla 5	$\dot{C}_5 + \dot{C}_6 + \dot{Z}_k = \dot{C}_7$	-	-	-	-
PHX	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{14} + \dot{C}_{21}$	-	-	$\frac{\dot{C}_{13}}{\dot{E}_{13}} - \frac{\dot{C}_{14}}{\dot{E}_{14}} = 0$	-
EEV-ByP	$\dot{C}_{11} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{12}$	-	-	-	-

Finalmente, se calcularon los costos exergoeconómicos mostrados en la **Tabla 17**. De la cual, se determinaron las variables de desempeño que caracterizan el análisis exergoeconómico.

Tabla 17 Costos exergoeconómicos en el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-OV para una temperatura ambiente de 35°C

Flujos	π (USD h ⁻¹)	Flujos	π (USD h ⁻¹)	Flujos	π (USD h ⁻¹)
1	6014.51	14	4193.98	27	0.00
2	5972.12	15	3298.10	28	32.15
3	2989.35	16	3304.72	29	0.00
4	2989.35	17	3261.52	30	50.95
5	3161.91	18	902.47	31	0.00
6	5672.41	19	909.09	32	50.19
7	8840.91	20	884.61	$\dot{W}_{MT,cp}$	0.45
8	4656.39	21	888.53	$\dot{W}_{PP,cp}$	1.43
9	4662.98	22	896.10	$\dot{W}_{LT,cp}$	0.43
10	4671.51	23	165.84	$\dot{W}_{Can,cd}$	0.23
11	0.00	24	2676.07	$\dot{W}_{MT,fan,ev}$	0.44
12	6.62	25	1329.10	$\dot{W}_{LT,fan,ev}$	0.27
13	4191.29	26	1336.41		

Como parte del análisis exergoeconómico, las variables exergoeconómicas para cada componente se definen a continuación:

1. Diferencia de costos relativos (r). Representa las diferencias entre los costos específicos de los productos sobre los combustibles. Brinda una idea del incremento relativo de los costos de los *productos* sobre los costos de los *combustibles*.

$$r = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (90)$$

2. Impacto monetario de la destrucción de exergía ($\dot{C}_{D,k}$). Son los costos asociados a las irreversibilidades en un componente. A mayores irreversibilidades, mayor serán los costos de la exergía destruida.

$$\dot{C}_{D,k} = \dot{C}_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k} \quad (91)$$

3. Factor exergoeconómico (f_k). Es la contribución de la razón de los costos de cada componente con respecto a los costos de capital y de destrucción de exergía en dicho componente. Ofrece una idea de que tan relevante son los costos de las irreversibilidades (inferiores a 0.3) o los costos de adquisición (superiores a 0.7) en un componente.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (92)$$

De estas definiciones se pueden construir dos variables de desempeño: los costos totales de destrucción de exergía y el factor de exergoeconómico total.

$$\dot{C}_{D,overall} = \sum_{j=1}^n \dot{C}_{D,k} \quad (93)$$

$$f_{overall} = \frac{\dot{Z}_{overall}}{\dot{Z}_{overall} + \dot{C}_{D,overall}}$$

Los costos asociados a la destrucción de exergía se presentan en la **Fig. 41a**. De la misma, se observa que el DXS presenta costos de irreversibilidades muy inferiores a los que presentan los sistemas con R744, los cuales presentan costos de irreversibilidades similares. Si bien el costo de adquisición del DXS es mayor, los costos exergéticos en los sistemas con R744 son mucho mayores respecto al sistema DX. Esto se debe a las grandes presiones a las que operan estos sistemas, lo cual le agrega un gran contenido exergético respecto a la referencia. En los sistemas transcíticos, a medida que aumenta la temperatura ambiente, mayores son las irreversibilidades y por ende los costos de exergía destruida. Este comportamiento es comprobado por otros autores en sistemas con R744 (Miran et al., 2019). Con el uso de los ME, se pueden reducir los costos de irreversibilidades del BB y BP (entre 40 y 10 USD h⁻¹). No toda mejora en las configuraciones transcíticas reduce las irreversibilidades. Por ejemplo, el sistema BP presenta mayores costos de irreversibilidades dado que los costos de adquisición de los compresores PP le agregan mayores costos a las irreversibilidades que existen.

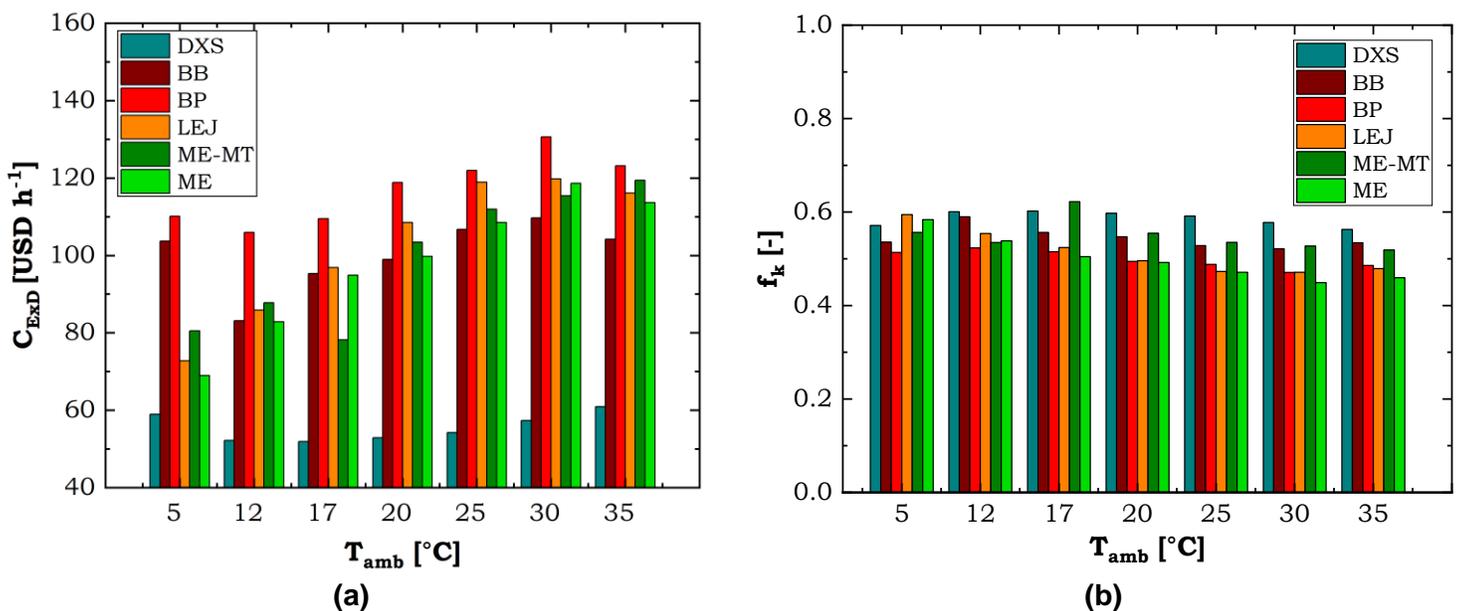


Fig. 41 a) Costos de destrucción de exergía y b) factor exergoeconómico para todos los sistemas. Fuente: Elaboración propia.

El factor exergoeconómico presentado en la **Fig. 41b** muestra un comportamiento opuesto a los costos de las irreversibilidades, lo cual fue también obtenido por Miran et al. (2019). Según estos autores, la inclusión de un sistema avanzado genera aumentos en el factor exergoeconómico. Este comportamiento no se cumple claramente entre el BB y el BP ya que el empleo estratégico de los compresores PP logran eliminar unos cuantos compresores MT, reduciendo el precio de estas mejoras. Estos resultados son diferentes a los de la literatura,

dado que muchos basan sus estudios exergoeconómicos en comparaciones no tan fiables, donde modelan cada sistema y los sets de compresores como cajas negras, sin estimar la cantidad exacta de compresores. Cuando se emplea el BP+MT-Ov, aumenta el factor exergoeconómico, pero solo hasta una temperatura ambiente de 20°C, mientras que después los costos exergéticos son más relevantes. El sistema BP+ME+MT-Ov reduce drásticamente el factor exergoeconómico a temperaturas ambientes menores a 17°C. Sin embargo, a temperaturas mayores, este factor es superior al sistema anterior dado que el costo de los VEJs es más relevante que el costo de las irreversibilidades en dichas condiciones. Al sobrealimentar ambos evaporadores, los costos exergéticos tienen menor relevancia que en el sistema con ME a bajas temperaturas ambientes. Por otra parte, a mayores temperaturas, los costos de las irreversibilidades empiezan a cobrar mayor relevancia.

De manera general, ningún sistema presenta factores menores a 0.3 o mayores a 0.7, por lo que la proximidad a estos límites ofrece una idea del comportamiento. Un comportamiento similar fue obtenido por otros autores que analizan sistemas transcíticos reversibles con R744 y subenfriamiento mecánico (Dai et al., 2020c) y otros que estudian un sistema con R744 simple y subenfriamiento mecánico (Miran et al., 2019). Por una parte, se tiene que en el DXS los costos de adquisición tienden a importar más que en los sistemas transcíticos, mientras que al analizar un sistema transcítico más complejo, comienzan a importar más los costos de las irreversibilidades. Este comportamiento es curioso dado que las configuraciones avanzadas son más costosas. Si bien los ME representan mejoras sustanciales, el elevado contenido exergético de los flujos en los sistemas transcíticos los convierten en sistemas con elevados costos de irreversibilidades, superando la relevancia de los costos de adquisición. A elevadas temperaturas ambientes, los costos de las irreversibilidades en los sistemas con R744 son más relevantes. Otros autores (Dai et al., 2020b) reportaron valores de factor exergoeconómicos globales entre 0.3 y 0.5 en sistemas transcíticos residenciales.

Para un mayor análisis, la **Fig. 42** muestra los factores exergoeconómicos en todos los sistemas a las condiciones subcríticas y transcíticas para una temperatura ambiente de 12°C y 35°C, respectivamente. Se puede apreciar que para las configuraciones transcíticas más avanzadas, tanto en modo subcrítico como transcítico, los costos de irreversibilidades de los evaporadores son mucho más relevantes que los costos de adquisición. En condición subcrítica, el gas cooler/condensador de las configuraciones DXS, BB y BP se ve más penalizado por los costos de exergía destruida que por los costos de adquisición. Sin embargo, para las configuraciones con ME y evaporadores MT sobrealimentados, el gas cooler/condensador se ve más penalizado por los costos de adquisición, ya que se logran reducir drásticamente las irreversibilidades. Para todos los sistemas, se concluye que tanto los compresores como los estanques y válvulas de expansión de los evaporadores, los costos de adquisición son sumamente más relevantes que los costos de las irreversibilidades. Por otra parte, los ME no representan una relevancia significativa. Para el DXS, los evaporadores son equipos donde los costos de las irreversibilidades son ligeramente más relevantes que los costos de adquisición, pero con menores impactos que en los sistemas transcíticos. De

manera contraria, en las configuraciones con R744, los evaporadores son equipos con grandes pérdidas monetarias debido a las irreversibilidades.

