

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales
Mención en Energía

Análisis energético del ciclo de compresión de vapor con eyector utilizando refrigerantes naturales

Autora: Blanca Marín Murillo

Tutores: José Manuel Salmerón Lissén

Bernardo Peris Pérez

Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020



Trabajo de Fin de Grado
Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Análisis energético del ciclo de compresión de vapor con eyector utilizando refrigerantes naturales

Autora:

Blanca Marín Murillo

Tutor:

José Manuel Salmerón Lissén

Profesor titular

Tutor:

Bernardo Peris Pérez

Profesor ayudante doctor

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2020

Trabajo de Fin de Grado: Análisis energético del ciclo de compresión de vapor con eyector utilizando refrigerantes naturales

Autora: Blanca Marín Murillo
Tutor: José Manuel Salmerón Lissén
Tutor: Bernardo Peris Pérez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

A Guille, a mi familia y a mis amigos por apoyarme en todo lo que me he propuesto y ayudarme a conseguirlo. A mi profesor y tutor Bernardo por su implicación en mi trabajo, por todo lo que me ha enseñado y por la experiencia vivida. Dedicado a mi madre María José y mi padre Jesús que me han permitido llegar hasta aquí.

Blanca Marín Murillo

Sevilla,

Resumen

El sector de la climatización y refrigeración se encuentra actualmente bajo el foco de atención de la normativa energética y medioambiental. El fuerte impacto de este sector sobre el consumo energético global, al igual que sus crecientes emisiones directas e indirectas de gases contaminantes, están obligando a las instituciones a establecer mecanismos de restricción. Medidas como la limitación gradual del Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA) de los refrigerantes, o como la identificación de la eficiencia energética de los equipos a través del eco-etiquetado, han movilizado a las empresas para adoptar estrategias proactivas en el diseño de sus nuevos equipos. Concretamente, las empresas del sector han iniciado un proceso de transición desde el uso de los actuales gases fluorados hacia los refrigerantes naturales, así como de incorporación de medidas para mejorar la eficiencia energética en dichos equipos. Una tecnología emergente en este contexto es la que incorpora eyectores a los ciclos de compresión de vapor que utilicen refrigerantes naturales. El estado de la cuestión respecto a esto es principalmente teórico, pero los resultados son esperanzadores para la obtención de equipos más limpios, eficientes y económicos.

El presente trabajo recoge los resultados de un estudio teórico que ha consistido en determinar, mediante un análisis energético, el desempeño de sistemas de climatización y de refrigeración con diferentes tipologías de ciclo y distintos refrigerantes naturales, concretamente amoníaco, propano e isobutano. Para la realización de este estudio se ha usado un modelo termodinámico de ciclo de compresión de vapor cuya arquitectura incluye un eyector y un segundo modelo con el ciclo básico. Los modelos se han puesto a prueba bajo distintas condiciones de operación.

La configuración de los modelos se ha realizado mediante una hoja de cálculo Excel vinculada a la base de datos CoolProp. Los datos sobre prestaciones requeridas y condiciones de operación para las distintas aplicaciones se han recopilado de artículos publicados en revistas especializadas. Así, datos conocidos sobre diferentes parámetros, tales como las temperaturas de condensación y evaporación en diferentes entornos climáticos, se han aplicado tanto al ciclo básico como a las arquitecturas que incluyen el eyector para compararlas. Los resultados obtenidos corroboran un mayor rendimiento de los ciclos con eyector, clarifican cuáles son las mejores alternativas para optimizar los ciclos y permiten abordar con optimismo ulteriores estudios experimentales.

Abstract

Refrigeration and air-conditioning sector is currently a focal point of energy and environmental regulations. The strong impact of this sector on global energy consumption, as well as its growing direct and indirect emissions of polluting gases, are forcing institutions to establish restriction mechanisms. Measures such as the gradual limitation of Global Warming Potential (GWP) of refrigerants, or the energy efficiency identification of equipments through eco-labeling, have mobilized companies to adopt proactive design strategies of their new equipments. Specifically, sector companies have started a transition process from the use of current fluorinated gases to natural refrigerants, as well as incorporating measures to improve energy efficiency of the equipments. In this context, the addition of an ejector to the vapor compression cycle that use natural refrigerants is an emerging technology. In that regard, the state of art is merely theoretical, but the results are encouraging for obtaining cleaner, more efficient and cheaper equipment.