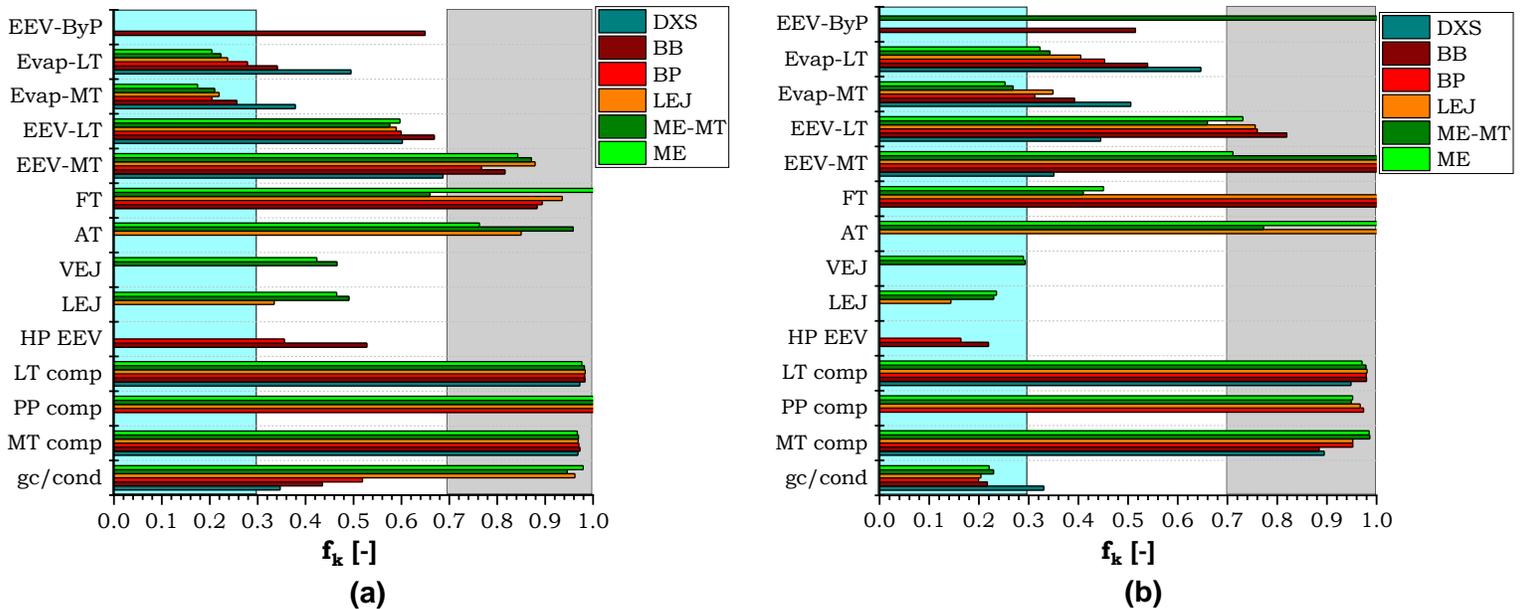


Fig. 42 Factor exergeoeconómico para cada componente de los sistemas en a) régimen subcrítico a una temperatura ambiente de 12°C y en b) régimen transcrito a 35°C. Fuente: Elaboración propia.

Para la condición transcrito, en todos los sistemas el gas cooler/condensador se convierte en un equipo donde las irreversibilidades tienen un gran impacto en los costos. Lo mismo ocurre para la HP EEV y los ME, los cuales operan con flujos de gran contenido exergético. Si bien los eyectores recuperan gran parte de la energía del fluido que viene del gas cooler al cederla al flujo del estanque de almacenamiento, son equipos con grandes costos de irreversibilidades, lo que requiere aún más mejoras, ya que generan valores de factor exergeoeconómico inferiores a 0.3. Por otra parte, los compresores, EEV y estanques son equipos con mayores costos de adquisición que costos de irreversibilidades.

Las mejoras a estos sistemas deben considerar la condición transcrito más desfavorable. Por tanto, para los sistemas transcritos se recomienda adquirir los compresores, el estanque de almacenamiento y las válvulas de expansión a menores costos. En cambio, en los eyectores, evaporadores y gas cooler, se recomiendan cambios en las variables de operación. Para el gas cooler, se debe considerar un diseño más compacto, disminuyendo las pérdidas de presión, y que sea capaz de operar en modo subcrítico hasta una temperatura ambiente de 24°C como mínimo. En los eyectores se recomienda emplear un sistema de control más eficiente aún, mediante otras combinaciones y cantidades de eyectores de vapor o mejorando el diseño de los parámetros geométricos (ángulos y distancias de cada sección). Para los evaporadores se recomienda aumentar la temperatura de evaporación en 2K con los

eyectores o fijando la temperatura de evaporación MT y LT de cada sistema en -28°C y -5°C , respectivamente.

Tal como fue definido anteriormente, la diferencia de costos relativos (**Fig. 43**) muestra como cada componente aumenta los costos relativos de los *combustibles* hasta los *productos*. Mientras mayor sea la diferencia de costos en un componente, mayor será su valor agregado. De la figura, se nota que los componentes con mayores aumentos de costos relativos son los compresores (entre 5 y 25 veces), mientras que los evaporadores y condensadores presentan cifras menores, del orden de 0.5. Esta diferencia se debe a la función que desempeñan los compresores al subir la presión del fluido mediante energía eléctrica desde una presión baja hasta elevadas presiones y por ende con un mayor contenido exergético. En cambio, en los evaporadores, el flujo de los *productos* no sufre cambios exergéticos tan significativos.

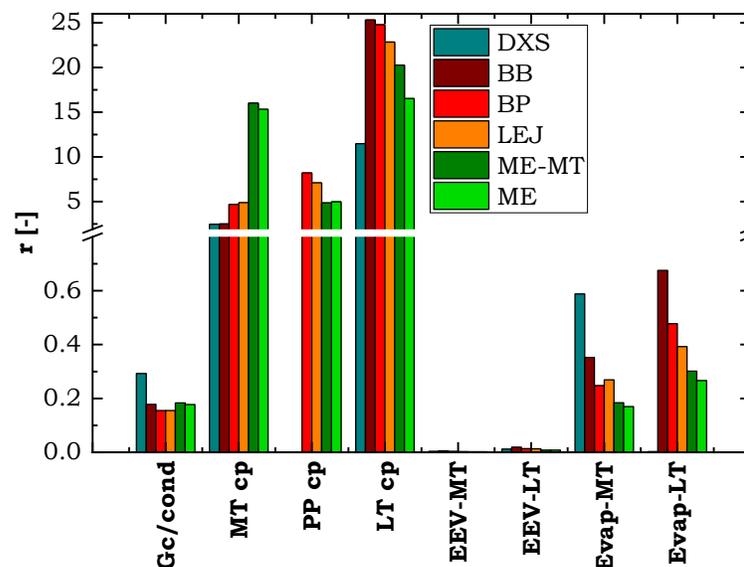


Fig. 43 Diferencia de costos relativos para cada componente de los sistemas en régimen transcrítico a una temperatura ambiente de 35°C . Fuente: Elaboración propia.

En los evaporadores de las configuraciones más avanzadas, a mayores temperaturas ambientes existe una tendencia a disminuir el costo de los combustibles debido a la inexistencia del sobrecalentamiento de las EEV y las reducciones de irreversibilidades en los componentes aguas arriba. En el caso de los compresores, existen distintos comportamientos: en los compresores MT, se observa un aumento en las diferencias de costos para las configuraciones más avanzadas, ya que en esos casos la exergía de los *combustibles* es menor que en los sistemas más básicos, dado que las mejoras como los ME disminuyen el flujo de refrigerante hacia los compresores MT a elevadas temperaturas ambientes. Esto genera el efecto contrario en los compresores PP, ya que gran parte del flujo de vapor flash mezclado en los ME es enviado hacia los compresores PP. Para el caso de los compresores LT, se observa una disminución en las configuraciones más avanzadas, ya que los costos de los combustibles del gas cooler y el estanque flash aumentan arrastrando dichas pérdidas

hasta los evaporadores y compresores LT. Para el gas cooler/condensador, la diferencia de costos relativos no sufre cambios significativos para las distintas configuraciones. Sin embargo, se nota una tendencia a la baja para las configuraciones transcritical respecto al DXS. Esto se debe a que los costos de los *combustibles* son mucho mayores en los casos con R744. Por otra parte, las válvulas de expansión presentan diferencias de costos muy bajas para todos los sistemas, ya que el proceso isoentálpico no genera mayores cambios exergéticos, a pesar del drástico cambio de presiones.

Los costos específicos de productos (USD kJ^{-1}) de todos los sistemas disminuyen a medida que la temperatura ambiente aumenta (**Fig. 44a**). Esto sucede debido a que las pérdidas exergéticas aumentan los costos de los productos en cada componente. Este comportamiento es observado por otros autores en una aplicación de una sola etapa de compresión y con subenfriamiento mecánico (Miran et al., 2019). En la presente investigación se tiene que el comportamiento decreciente en todas las configuraciones se interrumpe a una temperatura ambiente de 25°C dado que, a partir de esta condición aumentan considerablemente las irreversibilidades en el gas cooler/condensador, empeorando el desempeño total.

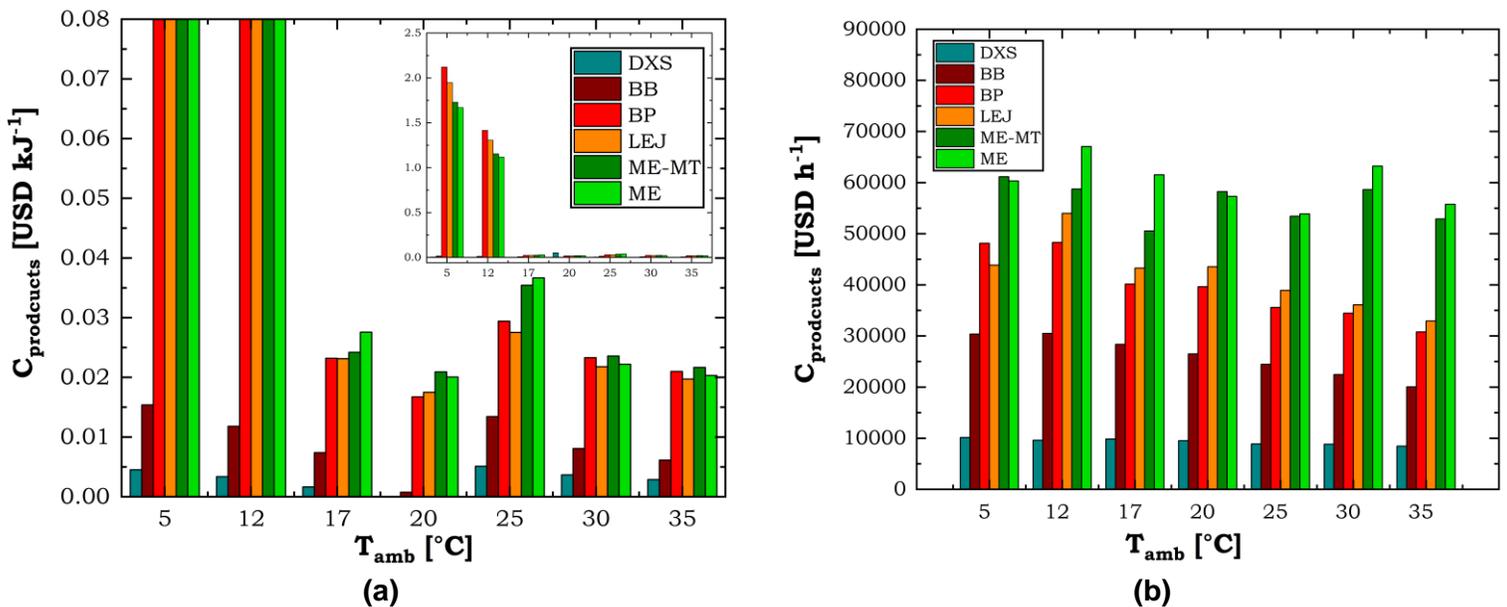


Fig. 44 a) Costos exergoeconómicos relativos de los productos y b) costos exergoeconómicos totales para todos los sistemas a distintas temperaturas ambientes.

Fuente: Elaboración propia.

Por otra parte, se observa que el uso de una configuración más avanzada genera aumentos en los costos de los productos (específicos y totales **Fig. 44b**). Esto está en correspondencia con lo reportado por los autores Miran et al. (2019). En su caso, obtienen mayores costos de productos para el sistema con subenfriamiento que para un sistema simple. Esto se debe a que configuraciones más avanzadas implican más componentes que encarecen los costos exergoeconómicos de los productos. De la **Fig. 44**, se puede concluir que la configuración

BP+MT-Ov es una excelente solución transcítica, ya que presenta moderados costos exergoeconómicos de los productos respecto a las opciones con ME, mientras que logra reducir considerablemente las irreversibilidades de los sistemas BB y BP.

3.5 Conclusiones parciales

La modelación más detallada demuestra que el consumo energético del sistema DXS en Chile puede ser desde 584 MWh en el sur hasta 821 MWh en el norte, el cual es reducido por los sistemas BB (5%), BP (8%), BP+MT-Ov (15%), BP+ME+MT-Ov (20%) y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov (21%). Con ello, las emisiones del DXS (32,000 tCO₂ eq año⁻¹) se pueden reducir entre un 77% y un 86% con los sistemas con R744, dado principalmente por la reducción de las emisiones directas hasta 2.19 tCO₂ eq año⁻¹. Desde el punto de vista energético y ambiental, todos los sistemas con R744 son viables respecto al DXS en Chile.

El análisis económico aplicado demuestra que existen errores en la literatura respecto al costo de los compresores, sobreestimando los costos en más de diez veces el precio real. Solo las configuraciones BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov (~4,635 USD kW-inst¹ y ~8,439 USD kW-inst¹) pueden recuperar la inversión inicial respecto al uso del sistema convencional. Por otra parte, el período de recuperación de la inversión de los sistemas MT-Ov, BP+ME+ MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov es de 7.4, 7.4 y 6.7 años, respectivamente. La Tasa Interna de Retorno de los sistemas BP+MT-Ov y BP+ME+ MT-Ov oscila entre 7.6 y 8%. Si consideramos una tasa de descuento del 10%, solo el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov (con tasas de 10.7%) es rentable para las ciudades de Curicó, San Fernando, Santiago, Valparaíso, Copiapó, Iquique y Arica. No obstante, al considerar una tasa de descuento de un 6%, entonces los sistemas BP+MT-Ov, BP+ME+ MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov representan una solución para cada región de Chile.

A pesar de no cumplirse la hipótesis inicial, la investigación permite identificar los mejores sistemas con R744 considerando nuevas condiciones de referencia, tales como una reducción del consumo energético anual del 11%, una reducción de emisiones totales de un 74% y un tiempo de 8 años para recuperar la inversión inicial. Considerando esto, se proponen las siguientes alternativas: desde hasta Aysén hasta Ñuble, el sistema BP+MT-Ov; en la zona central-norte, entre el Maule y Coquimbo, la configuración BP+ME+MT-Ov; y desde Atacama hasta Arica y Parinacota, el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov.

Del análisis exergoeconómico se concluye que las mejoras en el COP de los sistemas transcíticos respecto al sistema convencional vienen acompañadas de una reducción de las pérdidas exergéticas de similar magnitud a las de las ganancias del COP (una reducción del 10% para el BB y un 40% para el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-OV). Esto genera mayores costos por irreversibilidades para los sistemas transcíticos (68-117 USD h⁻¹) que para el DXS (55 USD h⁻¹). Comparado con el costo relativo (0.00422 USD kJ⁻¹) y total (9,179 USD h⁻¹) de los productos del DXS, las configuraciones transcíticas generan en promedio mayores costos exergoeconómicos relativos (0.37 USD kJ⁻¹) y totales (44,031 USD h⁻¹) en los productos. En

modo subcrítico todas las configuraciones transcricas se caracterizan por tener el mismo comportamiento que el DXS: costos de adquisición más relevantes que los costos por irreversibilidades. En cambio, en modo transcrito, los costos de las irreversibilidades son más relevantes que los de adquisición. Por otra parte, los compresores, estanques y válvulas de expansión de evaporadores se pueden adquirir a un precio menor para mejorar el desempeño exergoeconómico. De manera contraria, para el gas cooler/condensador, la HP EEV, los eyectores y los evaporadores, se deben mejorar las condiciones de operación dado que en estos existe una mayor influencia por los costos de las irreversibilidades ($f_k \leq 0.3$). El análisis exergético presenta las implicancias económicas de las irreversibilidades en los sistemas con R744 respecto al sistema convencional, lo cual no ha sido presentado en la literatura.

CAPITULO 4: CONCLUSIONES GENERALES

Como respuesta a la hipótesis planteada, ningún sistema transcrito representa una alternativa para sustituir los sistemas convencionales con R404A debido a que no se cumplen simultáneamente los requisitos mínimos planteados inicialmente: 3 años de recuperación de inversión, 10% de ahorro energético y un 35% de reducción de emisiones totales. Dado que la condición de alcanzar un período de recuperación de inversión de 3 años es muy idealista, al relajar dichas restricciones, se identifican las siguientes alternativas: desde Magallanes hasta Ñuble, el sistema BP+MT-Ov; entre el Maule y Coquimbo, se recomienda el sistema BP+ME+MT-Ov; y desde Atacama hasta Arica y Parinacota, el sistema BP+ME+MT-Ov+LT-Ov. Estos resultados consideran la condición más desfavorable para los sistemas transcritos, ya que no se tiene en cuenta la diferencia de capital respecto al sistema convencional.

En esta investigación se desarrolla una metodología de evaluación de sistemas de refrigeración mejorada con respecto a los modelos simples termodinámicos presentes en la literatura para describir compresores y gas cooler/condensador. Esta metodología es capaz de modelar y simular sistemas de refrigeración transcritos y convencionales para supermercados, extrapolable a otras aplicaciones como bombas de calor y aires acondicionado. Esta investigación es una de las pocas evaluaciones multidimensionales de sistemas transcritos en Chile, basada en modelos semi-empíricos. En la primera, se señala que el sistema BB es recomendado para todo Chile, con excepción de Arica, Antofagasta y Santiago, donde se recomienda el sistema BP. La segunda publicación demuestra qué sistema (BB o BP) es más factible a usar en cinco ciudades representativas de Cuba. La tercera publicación presenta detalladamente los modelos semi-empíricos, siendo el mayor aporte de la investigación.

Respecto a la modelación, el presente trabajo contribuye científicamente mediante la integración de modelos semi-empíricos de compresores scroll y a pistón con R744 y R404A, el gas cooler/condensador (R744) y condensador (R404A). Se implementa un sistema de control capaz de determinar en cada momento, la cantidad de compresores encendidos (On) y apagados (Off) y la velocidad de rotación del compresor a velocidad variable, determinando así la cantidad exacta de compresores necesarios bajo cualquier condición climática. Por otra parte, el gas cooler/condensador es modelado independientemente como gas cooler en modo transcrito (dividido en 4 zonas) y como condensador en modo subcrítico (dividido en 3 zonas). Como aportes, se descubre que debido a la variabilidad de las propiedades del R744 se obtienen eficacias de intercambio de calor irreales, superiores a 1 en la zona sobrecalentada, lo que se resuelve subdividiendo dicha zona en 8 subzonas. También se propone modelar el gas cooler de manera distinta a lo reportado, empleando 4 zonas, delimitadas por los cambios en las propiedades termodinámicas que sufre el R744. Al implementar estos modelos en el sistema BB, se logra predecir el COP con un error del 2.4%. Esto reduce los errores de los modelos termodinámicos existentes en la literatura en un 3%. Se concluye que las mayores diferencias entre los resultados de esta investigación respecto a lo reportado en la literatura radican en el uso de modelos más detallados y semi-empíricos

que afecta el rendimiento de los compresores (24% como mínimo), el dimensionamiento, la integración entre modelos que garantiza un funcionamiento real y el sistema de control.

De la comparación con un sistema DXS se tiene lo que se indica a continuación. El consumo energético del DXS oscila entre 584 MWh en Punta Arenas hasta 821 MWh en Arica. Estos pueden ser reducidos en un 5 %, 8%, 15%, 20% y 21% por los sistemas BB, BP, BP+MT-Ov, BP+ME+ MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov, respectivamente. Dado esto, los sistemas transcíticos reducen las emisiones TEWI entre un 77% a un 86% respecto al DXS. Se concluye que en el sur, los sistemas transcíticos más básicos (BB y BP) son soluciones energéticamente efectivas respecto al DXS, mientras que en la zona central y norte, se señalan los sistemas más avanzados con evaporadores MT sobrealimentados y con ME. El análisis económico demuestra que comparado con el sistema convencional DXS, es posible recuperar la inversión solamente con los sistemas BP+MT-Ov, BP+ME+MT-Ov y BP+ME+MT-Ov+LT-Ov, en 7.4, 7.4 y 6.7 años, respectivamente. Con dichos sistemas, se construye un mapa con las mejores alternativas de sistemas transcíticos para sustituir el DXS, considerando nuevas condiciones mínimas respecto al DXS, tales como un período de recuperación de la inversión de 8 años.

El análisis exergoeconómico demuestra que todos los sistemas transcíticos excepto el BB reducen las irreversibilidades del DXS en todo el rango de operación entre un 10 % para el BP y un 40% para el sistema más avanzado con ME. Por otra parte, se concluye que el uso de los eyectores implica también pérdidas exergéticas relevantes. En el sistema BP+MT-Ov, el LEJ es culpable del 23% de las irreversibilidades mientras que en los sistemas con ME, son culpables de un 11% y los VEJs de un 8% de las irreversibilidades totales. Este estudio revela que si bien las irreversibilidades de los sistemas con R744 son menores a las del DXS, los costos asociados a estas irreversibilidades (68-117 USD h⁻¹) son mayores que los costos de las irreversibilidades del DXS (55 USD h⁻¹). Específicamente, los compresores y evaporadores son los equipos que más incrementan los costos de los combustibles (entre 5 y 25 veces). Para mejorar los costos exergoeconómicos de los sistemas transcíticos, se deben reducir los precios de los compresores, estanques y válvulas de expansión de los evaporadores. En cambio, el gas cooler/condensador, la HP EEV, los eyectores y evaporadores requieren atención en cuanto al cambio de sus variables de operación. Con el uso de la exergoeconomía se concluye que las configuraciones con ME logran efectivamente reducir las pérdidas energéticas y exergéticas, pero con elevados costos asociados en los productos de cada corriente de flujo.