This work gives the results of a theoretical study that has consisted of determining, through an energy analysis, the performance of air conditioning and refrigeration systems with different types of cycle and different natural refrigerants, specifically ammonia, propane and isobutane. To carry out this study a thermodynamic model of a vapor compression refrigeration cycle has been used, whose architecture includes an ejector, and a second model with the basic cycle. The models have been tested under different operating conditions.

The configuration of the models has been carried out using an Excel spreadsheet linked to the CoolProp database. Data about required performance and operating conditions for the different applications have been compiled from articles published in specialized magazines. In this way, known data on different parameters like condensation and evaporation temperatures in different climatic environments, have been applied both to the basic cycle and to the architecture that includes the ejector to compare them. The results obtained corroborate a higher performance of the ejector cycles, clarify which are the best alternatives for optimizing the cycles and allow further experimental studies to be approached with optimism.

	<i>iii</i>
Agradecimientos	vii
Resumen	ix
Abstract	xi
Índice	xiii
Índice de Tablas	xv
Índice de Figuras	xvii
Notación	xix
1 Introducción	23
2 Estado de la cuestión	31
2.1 <i>Refrigerantes naturales</i>	31
2.1.1 Amoniaco (R-717)	33
2.1.2 Hidrocarburos: propano (R-290) e isobutano (R-600a)	37
2.2 <i>Eyector</i>	38
2.2.1 Efecto del IHX en el EERC	41
2.3 <i>Condiciones de operación para las aplicaciones del EERC con refrigerantes naturales</i>	42
3 Descripción del sistema	45
4 Modelado	47
4.1 <i>Modelo termodinámico de los ciclos</i>	47
4.2 <i>Modelo del eyector de flujo bifásico</i>	48
4.2.1 Cámara de succión	49
4.2.2 Sección de mezcla	51
4.2.3 Difusor	52
4.2.4 Análisis del eyector	52
4.3 <i>Método de cálculo</i>	52
5 Resultados y discusión	57
6 Conclusiones	78
Referencias	80
Anexo a	86

Índice de Tablas

Tabla 1- Clases de eficiencia energética de los armarios de conservación refrigerados profesionales	28
Tabla 2- Propiedades del R-717, R-290 y R-600a	33
Tabla 3- Tabla comparativa del rendimiento de diferentes refrigerantes [23]	34
Tabla 4- Relación de presiones para T_e 258 K y T_c 303 K [23]	35
Tabla 5- Análisis de EERC subcrítico con refrigerantes naturales (Evaluación: T-Teórico, E-Experimental) [74]	43
Tabla 6- Ecuaciones de balance de energía de los componentes del ciclo	47
Tabla 7- Condiciones de operación para aplicaciones de refrigeración y climatización	55
Tabla 8- Supuestos y parámetros de entrada al sistema	55