Esta investigación genera conocimiento teórico de gran relevancia para la toma de decisiones del sector público-privado en la implementación de sistemas con R744 en Chile. Los modelos empleados contribuyen un aporte al mundo académico generando debates, y dándole a su vez, mayor validez a los resultados obtenidos.

Investigaciones futuras

- Se necesitan otras aproximaciones para modelar el gas cooler en estado transcrito empleando R744, definiendo las zonas que describen el proceso de traspaso de calor.
- Se necesita la integración entre el sector privado de supermercados y la academia, con la idea de monitorear y estudiar experimentalmente un sistema Booster en compresión paralela con evaporadores sobrealimentados con multi-eyectores.

Referencias

- Abdelaziz, O., Fricke, B., Vineyard, E. a, 2012. Development of Low Global Warming Potential Refrigerant Solutions for Commercial Refrigeration Systems using a Life Cycle Climate Performance Design Tool, in: International Refrigeration and Air Conditioning Conference.
- Abdulwahid, A.A., Zhao, H., Wang, Z., Liu, G., Khalil, E.E., Lai, Y., Han, J., 2022. Thermo-economic comparison of two models of combined transcritical CO₂ refrigeration and multi-effect desalination system. *Appl. Energy* 308, 118320. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.118320>
- AirconSpares, 2022. Pipes [WWW Document]. URL <https://www.airconspares.com/air-conditioning-refrigeration-copper-tube-9-5mm-3-8-inch-6-metre-coil>
- 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>
- Aminyavari, M., Najafi, B., Shirazi, A., Rinaldi, F., 2014. Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system. *Appl. Therm. Eng.* 65, 42–50. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.075>
- Arias, J., 2005. Energy Usage in Supermarkets: Modelling and Field Measurements.
- Ashford, P., 2016. HFC Emissions Report for Chile.
- Avendaño-Vera, C., Martínez-Soto, A., Marincioni, V., 2020. Determination of optimal thermal inertia of building materials for housing in different Chilean climate zones. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 131. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110031>
- Belman-Flores, J.M., Heredia-Aricapa, Y., Garcia-Pabon, J.J., Gallegos-Muñoz, A., Serrano-Arellano, J., Perez-Reguera, C.G., 2021. An approximate model of a multilayer wire-on-tube condenser operating with R134a and R600a: Experimental validation and parametric analysis. *Case Stud. Therm. Eng.* 25. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.100927>
- Bitzer, 2017a. Subcritical & transcritical systems.
- Bitzer, 2017b. Bitzer CO₂ Booster Rack.
- Bodys, J., Smolka, J., Palacz, M., Haida, M., Banasiak, K., Nowak, A.J., Hafner, A., 2016. Performance of fixed geometry ejectors with a swirl motion installed in a multi-ejector module of a CO₂ refrigeration system. *Energy* 117, 620–631. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.07.037>
- Casas Ledón, Y., Arteaga-Perez, L.E., Toledo, J., Dewulf, J., 2015. Exergoeconomic evaluation of an ethanol-fueled solid oxide fuel cell power plant. *Energy* 93, 1287–1295. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.036>
- Catalán-Gil, J., Nebot-Andrés, L., Sánchez, D., Llopis, R., Cabello, R., Calleja-Anta, D., 2020. Improvements in CO₂ booster architectures with different economizer arrangements. *Energies* 13. <https://doi.org/10.3390/en13051271>
- Catalán-Gil, J., Sánchez, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Cabello, R., 2018. Energy evaluation of multiple stage commercial refrigeration architectures adapted to F-gas regulation. *Energies* 11. <https://doi.org/10.3390/en11071915>
- Ceglia, F., Marrasso, E., Roselli, C., Sasso, M., 2021. An innovative environmental parameter: Expanded Total Equivalent Warming Impact. *Int. J. Refrig.* 131, 980–989. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.08.019>
- Chai, L., Tsamos, K.M., Tassou, S.A., 2020. Modelling and Evaluation of the Thermohydraulic Performance of Finned-Tube Supercritical Carbon Dioxide Gas Coolers. *Energies* 2. <https://doi.org/10.3390/en13051031>

- Ciconkov, R., 2018. Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions. *Int. J. Refrig.* 86, 441–448. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.12.006>
- Copeland, 2021. Software selection.
- Copeland, 2019. Application Guidelines for Semi -Hermetic Compressors for Transcritical and Subcritical CO₂ Applications.
- Cuevas, C., Lebrun, J., Lemort, V., Ngendakumana, P., 2009. Development and validation of a condenser three zones model. *Appl. Therm. Eng.* <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.06.007>
- Cui, Q., Gao, E., Zhang, Z., Zhang, X., 2020. Preliminary study on the feasibility assessment of CO₂ booster refrigeration systems for supermarket application in China: An energetic, economic, and environmental analysis. *Energy Convers. Manag.* 225, 113422. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113422>
- Dai, B., Cao, Y., Liu, S., Ji, Y., Sun, Z., Xu, T., Peng Zhang, V., 2021. Annual energetic evaluation of multi-stage dedicated mechanical subcooling carbon dioxide supermarket refrigeration system in different climate regions of China using genetic algorithm. *J. Clean. Prod.* <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.130119>
- Dai, B., Qi, H., Dou, W., Liu, S., Zhong, D., Yang, H., Nian, V., Hao, Y., 2020a. Life cycle energy, emissions and cost evaluation of CO₂ air source heat pump system to replace traditional heating methods for residential heating in China: System configurations. *Energy Convers. Manag.* 218, 112954. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112954>
- Dai, B., Zhao, X., Liu, S., Yang, Q., Zhong, D., Cao, Y., Hao, Y., 2020b. Heating and cooling of residential annual application using DMS transcritical CO₂ reversible system and traditional solutions: An environment and economic feasibility analysis. *Energy Convers. Manag.* 210, 112714. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112714>
- Dai, B., Zhao, X., Liu, S., Yang, Q., Zhong, D., Hao, Y., Yuning, Hao, Ying, 2020c. Energetic, exergetic and exergoeconomic assessment of transcritical CO₂ reversible system combined with dedicated mechanical subcooling (DMS) for residential heating and cooling. *Energy Convers. Manag.* 209, 112594. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112594>
- Daikin, 2020. INSTALLATION MANUAL Booster Unit.
- Danfoss, 2022a. inter-automatika VFD & control [WWW Document]. URL <https://www.interautomatika.eu/danfoss-ic-price-list>
- Danfoss, 2022b. Danfoss Price List [WWW Document]. URL <https://www.interautomatika.eu/danfoss-ic-price-list>
- Danfoss, 2018. Multi Ejector Solution TM for R744 (CO₂) Product type - CTM 6 Low Pressure (LP).
- Danfoss, 2009. Food Retail CO₂ Refrigeration Systems. Designing subcritical and transcritical CO₂ systems and selecting suitable Danfoss components.
- Deymi-Dashtebayaz, M., Maddah, S., Fallahi, E., 2019. Thermo-economic-environmental optimization of injection mass flow rate in the two-stage compression refrigeration cycle (Case study: Mobarakeh steel company in Isfahan, Iran). *Int. J. Refrig.* 106, 7–17. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.06.020>
- Diario Oficial de la Unión Europea, 2014. Reglamento (UE) núm. 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de abril de 2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) n° 842/2006, Diario Oficial de la Unión Europea.
- Dilshad, S., Kalair, A.R., Khan, N., 2020. Review of carbon dioxide (CO₂) based heating and cooling technologies: Past, present, and future outlook. *Int. J. Energy Res.* 44, 1408–1463. <https://doi.org/10.1002/er.5024>
- Donna, C., Herrera, S., Araya-Osses, D., Caroca, C., Padilla, R., Uribe, J.M., Paneque, M.,

2021. Topoclimatic zoning of continental Chile. *J. Maps* 17, 114–124. <https://doi.org/10.1080/17445647.2021.1886188>
- Ebmpapst, 2002a. Fan Catalog A6D910-AI01-35.
- Ebmpapst, 2002b. Fan catalog A6D910-AB01_35.
- Econoler, Aets, 2010. Estudio de Mercado de Eficiencia Energética en Chile.
- Efstratiadi, M., Acha, S., Shah, N., Markides, C.N., 2019. Analysis of a closed-loop water-cooled refrigeration system in the food retail industry: A UK case study. *Energy* 174, 1133–1144. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.004>
- Emerson, 2022a. Expansion valves [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/alco-electronic-control-valves/3559-ex6-i21-alco-electronic-control-valve-stepper-motor-powered.html>
- Emerson, 2022b. Expansion valves TXV [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/alco/1681-tile-sw-alco-thermostatic-expansion-valve-38-x-12-stainless-steel-alco-nr802466.html>
- Emerson Climate Technologies, 2016. commercial-co₂-refrigeration-systems-en-ca-3592874.pdf.
- Engineers, H., 2022. Report [WWW Document]. URL https://www.hendersonengineers.com/insight_article/have-we-reached-the-tipping-point-for-co2-refrigeration-systems/
- Eskandari Manjili, F., Cheraghi, M., 2019. Performance of a new two-stage transcritical CO₂ refrigeration cycle with two ejectors. *Appl. Therm. Eng.* 156, 402–409. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.083>
- Falvey, M., Garreaud, R.D., 2009. Regional cooling in a warming world: Recent temperature trends in the southeast Pacific and along the west coast of subtropical South America (1979-2006). *J. Geophys. Res. Atmos.* 114, 1–16. <https://doi.org/10.1029/2008JD010519>
- Fazelpour, F., Morosuk, T., 2014. Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines. *Int. J. Refrig.* 38, 128–139. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.016>
- Ferrando, K., 2013. Supermercados pequeños y medianos ganan terreno en ventas de la industria - La Tercera [WWW Document]. URL <https://www.latercera.com/noticia/supermercados-pequenos-y-medanos-ganan-terreno-en-ventas-de-la-industria/>
- Friedel, L., 1979. Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow. *Proc. Eur. Two-Phase Flow Gr. Meet.*, Ispra, Italy, 1979.
- Frio Service, 2023. Gas Refrigerante R404a [WWW Document]. URL <https://frio-service.cl/products/r404a>
- Fu, R., Wang, J., Zheng, M., Yu, K., Liu, X., Li, X., 2019. Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration cycle with dedicated mechanical subcooling. *Entropy* 21. <https://doi.org/10.3390/E21090874>
- Gaete-Morales, C., Gallego-Schmid, A., Stamford, L., Azapagic, A., 2018. Assessing the environmental sustainability of electricity generation in Chile. *Sci. Total Environ.* 636, 1155–1170. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2018.04.346>
- Gamma Ingenieros S.A., Retail, C.N.E.M., 2009. Diagnóstico Energético del Sector Retail.
- Ge, Y.T., Cropper, R., 2005. Performance evaluations of air-cooled condensers using pure and mixture refrigerants by four-section lumped modelling methods. *Appl. Therm. Eng.* 25, 1549–1564. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.10.001>
- Ge, Y.T., Cropper, R.T., 2009. Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems. *Appl. Therm. Eng.* 29, 957–965. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.013>
- Ge, Y.T., Tassou, S.A., 2014. Control optimizations for heat recovery from CO₂ refrigeration

- systems in supermarket. *Energy Convers. Manag.* 78, 245–252. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.071>
- Ge, Y.T., Tassou, S.A., 2011. Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model “ SuperSim ”. Part II : Model applications. *Int. J. Refrig.* 4, 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.11.004>
- Ge, Y.T., Tassou, S.A., 2009. Control optimisation of CO₂ cycles for medium temperature retail food refrigeration systems. *Int. J. Refrig.* 32, 1376–1388. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.01.004>
- Ge, Y.T., Tassou, S.A., Santosa, I.D., Tsamos, K., 2015. Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system. *Appl. Energy* 61, 2311–2314. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.123>
- Ge, Y.T., Tassou, S.A., Santosa, I.D., Tsamos, K., 2014. Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system. *Energy Procedia* 61, 2311–2314. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.1191>
- Global Agricultural Information Network, 2019. Chile Retail Food Guide.
- Gullo, P., 2019. Innovative fully integrated transcritical R744 refrigeration systems for a HFC-free future of supermarkets in warm and hot climates. *Int. J. Refrig.* 108, 283–310. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.09.001>
- Gullo, P., 2018. Advanced thermodynamic analysis of a transcritical R744 booster refrigerating unit with dedicated mechanical subcooling. *Energies* 11. <https://doi.org/10.3390/en11113058>
- Gullo, P., Cortella, G., 2016. Comparative Exergoeconomic Analysis of Various Transcritical R744 Commercial Refrigeration Systems, in: *Proceedings of ECOS 2016 -The 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems.*
- Gullo, P., Elmegaard, B., Cortella, G., 2016. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates. *Int. J. Refrig.* 64, 61–79. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016>
- Gullo, P., Elmegaard, B., Cortella, G., 2015. Energetic, Exergetic and Exergoeconomic Analysis of CO₂ Refrigeration Systems Operating in Hot Climates, in: *28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems.*
- Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K., 2019a. Thermodynamic performance investigation of commercial R744 booster refrigeration plants based on advanced exergy analysis. *Energies* 12, 1–24. <https://doi.org/10.3390/en12030354>
- Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K., 2018a. Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. *Int. J. Refrig.* 93, 269–310. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001>
- Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K., Minetto, S., Kriezi, E.E., 2019b. Multi-ejector concept: A comprehensive review on its latest technological developments. *Energies* 12. <https://doi.org/10.3390/en12030406>
- Gullo, P., Hafner, A., Cortella, G., 2017a. Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications. *Int. J. Refrig.* 75, 164–176. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.12.009>
- Gullo, P., Tsamos, K., Hafner, A., Ge, Y., Tassou, S.A., 2017b. State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems - A theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry. *Energy Procedia* 123, 46–53. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.283>
- Gullo, P., Tsamos, K.M., Hafner, A., Banasiak, K., Ge, Y.T., Tassou, S.A., 2018b. Crossing

- CO₂ equator with the aid of multi-ejector concept: A comprehensive energy and environmental comparative study. *Energy* 164, 236–263. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.205>
- Hafner, A., Försterling, S., Banasiak, K., 2014. Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration. *Int. J. Refrig.* 43, 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015>
- Haida, M., Banasiak, K., Smolka, J., Hafner, A., Eikevik, T.M., 2016. Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module. *Int. J. Refrig.* 64, 93–107. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.01.017>
- Hazarika, M.M., Ramgopal, M., Bhattacharyya, S., 2018. Studies on a transcritical R744 based summer air-conditioning unit: Impact of refrigerant charge on system performance. *Int. J. Refrig.* 89, 22–39. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.03.007>
- Hillphoenix, 2020. Advansor CO2 Booster Refrigeration System Installation, Start-Up and Operating Manual.
- Hillphoenix, 2014. Understanding the ROI on CO2 Refrigeration Systems.
- Huang, Z., Zhao, H., Yu, Z., Han, J., 2018. Simulation and optimization of a R744 two-temperature supermarket refrigeration system with an ejector. *Int. J. Refrig.* 90, 73–82. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.04.007>
- Hussmann, 2018. CO2 Transcritical Systems Training Manual.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 1999. *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Cuarta. ed. Mexico.
- Islam, M.A., Srinivasan, K., Thu, K., Saha, B.B., 2017. Assessment of total equivalent warming impact (TEWI) of supermarket refrigeration systems. *Int. J. Hydrogen Energy* 42, 26973–26983. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.07.035>
- J. Bourdouxhe, M. Grodent, J.L., 1999. A toolkit for primary HVAC system energy calculation. Liege.
- Jain, V., Sachdeva, G., Kachhwaha, S.S., Patel, B., 2016. Thermo-economic and environmental analyses based multi-objective optimization of vapor compression-absorption cascaded refrigeration system using NSGA-II technique. *Energy Convers. Manag.* 113, 230–242. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.01.056>
- Karampour, M., Mateu-Royo, C., Rogstam, J., Sawalha, S., 2019. Geothermal Storage Integration into a Supermarket's CO₂ Refrigeration System. *Int. J. Refrig.* <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.026>
- Kays, W., London, A., 1984. *Compact Heat Exchangers* (3rd Edition).
- Keshtkar, M.M., 2019. Multi-Objective Optimization of a R744/R134a Cascade Refrigeration System: Exergetic, Economic, Environmental, and Sensitive Analysis (3Es). *J. Therm. Eng.* 5, 237–250. <https://doi.org/10.18186/thermal.581750>
- Khanmohammadi, Saber, Goodarzi, M., Khanmohammadi, Shoaib, Ganjehsarabi, H., 2018. Thermo-economic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a modified transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Therm. Sci. Eng. Prog* 5, 86–96. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.10.007>
- Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science.* <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>
- Krack, 2021. Commercial Refrigeration Price List.
- Kysor/Warren, 2017. Installation and Operation Manual for CO2 transcritical.
- Lata, M., Gupta, D.K., 2021. Simulation and performance evaluation of trans-critical CO₂ refrigeration system with modified evaporative cooled finned tube gas cooler in Indian context. *Appl. Therm. Eng.* 186, 116500. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116500>
- Lata, M., Purohit, N., Gupta, D.K., 2021. Techno-economic assessment of trans-critical CO₂

- booster system with modified evaporative cooling for supermarket application in Indian context. *Environ. Prog. Sustain. Energy* 40. <https://doi.org/10.1002/ep.13551>
- Laval, A., 2014. *Pricelist Refrigeration Equipment - 2015*.
- Lemort, V., Lebrun, J., Cuevas, C., Teodorese, I.V., 2008. Development of simple cooling coil models for simulation of HVAC systems. *ASHRAE Trans.* 114 PART 1, 319–328.
- Liu, L., Li, Z., Jing, Y., Lv, S., 2018. Energetic, economic and environmental study of cooling capacity for absorption subsystem in solar absorption-subcooled compression hybrid cooling system based on data of entire working period. *Energy Convers. Manag.* 167, 165–175. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.102>
- Liu, S., Li, Z., Dai, B., Zhong, Z., Li, H., Song, M., Sun, Z., 2019. Energetic, economic and environmental analysis of air source transcritical CO₂ heat pump system for residential heating in China. *Appl. Therm. Eng.* 148, 1425–1439. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.061>
- Liu, X., Fu, R., Wang, Z., Lin, L., Sun, Z., Li, X., 2019. Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and ejector. *Energy Convers. Manag.* 188, 354–365. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.088>
- Liu, X., Yu, K., Wan, X., Li, X., 2021. Performance evaluation of CO₂ supermarket refrigeration system with multi-ejector and dedicated mechanical subcooling. *Energy Reports* 7, 5214–5227. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.08.110>
- Lozano, M.A., Valero, A., 1993. Theory of the exergetic cost. *Energy* 18, 939–960. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(93\)90006-Y](https://doi.org/10.1016/0360-5442(93)90006-Y)
- Lu-ve, 2021. LU-VE Group [WWW Document]. URL <https://components.luvegroup.com/en/category/refrigeration/refrigeration-horizontal-counters-opeating-at-negative-temperatures/refrigeration-horizontal-counters-opeating-at-negative-temperatures-condensers/>
- Lukić, R., Lalić, S., Sućeska, A., Hanić, A., Bugarčić, M., 2018. Carbon dioxide emissions in retail food. *Ekon. Poljopr.* 65, 859–874. <https://doi.org/10.5937/ekopolj18028591>
- Luo, B., Zou, P., 2019. Performance analysis of different single stage advanced vapor compression cycles and refrigerants for high temperature heat pumps. *Int. J. Refrig.* <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.024>
- Madsen KB, K.E., 2018. Financial aspects of ejector solutions in supermarket and smaller industrial systems. *Proc. 13th IIR Gustav Lorentzen Conf. Nat. Refrig.* 1403.
- Maouris, G., Sarabia Escriva, E.J., Acha, S., Shah, N., Markides, C.N., 2020. CO₂ refrigeration system heat recovery and thermal storage modelling for space heating provision in supermarkets: An integrated approach. *Appl. Energy* 264, 114722. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114722>
- Martínez-Ballester, S., Corberán, J.M., González-Maciá, J., 2013. Numerical model for microchannel condensers and gas coolers: Part i - Model description and validation. *Int. J. Refrig.* 36, 173–190. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.08.023>
- Meteonorm, 2019. Handbook part II: Theory Global Meteorological Database Version 7 Software and Data for Engineers, Planers and Education, in: *Handbook Part II: Theory*.
- Meteonorm, 2014. Handbook part I: Software Global Meteorological Database Version 7 Software and Data for Engineers, Planers and Education The Meteorological Reference for Solar Energy Applications, Building Design, Heating & Cooling Systems, Education Renewable Energy, in: *Handbook Part I: Software*.
- Mfm-ref, 2022a. Bitzer and Copeland Reciprocating [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/co2/5307-4dtc-30k-bitzer-co2-compressor-max-160-bar-400v-3-50hz-part-winding-40p.html>
- Mfm-ref, 2022b. Copeland Compressors.
- Mfm-ref, 2022c. Danfoss valves [WWW Document]. URL