Índice de Figuras

Figura 1- Evolución de las emisiones de los distintos gases de efecto invernadero (GHG) medidos en Gt de CO ₂ equivalentes al año [1]	24
Figura 2- Comparación entre emisiones directas e indirectas en los distintos sectores de instalaciones frigoríficas [7]	25
Figura 3- Porcentaje de reducción de la cantidad de HFC comercializables en la UE desde 2015 [11]	26
Figura 4- Hoja de ruta de prohibiciones en la comercialización de HFC [12]	27
Figura 5-(a). Armarios de conservación refrigerados profesionales clasificados en las clases de eficiencia energética A a G; (b). Armarios de conservación refrigerados profesionales clasificados en las clases de eficiencia energética A+++ a G	29
Figura 6- Diagrama de Mollier del R-717, R-290 y R-744	32
Figura 7- Esquema y diagrama p-h del Ciclo de Refrigeración con Expansión por Eyector (EERC) estándar	39
Figura 8- Esquema y diagrama p-h del ciclo convencional EERC con IHX [69]	41
Figura 9- Esquema y diagrama p-h del ciclo modificado EERC con IHX [73]	42
Figura 10- CR (ciclo de referencia): (a) Arquitectura con compresor de dos etapas, intercooler e intercambiador de calor interno; (b) Diagrama P-h del ciclo (subcrítico)	45
Figura 11- EERC: (a) Arquitectura con compresor de dos etapas, intercooler, intercambiador de calor interno y un eyector como dispositivo de expansión; (b) Diagrama P-h del ciclo con eyector (subcrítico)	46
Figura 12- Esquema del perfil del eyector, presión y velocidad	50
Figura 13- Diagrama de flujo del proceso del análisis termodinámico	54
Figura 14- Variación del COP para el EERC del propano	57
Figura 15- Variación del Δ COP para el EERC del propano	58
Figura 16- Variación del COP para el EERC del isobutano	58
Figura 17- Variación del Δ COP para el EERC del isobutano	59
Figura 18- Variación del COP para el EERC del amoniaco	59
Figura 19- Variación del Δ COP para el EERC del amoniaco	60
Figura 20- Variación del COP para el EERC del propano	60
Figura 21- Variación del Δ COP para el EERC del propano	61
Figura 22- Variación del COP para el EERC del isobutano	61
Figura 23- Variación del Δ COP para el EERC del isobutano	62
Figura 24- Variación del COP para el EERC del amoniaco	62

Figura 25- Variación del Δ COP para el EERC del amoniac	63
Figura 26- Variación del COP para R-717, R-290 y R-600a	63
Figura 27- Variación del Δ COP para R-717, R-290 y R-600a	64
Figura 28- Rendimiento termodinámico del EERC y del RC del propano: (a) COP; (b) Capacidad del condensador; (c) Potencia absorbida por el compresor	66
Figura 29- Rendimiento termodinámico del EERC y del RC del isobutano: (a) COP; (b) Capacidad del condensador; (c) Potencia absorbida por el compresor	67
Figura 30- Rendimiento termodinámico del EERC y del RC del amoniac: (a) COP; (b) Capacidad del condensador; (c) Potencia absorbida por el compresor	69
Figura 31- Variaciones según la eficiencia del IHX para el EERC del propano: (a) COP; (b) η_{elbel}	70
Figura 32- Variaciones según la eficiencia del IHX para el EERC del isobutano: (a) COP; (b) η_{elbel}	71
Figura 33- Variaciones según la eficiencia del IHX para el EERC del amoniac: (a) COP; (b) η_{elbel}	72
Figura 34- Análisis de los parámetro del eyector para el propano: (a) relación de arrastre; (b) Rendimiento de Elbel	73
Figura 35- Análisis de los parámetro del eyector para el isobutano: (a) relación de arrastre; (b) Rendimiento de Elbel	74
Figura 36- Análisis de los parámetro del eyector para el amoniac: (a) relación de arrastre; (b) Rendimiento de Elbel	75
Figura 37- Capacidad del <i>intercooler</i> según la ε_{IHX} para el isobutano	76
Figura 38- Capacidad del <i>intercooler</i> según la ε_{IHX} para el propano	77
Figura 39- Capacidad del <i>intercooler</i> según la ε_{IHX} para el amoniac	77
Figura 40- Simulación del modelo EERC en Excel	87
Figura 41- Simulación del modelo CR en Excel	88