- <https://mfhref.com/en/siemens/1940-mvl66120-25-siemens-electronic-expansion-valves-78.html>
- Mfm-ref, 2022d. Flash tanks [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/bitzer/2582-fs4752-bitzer-vertical-liquid-receiver-for-refrigeration.html>
- Mfm-ref, 2022e. Armaflex.
- Mfm-ref, 2022f. pipes [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/copper-pipe/3112-14-copper-heat-pipe-per-spool-15-m.html>
- Mfm-ref, 2022g. Danfoss TXV [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/danfoss-/1794-ts2-danfoss-r404a-38x12-thermostatic-expansion-valve-flare-solder-068z3414.html>
- Mfm-ref, 2022h. Copeland Reciprocating [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/dwm-copeland/17764-4mjd-33x-dwm-copeland-compressor-semi-hermetic-400v-3-50hz-yyy.html>
- Mfm-ref, 2022i. Bock Reciprocating [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/bock/5288-hax4650-4-bock-compressor-air-cooled-application-freezes.html#description>
- Mfm-ref, 2022j. Danfoss scroll [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/danfoss/17251-mlz076t4lp9-danfoss-scroll-compressor-400v-3-50hz-460v-3-60hz-120u8022-.html>
- Mfm-ref, 2022k. Accumulator tank [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/bitzer/2581-fs4002-bitzer-vertical-liquid-receiver-for-refrigeration.html>
- Ministerio de Desarrollo Social y Familia, 2021. Precios sociales 2021.
- Ministerio de Economía, 2022. Tarifas de Suministro Eléctrico - 1 de enero de 2022 CGE.
- Ministerio de Energía, 2014. Energía 2050, Ministerio de Energía Gobierno de Chile.
- Ministerio de Medio Ambiente, 2018. CO₂ transcrito: Gas refrigerante natural más eficiente y sustentable [WWW Document]. URL <https://mma.gob.cl/co2-transcritico-gas-refrigerante-natural-mas-eficiente-y-sustentable/>
- Ministerio del Medio Ambiente, 2015. Plan de gestión para la eliminación de HCFC en Chile.
- Ministerio del Medio Ambiente Chile, 2018. Tercer Informe Bienal de Actualización de Chile sobre Cambio Climático.
- Miran, A.Z., Nemati, A., Yari, M., 2019. Performance analysis and exergoeconomic evaluation of a TRC system enhanced by a dedicated mechanical subcooling. *Energy Convers. Manag.* 197, 111890. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111890>
- Mitsopoulos, G., Syngounas, E., Tsimpoukis, D., Bellos, E., Tzivanidis, C., Anagnostatos, S., 2019. Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO₂ refrigerant. *Energy Convers. Manag.* X 1, 100006. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2019.100006>
- Mohammadi, K., Efati Khaledi, M.S., Powell, K., 2019. A novel hybrid dual-temperature absorption refrigeration system: Thermodynamic, economic, and environmental analysis. *J. Clean. Prod.* 233, 1075–1087. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.06.130>
- Mosaffa, A.H., Farshi, L.G., Infante Ferreira, C.A., Rosen, M.A., 2016. Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers. *Energy Convers. Manag.* 117, 442–453. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.053>
- Nebot-Andrés, L., Llopis, R., Sánchez, D., Catalán-Gil, J., Cabello, R., 2017. CO₂ with mechanical subcooling vs. CO₂ cascade cycles for medium temperature commercial refrigeration applications thermodynamic analysis. *Appl. Sci.* 7. <https://doi.org/10.3390/app7090955>
- Orynych, O., Tucki, K., Wasiak, A., Sobótka, R., Gola, A., 2019. Evaluation of the brake's performance dependence upon technical condition of car tires as a factor of road safety management. *Energies* 13. <https://doi.org/10.3390/en13010004>
- Ostrov, 2022a. Condenser R404A [WWW Document]. URL http://www.ostrovcomplete.com/data/file/OH104/EN/07Price_list/OH104-price-list-EN.pdf

- Ostrov, 2022b. gas cooler [WWW Document]. URL <http://www.ostrovcomplete.com/air-heat-exangers.htm>
- Palacz, M., Smolka, J., Fic, A., Bulinski, Z., Nowak, A.J., Banasiak, K., Hafner, A., 2015. Application range of the HEM approach for CO₂ expansion inside two-phase ejectors for supermarket refrigeration systems. *Int. J. Refrig.* 59, 251–258. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.006>
- Papasavva, S., Hill, W.R., Andersen, S.O., 2010. GREEN-MAC-LCCP: A tool for assessing the life cycle climate performance of MAC Systems. *Environ. Sci. Technol.* 44, 7666–7672. <https://doi.org/10.1021/es100849g>
- Pardiñas, Á., Hafner, A., Banasiak, K., 2018. Novel integrated CO₂ vapour compression racks for supermarkets. Thermodynamic analysis of possible system configurations and influence of operational conditions. *Appl. Therm. Eng.* 131, 1008–1025. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.015>
- Park, C., Lee, H., Hwang, Y., Radermacher, R., 2015. Recent advances in vapor compression cycle technologies. *Int. J. Refrig.* 60, 118–134. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.005>
- Peris Pérez, B., Expósito Carrillo, J.A., Sánchez de La Flor, F.J., Salmerón Lissén, J.M., Morillo Navarro, A., 2021. Thermoeconomic analysis of CO₂ Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EERC) for low-temperature refrigeration in warm climates. *Appl. Therm. Eng.* 188. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116613>
- Polzot, A., D'Agaro, P., Cortella, G., 2017. Energy Analysis of a Transcritical CO₂ Supermarket Refrigeration System with Heat Recovery. *Energy Procedia* 111, 648–657. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.227>
- Profroid, 2020. CONDENSEURS A AIR/AIR COOLED CONDENSERS.
- Purohit, N., Gupta, D.K., Dasgupta, M.S., Gullo, P., 2017. Energetic and economic analysis of trans-critical CO₂ booster system for refrigeration in warm climatic condition 1. *Int. J. Refrig.* 80, 182–196. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.023>
- Rcp, 2022a. Compressor catalog.
- Rcp, 2022b. Copeland scroll [WWW Document]. URL <https://www.rcpsrl.com/en/shop/refrigeration-compressor/scroll/copeland-zf>
- Rcp, 2022c. Bitzer compressor LT [WWW Document]. URL <https://www.rcpsrl.com/en/shop/refrigeration-compressor/scroll/bitzer-series-7>
- Rohsenow, W.M., Hartnett, J.R., 1999. Handbook of heat transfer, Choice Reviews Online. <https://doi.org/10.5860/choice.36-3347>
- Ruangtrakoon, N., Aphornratana, S., 2019. Design of steam ejector in a refrigeration application based on thermodynamic performance analysis. *Sustain. Energy Technol. Assessments* 31, 369–382. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.12.014>
- Sacasas, D., Vega, J., Cuevas, C., 2022. An annual energetic evaluation of booster and parallel refrigeration systems with R744 in food retail supermarkets. A Chilean perspective. *Int. J. Refrig.* 133, 326–336. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.10.010>
- Sanaye, S., Emadi, M., Refahi, A., 2019. Thermal and economic modeling and optimization of a novel combined ejector refrigeration cycle. *Int. J. Refrig.* 98, 480–493. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.007>
- Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Catalán-Gil, J., Nebot-Andrés, L., 2019. Energy assessment and environmental impact analysis of an R134a/R744 cascade refrigeration plant upgraded with the low-GWP refrigerants R152a, R1234ze(E), propane (R290) and propylene (R1270). *Int. J. Refrig.* 104, 321–334. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.028>
- Sánchez, D., Catalan-Gil, J., Cabello, R., Calleja-Anta, D., Llopis, R., Nebot-Andrés, L., 2020. Experimental analysis and optimization of an R744 transcritical cycle working with a

- mechanical subcooling system. *Energies* 13. <https://doi.org/10.3390/en13123204>
- Sarabia Escriva, E.J., Hart, M., Acha, S., Soto Francés, V., Shah, N., Markides, C.N., 2022. Techno-economic evaluation of integrated energy systems for heat recovery applications in food retail buildings. *Appl. Energy* 305. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117799>
- Sarricolea, P., Herrera-Ossandon, M., Meseguer-Ruiz, Ó., 2017. Climatic regionalisation of continental Chile. *J. Maps* 13, 66–73. <https://doi.org/10.1080/17445647.2016.1259592>
- Sharma, V., Fricke, B., Bansal, P., 2014. Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems. *Int. J. Refrig.* 46, 86–99. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.001>
- Sistema Eléctrico Nacional, 2019. Factores de Emisión – Energía Abierta [WWW Document]. URL <http://energiaabierta.cl/visualizaciones/factor-de-emision-sic-sing/> (accessed 7.28.20).
- Skm Enviros, 2012. Phase Down of HFC Consumption in the EU – Assessment of Implications for the RAC Sector.
- Smith, R., 2005. *Chemical Process Design and Integration*, John Wiley & Sons, Ltd.
- Song, J., Li, X., Ren, X., Tian, H., Shu, G., Gu, C., Markides, C.N., 2020. Thermodynamic and economic investigations of transcritical CO₂-cycle systems with integrated radial-inflow turbine performance predictions. *Appl. Therm. Eng.* 165, 114604. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114604>
- Song, Y., Wang, H., Cao, F., 2020. Investigation of the impact factors on the optimal intermediate temperature in a dual transcritical CO₂ system with a dedicated transcritical CO₂ subcooler. *Energies* 13. <https://doi.org/10.3390/en13020309>
- Sooben, D., Purohit, N., Mohee, R., Meunier, F., Dasgupta, M.S., 2019. R744 refrigeration as an alternative for the supermarket sector in small tropical island developing states: The case of Mauritius. *Int. J. Refrig.* 103, 264–273. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.03.034>
- Stiebel-Eltron, 2022. TXV valvules [WWW Document]. URL <https://mfhref.com/en/stiebel-eltron/4986-275966-thermostatic-valve-for-stiebel-eltron-heat.html>
- Stolpe, N., Undurraga, P., 2016. Long term climatic trends in Chile and effects on soil moisture and temperature regimes. *Chil. J. Agric. Res.* 76, 487–496. <https://doi.org/10.4067/S0718-58392016000400013>
- Suamir, I., Tassou, S.A., 2013. Performance evaluation of integrated trigeneration and CO₂ refrigeration systems. *Appl. Therm. Eng.* 50, 1487–1495. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.055>
- Sun, J., Kuruganti, T., Munk, J., Dong, J., Cui, B., 2021. Low global warming potential (GWP) refrigerant supermarket refrigeration system modeling and its application. *Int. J. Refrig.* 126, 195–209. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.12.037>
- Sun, Z., Li, J., Liang, Y., Sun, H., Liu, S., Yang, L., Wang, C., Dai, B., 2020. Performance assessment of CO₂ supermarket refrigeration system in different climate zones of China. *Energy Convers. Manag.* 208, 112572. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112572>
- Supply, A., 2022. Frascold and Bock Reciprocating [WWW Document]. URL <https://hvacspareparts.com/S40-26TK-Frascold/compressors/184389>
- T. J. Kotas, 1985. The exergy method of thermal plant analysis, *International Journal of Refrigeration*.
- Tassou, S.A., Ge, Y., Hadawey, A., Marriott, D., 2011. Energy consumption and conservation in food retailing. *Appl. Therm. Eng.* 31, 147–156. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.08.023>
- Thome, J.R., El Hajal, J., Cavallini, A., 2003. Condensation in horizontal tubes, part 2: New heat transfer model based on flow regimes. *Int. J. Heat Mass Transf.* 46, 3365–3387. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00140-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00140-6)

- Tsamos, K.M., Amaris, C., Mylona, Z., Tassou, S., 2019. Analysis of typical booster configuration, parallel-compressor booster configuration and R717/R744 cascade refrigeration system for food retail applications. Part 2: Energy performance in various climate conditions. *Energy Procedia* 161, 268–274. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.091>
- Tsamos, K.M., Ge, Y.T., Santosa, Id., Tassou, S.A., Bianchi, G., Mylona, Z., 2017a. Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. *Energy Convers. Manag.* 150, 822–829. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.020>
- Tsamos, K.M., Gullo, P., Ge, Y.T., Idew, Santosa, Tassou, S.A., Hafner, A., 2017b. Performance investigation of the CO₂ gas cooler designs and its integration with the refrigeration system. *Energy Procedia* 123, 265–272. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.237>
- Unidad Ozono, 2019. Proyecto de CO₂ Transcrítico en supermercados – Unidad Ozono [WWW Document]. URL <https://ozono.mma.gob.cl/proyectos/proyecto-de-co2-transcritico-en-supermercados/> (accessed 4.1.20).
- Universidad de Chile, 2021. Cartografía interactiva de los climas de Chile [WWW Document]. URL http://www7.uc.cl/sw_educ/geografia/cartografiainteractiva/Inicio/Paginas/UntitledFrameSet-1.htm (accessed 4.24.21).
- US Environment Protection Agency, 2011. Profile of an Average U.S . Supermarket ' s Greenhouse Gas Impacts from Refrigeration Leaks Compared to Electricity Consumption.
- Vega, J., Dávila, C., Lemort, V., 2021. Two - Stage Compression With Vapor Injection : A Study On A Disregarded Solution In CO₂ Booster Applications For Supermarket Refrigeration, in: 18th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. pp. 1–10.
- Walker, D.H., Baxter, V.D., 2003. Analysis of Advanced, Low-Charge Refrigeration for Supermarkets. ASHRAE Winter Meet. CD, Tech. Symp. Pap. 2003, 275–281.
- Wang, Y., Liu, S., Nian, V., Li, X., Yuan, J., 2019. Life cycle cost-benefit analysis of refrigerant replacement based on experience from a supermarket project. *Energy* 187, 115918. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115918>
- Wang, Z., Sun, R., Zhao, Y., Li, Y., Ren, X., 2019. Effect of steam concentration on demineralized coal char surface behaviors and structural characteristics during the oxy-steam combustion process. *Energy* 174, 339–349. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.187>
- Webb, N., Broomfield, M., Brown, P., Buys, G., Cardenas, L., 2014. UK greenhouse gas inventory 1990 to 2012: Report to UNFCCC.
- Wu, W., Skye, H.M., Dyreby, J.J., 2021. Modeling and experiments for a CO₂ ground-source heat pump with subcritical and transcritical operation. *Energy Convers. Manag.* 243, 114420. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114420>
- Yilmaz, D., Yilmaz, B., Mancuhan, E., 2019. The performance evaluation of R744 transcritical ejector and R290/R744 cascade refrigeration systems for Turkey. *Therm. Sci.* 23, 4031–4041. <https://doi.org/10.2298/TSCI180911348Y>
- Zhang, M., 2006. Energy analysis of various supermarket refrigeration systems. *Int. Refrig. Air Cond. Conf. Pap.* 856. 1–8.
- Zheng, L., Deng, J., 2017. Research on CO₂ ejector component efficiencies by experiment measurement and distributed-parameter modeling. *Energy Convers. Manag.* 142, 244–256. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.017>
- Zolcer Skačanová, K., Battesti, M., 2019. Global market and policy trends for CO₂ in refrigeration. *Int. J. Refrig.* 107, 98–104. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.010>

Anexos A: Publicaciones científicas

Publicación #1 (publicado en *International Journal of Refrigeration*): AN ANNUAL ENERGETIC EVALUATION OF BOOSTER AND PARALLEL REFRIGERATION SYSTEMS WITH R744 IN FOOD RETAIL SUPERMARKETS. A CHILEAN PERSPECTIVE (<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700721004047>): Presenta el desarrollo de los modelos de simulación (compresores, condensadores, evaporadores) y su validación de los sistemas BB y BP. Ambos sistemas se simulan anualmente en intervalos horarios en 14 ciudades de Chile, y posteriormente se desarrolla un análisis de técnico-económico, resaltando la factibilidad de cada sistema.

Publicación #2 (en revisión en *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 4 ronda de revisión): ENVIRONMENTAL AND ENERGETIC IMPACT OF REFRIGERATION SYSTEMS USING CO₂ (R744): A CUBAN CASE STUDY (https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract_id=4103334): Esta publicación considera los mismos modelos de simulación, pero con ciertas modificaciones. En este caso se simulan en climas más cálidos (Cuba), y se incorpora un análisis ambiental basado en la metodología TEWI y un análisis energético en varias escalas de tiempos: mensual, diario y horario.

Publicación #3 (publicada en *International Journal of Refrigeration*): AN IMPROVED APPROACH TO MODEL COMPRESSORS, CONDENSER/GAS COOLER AND THEIR CONTROL SYSTEM IN REFRIGERATION SYSTEMS WITH R404A AND R744 BASED ON PHYSICAL PRINCIPLES (<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700723001901?via%3Dihub>): Esta publicación muestra el desarrollo de los modelos de simulación del sistema BB y DXS-R404A de manera detallada, los cuales son las bases para el resto de los sistemas transcríticos.

Publicación #4 (listo para enviar a *Thermal Science and Engineering Progress*): A DETAILED EXERGOECONOMIC ASSESSMENT OF THE MOST PROMISING TRANSCRITICAL REFRIGERATION SOLUTIONS WITH CO₂ AGAINST THE EXPANSION DIRECT SYSTEM WITH R404A: Contiene todo el análisis exergo-económico para los seis sistemas de refrigeración, considerando los datos de simulación en Concepción.

Anexos B: Tablas

Tabla B.18 Costos de componentes según fabricantes

Componente	Descripción	Valor 1	Ref. 1	Valor 2	Ref. 2	Valor 3	Ref. 3
Comp MT R744 VFD 4MTL-30X	29.6 kW, 17.9 m ³ /h	\$8,100	(Mfm-ref, 2022a)	\$7,640	(Mfm-ref, 2022b)	\$7,466	(Supply, 2022)
Comp MT R744 4MTL-30X	20.9 kW, 17.9 m ³ /h	\$8,100	(Mfm-ref, 2022a)	\$7,640	(Mfm-ref, 2022b)	\$7,041	(Supply, 2022)
Comp LT R744 VFD ZOV38AG-4X9	5.45 kW, 11.7 m ³ /h	\$5,097	(Rcp, 2022a)				
Comp LT R744 ZO34K3E-TFDN	1.82 kW, 4.07 m ³ /h	\$2,908	(Rcp, 2022a)				
Comp PP R744 VFD 4MTL-30X	29.6 kW, 17.9 m ³ /h	\$8,100	(Mfm-ref, 2022a)	\$7,640	(Mfm-ref, 2022b)	\$7,466	(Supply, 2022)
Comp PP R744 4MTL-30X	20.9 kW, 17.9 m ³ /h	\$8,100	(Mfm-ref, 2022a)	\$7,640	(Mfm-ref, 2022b)	\$7,041	(Supply, 2022)
Gas cooler/condensador ALTO-H,	101,196 m ³ /h, 308 kW, 2.7 m ²	\$36,740	(Krack, 2021)	\$23,674	(Ostrov, 2022a)	\$21,171	(Ostrov, 2022b)
Evap MT R744 CAN EV 3664	5910 m ³ /h, 3 fan	\$1,480	(Krack, 2021)				
Evap LT R744 CAB EV 3667	6408 m ³ /h, 3 fan	\$1,660	(Krack, 2021)				
Evap MT R404A CAN EV 4464	12620 m ³ /h, 4 fan	\$2,270	(Krack, 2021)				
Evap LT R404A CAB EV 3667	6480 m ³ /h, 3 fan	\$1,660	(Krack, 2021)				
HP EEV CCMT2, 90-140bar ByP EEV	Kv 0.17 m ³ /h	\$820	(Krack, 2021)	\$1,000	(Mfm-ref, 2022c)	\$298	(Emerson, 2022a)
CCMT42, 90-140 bar EEV MT	Kv 4.3 m ³ /h	\$820	(Krack, 2021)	\$1,000	(Mfm-ref, 2022c)	\$298	(Emerson, 2022a)
CV7-HPV, 70-130bar EEV LT	Kv 5.5 m ³ /h	\$820	(Krack, 2021)	\$1,000	(Mfm-ref, 2022c)	\$298	(Emerson, 2022a)
CV7-HPV, 70-130bar Flash Tank	400 lt, 1.8 kg/s, 30-60 bar	\$5,590	(Mfm-ref, 2022d)				
Armaflex Tuberías	Metro Metro	\$1.69 \$2.5	(Mfm-ref, 2022e) (AironSpares, 2022)	\$12.6	(Danfoss, 2022a)	\$2.6	(Mfm-ref, 2022f)
TXV MT-TIRE	154 kW, 46 bar	\$53	(Mfm-ref, 2022g)	\$58	(Emerson, 2022b)	\$112	(Stiebel-Eltron, 2022)
TXV LT-TJRE 12SW LEJ -CTM 1LE	40 kW 200 kg/h	\$53 \$3,910	(Mfm-ref, 2022g) (Danfoss, 2022b)	\$58	(Emerson, 2022b)	\$112	(Stiebel-Eltron, 2022)
MEJ- CTM 6HP PHX	3875 kg/h	\$12,213 \$1,000	(Danfoss, 2022b)	\$548	(Laval, 2014)		
Comp MT R404A VFD 4MA-22X	14.4 kW, 61.7 m ³ /h	\$7,870	(Mfm-ref, 2022h)	\$8,210	(Mfm-ref, 2022h)	\$5,020	(Mfm-ref, 2022i)
Comp MT R404A 4MA-22	14.2 kW, 61.7 m ³ /h	\$7,870	(Mfm-ref, 2022h)	\$8,210	(Mfm-ref, 2022h)	\$5,020	(Mfm-ref, 2022i)
Comp LT R404A VFD ZFW050SE-4X9	6.6 kW, 35.3 m ³ /h	\$3,984	(Rcp, 2022b)	\$4,100	(Mfm-ref, 2022j)	\$3,285	(Rcp, 2022c)
Comp LT R404A F34K5E-TFD	5.34 kW, 29.1 m ³ /h	\$3,628	(Rcp, 2022b)	\$4,100	(Mfm-ref, 2022j)	\$3,100	(Rcp, 2022c)
Condensador ALTO-H	76 000 m ³ /h, 4fan, 306 kW, 0.5m ²	\$68,510	(Krack, 2021)	\$23,675	(Ostrov, 2022a)	\$21,171	(Ostrov, 2022b)
Acumulator Tank	0.8 kg/s, 15-60 bar, 300 lt	\$5,240	(Mfm-ref, 2022k)				
VFD		\$387.00	(Danfoss, 2022a)				
Panel control + Backup power		\$387.00	(Danfoss, 2022a)				
Filtros de succión		\$262.00	(Danfoss, 2022a)				
Separador de aceite		\$536.00	(Danfoss, 2022a)				
Controlador general AK-PC 781 A		\$1,363.00	(Danfoss, 2022a)	\$2,065	(Danfoss, 2022a)		
Controlador de eyectores AK-PC 781 A		\$1,979.00	(Danfoss, 2022a)				

Nota. Los precios se presentan en USD.

Anexos C: Pretratamiento de datos de temperatura

Dentro de las fuentes de datos disponibles, se tiene el software METEONORM, el sitio AGROMET INIA del Chile y el sitio web del explorador climático de Chile. Se emplea el explorador climático para la identificación de las ciudades y estaciones que representarán las regiones de Chile a evaluar. Debido a la falta de datos en ciertos intervalos (fechas menores al 2020) y en períodos largos, se descarta el explorador climático. Por otra parte, el sitio de AGROMET-INIA contiene mayores datos en cada año, pero presenta irregularidades. En adición, se identifica el METEONORM como la mejor opción, ya que muestra datos de años meteorológicos típicos, los cuales representan el comportamiento de varios años (entre 10 y 25 años), para dos períodos 2000-2009 y del 1961-1990. Para aquellos puntos o ciudades lejanos de estaciones de monitoreo y/o ciudades de referencia, el software emplea métodos de interpolación de vecinos más cercanos (Meteonorm, 2019), generando a lo más no más de 1.2°C en los errores cuadráticos medios según manual de usuario (Meteonorm, 2014).

Selección de ciudades representativas.