Notación

Acrónimos

A	Área (m ²)
CAM	Mezcla de Área Constante (Constant Area Mixing)
CFC	Clorofluorocarbonos
COP	Coefficiente de rendimiento (Coefficient of Performance)
CPM	Mezcla de Presión Constante (Constant Pressure Mixing)
CR	Ciclo de referencia
EERC	Ciclo de Refrigeración con Expansión por Eyector (Ejector-Expansion Refrigeration Cycle)
GEI	Gases de Efecto Invernadero
h	Entalpía (kJ·kg ⁻¹)
HC	Hidrocarbonos
HCFC	Hidroclorofluorocarbonos
HFC	Hidrofluorocarbono
HEM	Modelo de Equilibrio Homogéneo (Homogeneous Equilibrium Model)
HFC	Hidrofluorocarbonos
HRM	Modelo de Relajación Homogénea (Homogeneous Relaxation Model)
IC	Enfriador intermedio (Intercooler)
IHX	Intercambiador de calor interno (Internal Heat Exchanger)
M	Número de Mach
m	Caudal másico (kg·s ⁻¹)
P	Presión (bar)
PCA	Potencial de Calentamiento Atmosférico

PAO	Potencial de Agotamiento del Ozono
q	Potencia térmica específica ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
Q	Potencia térmica (kW)
s	Entropía ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
T	Temperatura (K)
u	Velocidad ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
w	Potencia eléctrica absorbida específica ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
W	Potencia eléctrica absorbida (kW)

Símbolos griegos

β	Coeficiente de expansión térmica (K^{-1})
ε	Efectividad
ϵ	Fracción de vacío
η	Eficiencia (%)
ρ	Densidad ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
ϕ	Eficiencia debido a pérdidas por fricción
ω	Relación de arrastre

Subíndices

as	Después de la onda de choque
c	Condensador
comp	Compresor
d	Difusor del eyector
e	Evaporador
i	Entrada
l	Fase líquida
m	Flujo mezclado
o	Salida
p	Fluido primario
p1	Salida de la boquilla primaria
s	Fluido secundario

sw	Onda de choque
t	Garganta de la boquilla
v	Fase vapor
y	Flujo en la sección de choque

1 INTRODUCCIÓN

El reto del cambio climático se ha convertido en una de las mayores preocupaciones sociales. Este reto, a su vez, viene de la mano de un problema energético y económico cuya necesidad de actuación es cada vez más urgente. El grupo Intergubernamental de Expertos sobre Cambio Climático (IPCC, por sus siglas en inglés) desarrolla desde 1990 informes de evaluación que sirven para la implementación de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (UNFCCC, por sus siglas en inglés). El quinto informe de evaluación fue publicado en 2014 y actualmente se está trabajando en la sexta versión. Estos informes se dividen en tres grupos de trabajo: el primero de ellos trata los fundamentos científicos del cambio climático, el segundo estudia los impactos de este fenómeno, y el tercero las formas de mitigación. Según el informe de 2014 [1], si se mantienen las tendencias actuales, se estima que la temperatura promedio habrá crecido para 2100 entre 4 y 5 °C. Por estos motivos, se insta a aprobar nuevas políticas que consigan restringir la temperatura a un crecimiento controlado de unos 2 °C.

Según el Protocolo de Kioto, la UE debe reducir emisiones de gases de efecto invernadero en un 80-95 % para 2050, por debajo de los niveles de 1990. Los ahorros acumulados de emisiones esperados son 5 gigatoneladas para 2050, lo que simbólicamente representa más CO₂ que el producido por mil millones de vuelos de París a Nueva York. La última reunión de la Comisión Europea al respecto se celebró en Madrid el pasado mes de diciembre, la COP25. En esta reunión, los países miembros ratificaron los compromisos de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y, de este modo, limitar el aumento de la temperatura media global. Para conseguir este ambicioso objetivo, la Unión Europea ha puesto en marcha una serie de medidas de actuación que afectan a los principales sectores contaminantes.

El sector de la construcción es uno de los que más emisiones de dióxido de carbono produce. Estas representan entre un 20 y un 30 % de las emisiones totales de gases de efecto invernadero (GEI) [2]. La climatización es la aplicación de más rápido crecimiento dentro del sector de la construcción, se ha triplicado desde 1990 en todo el mundo [3]. Se estima que actualmente hay más de 6 mil millones de unidades de aire acondicionado en funcionamiento en todo el mundo, con más de la mitad utilizadas en China y Estados Unidos [4]. Se prevé que la demanda del sector de la climatización y refrigeración crezca un 72 % durante este siglo [5]. Por ello, se considera el sector de la climatización y refrigeración de gran influencia en el consumo mundial de energía y en la contaminación del medio ambiente.

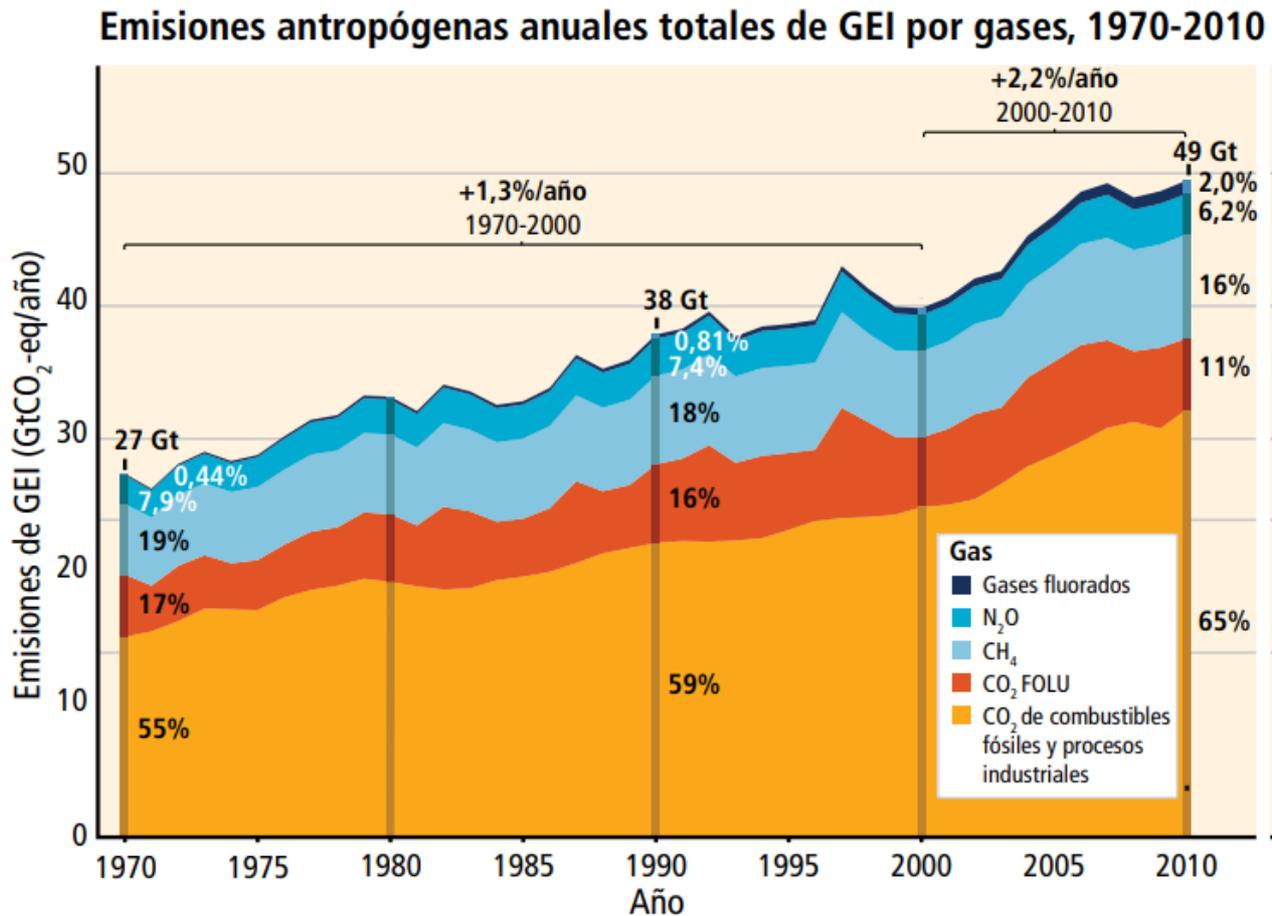


Figura 1- Evolución de las emisiones de los distintos gases de efecto invernadero (GHG) medidos en Gt de CO₂ equivalentes al año [1]