La investigación considera todo el territorio de Chile, el cual cada región es representada por cada ciudad (estaciones según Meteonorm), tales como: Arica (Arica-Chacalluta), Iquique (Iquique/Diego Aracén), Antofagasta (Antofagasta), Calama (Calama/El Loa), Copiapó (Copiapó-Chamónate), La Serena (La Serena/La Florida), Valparaíso (Valparaíso USM.C), San Fernando (San Fernando), Curicó (Curicó-General Fr), Chillán (Chillán-Gral. O'Higgins), Concepción (Concepción), Temuco (Temuco-Maquehue), Valdivia (Valdivia-Pichoy), Osorno (Osorno-Canal Bajo), Puerto Montt (Puerto Montt), Coyhaique (Coyhaique), Punta Arenas (Punta Arenas) y Santiago (Santiago). De todas estas, solo la ciudad de San Fernando es un tipo de ciudad definida por el usuario, mientras que el resto es un sitio con categoría de Weather/ global radiation. Como parte de la selección, se identificaron aquellas ciudades cercanas a la Cordillera de la Costa o cerca al mar y aquellas próximas a la Cordillera de los Andes o entre ambas cordilleras.

Procesamiento y análisis de datos de temperatura

Para validar el uso de los datos de METEONORM y confirmar la representatividad de los años típicos, se necesita conocer las desviaciones con respecto a otra fuente (AGROMET-INIA) para el año 2021. Se selecciona dicho año por ser el que presenta mayor completitud de datos. Se calculan las variancias de las poblaciones (datos de temperatura) de cada base de datos (METEONORM y AGROMET-INIA), para determinar si son significativamente diferentes. En este caso, en la **Tabla C.19** se indican si existen diferencias significativas entre las medias de las poblaciones y las varianzas poblacionales.

Tabla C.19 *Varianzas entre las temperaturas según AGROMET-INIA y METEONORM*

Ciudad	Temperaturas Medias		Estadística descriptiva		
	METEONORM	INIA	Diferencia entre las medias	ANOVA Prob. > F	Homogeneidad de Prueba de Varianza Prob. > F
Arica	18.82	18.12	-0.705	NO	NO
Iquique	18.19	18.21	0.020	SI	NO
Antofagasta	16.46	16.40	-0.054	SI	SI
Calama	16.26	14.15	-2.109	NO	NO
Copiapó	17.39	15.59	-1.806	NO	NO
La Serena	13.82	13.85	0.033	SI	NO
Valparaíso	15.96	12.65	-3.309	NO	NO
San Fernando	15.30	14.93	-0.373	NO	NO
Curicó	15.07	14.57	-0.504	NO	SI
Chillán	12.55	14.58	2.027	NO	NO
Concepción	12.70	12.99	0.293	NO	NO
Temuco	11.52	11.70	0.177	SI	NO
Valdivia	11.46	11.40	-0.060	SI	NO
Osorno	10.40	11.30	0.902	NO	NO
Puerto Montt	10.17	10.58	0.413	NO	SI
Coyhaique	11.26	10.52	-0.738	NO	SI
Punta Arenas	6.31	7.11	0.806	NO	NO
Santiago	14.83	15.29	0.458	NO	NO

Nota: Cuando se presenta un “SI”, entonces las medias/varianzas poblacionales no son significativamente diferentes; si es “NO”, entonces son significativamente diferentes.

Tal como se observa, en Arica, Calama, Copiapó, La Serena, San Fernando, Chillán, Concepción, Osorno, Punta Arenas y Santiago, se cumple que las diferencias entre las medias y varianzas poblacionales son significativas, mientras que en el resto se cumplen ambas o una de estas condiciones. Por lo tanto, se requiere un análisis de sensibilidad de las temperaturas usadas con ambas fuentes de datos sobre el COP como variable de desempeño. Con ello, se pueden estimar los errores que se cometen al emplear la fuente de datos de METEONORM. Dado que las mayores diferencias entre las temperaturas son de -3.3°C (Valparaíso), se realiza el análisis de sensibilidad sobre el COP en la ciudad de Valparaíso.

Análisis de sensibilidad de los datos sobre el desempeño del sistema Booster

A continuación, se muestran la **Tabla C.20** los resultados de la simulación anual reflejan el COP del sistema Booster en Valparaíso, empleando los datos de temperatura a partir de la base de datos de METEONORM y AGROMET-INIA.

Tabla C.20 *Resultados de la sensibilidad de las temperaturas ambientes de cada base de dato (METENORM y AGROMET-INIA) sobre el COP del sistema Booster evaluado en Valparaíso*

Ciudad	Temp. media METEONORM	Temp. media INIA	COP METEONORM	COP INIA	ΔTemp.	ΔCOP	ANOVA Prob. > F	Prueba de Varianza Prob. > F
Valparaíso	15.96	12.65	1.70	1.81	-3.309	0.107	NO	NO

Nota: Si la ANOVA da como resultado un “SI”, entonces las medias/varianzas poblacionales no son significativamente diferentes; si es “NO”, entonces son significativamente diferentes.

Tal como muestra la **Tabla C.20**, las diferencias entre los valores de temperaturas obtenidas de ambas fuentes de datos provocan diferencias significativas en el COP del orden de 0.107. Las desviaciones estándar en las temperaturas del METEONORM y INIA son de 6.99 y 5.44°C, respectivamente, mientras que las desviaciones estándar en el COP es 0.245 y 0.203, respectivamente. Las mínimas y máximas diferencias significativas son de 0.1 y 0.116 respectivamente, lo cual demuestra que el impacto es mínimo considerando los rangos del COP. En este caso, las diferencias existentes no son razón suficiente para desechar el uso de la base de datos METEONORM considerando que sus datos son representativos para una serie de más de 15 años. Por otra parte, la **Fig. C.45** muestra el diagrama de caja de las temperaturas y COP del sistema Booster en Valparaíso. Se observa que las mayores diferencias se sitúan a altas temperaturas ambientales (bajos valores del COP), donde el METEONORM estima valores de 35°C mientras que el INIA señala valores de 27°C.

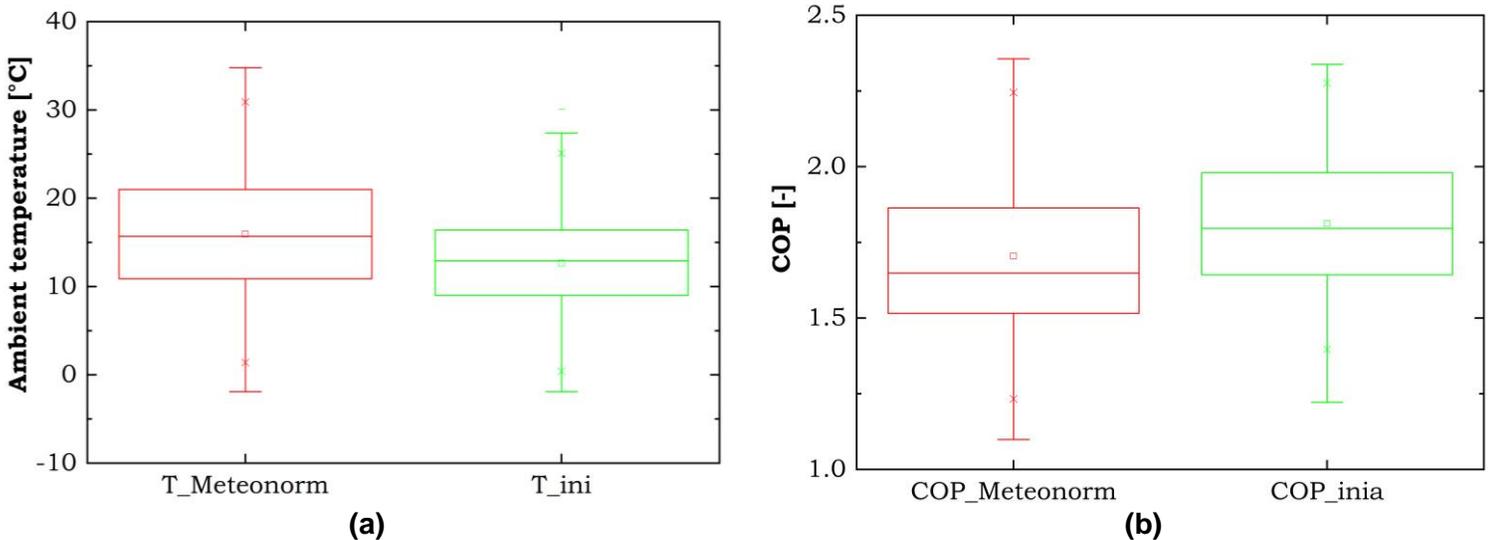


Fig. C.45 Diagrama de caja de a) las temperaturas y b) COP para los datos de METEONORM y AGROMET-INIA. Fuente: Elaboración propia.

Anexos D: Operaciones de matrices del modelo exergoeconómico

Matriz de incidencia **A**, matriz de valores exergéticos **B** y matriz de balances exergéticos **C** para cada sistema a una temperatura ambiente 35°C.

Tabla D.21 Multiplicación de las matrices A y B para obtener C en el sistema DXS a una temperatura ambiente 35°C

Componentes	Matriz incidencia A (lo que entra es 1)																B (kW)		Balance exergético C (kW)			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	W_MT	W_LT		W_cd	W_ev_MT	W_ev_LT
gc/cond	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	1	0	0
MT comp	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
LT comp	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
TXV MT	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TXV LT	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Evap-MT	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	1	0
Evap-LT	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Pto mix 1	0	0	0	0	1	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Pto mix 2	0	1	-1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1																						3544
2																						3503
3																						2635
4																						2616
5																						2597
6																						868
7																						855.2
8																						845.4
9																						855.2
10																						3451
11																						39.89
12																						47.79
13																						34.96
14																						50
15																						4.082
16																						23.18
wMT																						131
wLT																						26.04
wCD																						6.017
wEV_MT																						16.44
wEV_LT																						9.568
27																						27.919
38																						38
16.24																						16.24
19																						19
12.8																						12.8
20.4																						20.4
11.468																						11.468
1.2																						1.2
0																						0

Tabla D.22 Multiplicación de las matrices A y B para obtener C en el sistema BB a una temperatura ambiente 35°C

Componentes	Matriz incidencia A (lo que entra es 1)																				B (kW)		Balance exergético C (kW)			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	W_MT	W_LT		W_cd	W_ev_MT	W_ev_LT
gc/cond	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	1	0	0
MT comp	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
LT comp	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
EEV-HP	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
FT	0	0	1	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
EEV-MT	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
EEV-LT	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Evap-MT	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	1	0
Evap-LT	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Pto mix 1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Pto mix 2	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Pto mix 3	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
EEV-ByP	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1																										2890
2																										2850
3																										2827
4																										1320
5																										1314
6																										1507
7																										1177
8																										1177
9																										1158
10																										329.6
11																										328.2
12																										318.4
13																										324.5
14																										1482
15																										2795
16																										59.69
17																										67.7
18																										52.09
19																										67.5
20																										5.443
21																										22.47
wMT																										141.1
wLT																										12.76
wCD																										7.578
wEV_MT																										14.95
wEV_LT																										9.152
30.551																										30.551
46.1																										46.1
6.66																										6.66
23																										23
0																										0
1.4																										1.4
18.54																										18.54
10.942																										10.942
0.5																										0.5
1																										1
0.4																										0.4
6																										6