La contaminación de este sector no solo viene provocada por el consumo de energía eléctrica y térmica, con las consiguientes emisiones indirectas de CO₂, sino también por las emisiones directas debidas a las fugas de refrigerantes. El impacto total equivalente sobre el calentamiento atmosférico o TEWI (Total Equivalent Warming Impact por sus siglas en inglés), es un parámetro que aúna tanto los efectos directos como los indirectos. Bitzer [6] indica en su informe de 2016 que la mayor contribución al calentamiento atmosférico de una instalación frigorífica no es debida a la carga de refrigerante sino a las emisiones indirectas asociadas a la generación de la energía eléctrica consumida. En la figura 2 se muestran las emisiones directas e indirectas en Mt de CO₂ equivalentes a nivel mundial en el año 2010 (según estimaciones independientes a las del IPCC hechas por la Corporación Alemana para la Cooperación Internacional [7]) en los sectores de refrigeración doméstica, refrigeración comercial, refrigeración industrial, refrigeración en transportes, instalaciones fijas de climatización y sistemas móviles de climatización de vehículos.

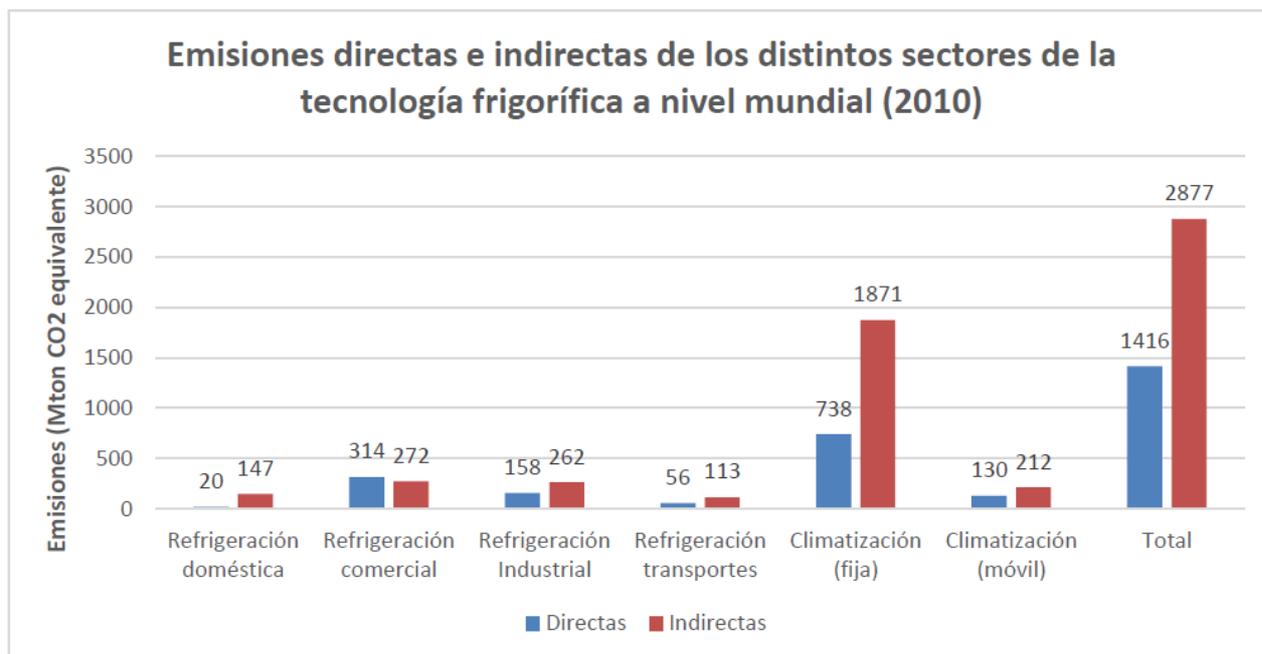


Figura 2- Comparación entre emisiones directas e indirectas en los distintos sectores de instalaciones frigoríficas [7]

Por otro lado, los sistemas de refrigeración y climatización más utilizados siguen siendo los sistemas tradicionales de compresión de vapor. Sin embargo, el consumo de energía de estos todavía es muy alto y los refrigerantes provocan daños que deben ser resueltos con urgencia. Estos sistemas son responsables de aproximadamente el 30 % del consumo mundial de energía total [8]. Además, se estima que las fugas de refrigerantes HFC a la atmósfera representan el 1.1 % de las emisiones de gases contaminantes, pero su efecto dañino es 1300 veces mayor que el del CO₂ [9]. En este marco, cualquier esfuerzo por minimizar el consumo de energía en estos sistemas participa en el ahorro de energía a gran escala y en la protección del medio ambiente.

Dada la gravedad del problema, la UE adoptó dos actos legislativos clave: la directiva sobre sistemas de aire acondicionado móviles (Directiva 2006/40/CE), la llamada “Directiva MAC”, y un protocolo de reducción gradual del uso de los refrigerantes fluorados en instalaciones de producción de frío. La norma que regula este protocolo es el Reglamento 517/2014 (F-Gas) del Parlamento Europeo y del Consejo sobre los gases fluorados de efecto invernadero. Este reglamento, también conocido como F-GAS, se ocupa de limitar el uso de refrigerantes según la aplicación atendiendo al valor del Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA) del refrigerante y lo establece para un horizonte temporal hasta 2050. Según la Comisión Europea, las emisiones de gases fluorados han aumentado en un 60 % desde 1990, en contraste con otros gases de efecto invernadero cuyas emisiones se han reducido [10]. Se establecen nuevas condiciones a la comercialización de los aparatos que usen dichos gases y a usos específicos de estos gases; y se fijan límites cuantitativos a la comercialización de refrigerantes HFC. Por ejemplo, para aplicaciones de refrigeración comercial de potencia superior a 40 kW, la limitación de gases fluorados para el año 2022 es prácticamente total.

La disminución gradual de la comercialización de los HFC se considera uno de los pilares clave de dicho Reglamento, ya que apunta a reducir la cantidad de HFC comercializado en la UE en un 79 % para 2030, en comparación con los niveles promedio entre 2009 y 2012, como se puede apreciar en la figura 3.

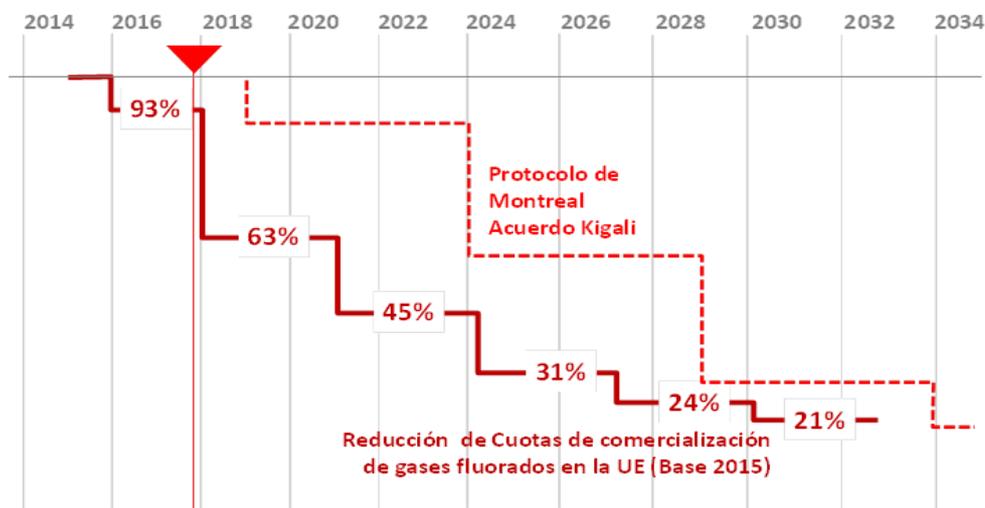


Figura 3- Porcentaje de reducción de la cantidad de HFC comercializables en la UE desde 2015 [11]

La cantidad comercializada de HFC es medida en toneladas equivalentes de CO₂ a 100 años. Para controlar esta cantidad se reparten cuotas anuales entre los productores e importadores en función de su valor de referencia. Por ejemplo, el valor de referencia para el período 2018-2020 se basa en las cantidades de HFC legalmente comercializadas por todas las empresas a partir de 2015. El 89 % del total será dividido entre aquellos que han introducido en la UE productos HFC durante el periodo 2009-2012 y el 11 % restante será puesto a disposición de posibles nuevos operadores que lo soliciten. Las empresas con cuota asignada podrán consultar la misma a través de un registro creado por la Comisión, en el que estarán obligados a inscribirse. A través del registro las empresas podrán transferir total o parcialmente su cuota a otro productor o importador. La única excepción es que las cuotas de la reserva, es decir, las asignadas a nuevas empresas, no pueden ser transferidas. Así se evita que empresas que no operen con HFC las soliciten gratuitamente solo para venderlas. El primer descenso significativo fue en 2017, de un 37 %, y tuvo un importante impacto en el coste de los HFC. Esta situación se prevé que se acentuará año a año, al ir disminuyendo la cuota total de gases que pueden comercializarse en la UE, por ello es fundamental una acción temprana de los productores e importadores que se anticipe a estos futuros recortes en la disponibilidad de los refrigerantes y al aumento de los precios, para poder alcanzar los objetivos y cumplir con el Reglamento. Lo que esto implica realmente es una reducción del PCA promedio que caerá, desde 2000, hasta un PCA medio en 2030 de aproximadamente 500 de mantenerse las mismas cantidades de HFC en la UE [2]. Los refrigerantes naturales, por lo tanto, jugarán un papel

importante en el logro de este objetivo.

Para fomentar la implementación de tecnologías alternativas a los gases fluorados, el Reglamento F-Gas también introduce prohibiciones directas en sectores específicos para equipos nuevos que utilizan HFC por encima de un PCA concreto. La prohibición en la comercialización de ciertos productos se especifica para un momento, según podemos ver en la figura 4, con el objetivo de que cada sector cambie a refrigerantes con un impacto ambiental más bajo, como los refrigerantes naturales. Siguiendo la evaluación del posible impacto, la Comisión Europea y el compromiso de negociaciones entre las instituciones de la UE, las prohibiciones de HFC han sido introducidas en varios sectores donde es seguro, energéticamente eficiente y hay alternativas rentables disponibles en toda la UE. Las restricciones se dirigen especialmente al sector comercial, pues a partir de 2022 no podrán utilizarse refrigerantes con un PCA mayor a 150 en frigoríficos ni congeladores, así como en centrales frigoríficas comerciales. En el sector de la climatización, estarán prohibidos en los equipos portátiles de aire acondicionado los refrigerantes con un PCA mayor a 150 a partir de 2020 y los refrigerantes con un PCA mayor a 750 en los Split con menos de 3 kg desde 2025. El Reglamento tiene la intención de terminar con el uso de refrigerantes con muy altos PCA (PCA>2500), no solo en equipos nuevos sino también en instalaciones existentes. A partir de 2020 estará prohibido dar servicio a equipos de refrigeración existentes con HFC que tengan un PCA de 2500 o más, a menos que estos refrigerantes sean reciclados y regenerados, en tal caso aún podrían usarse hasta enero de 2030.

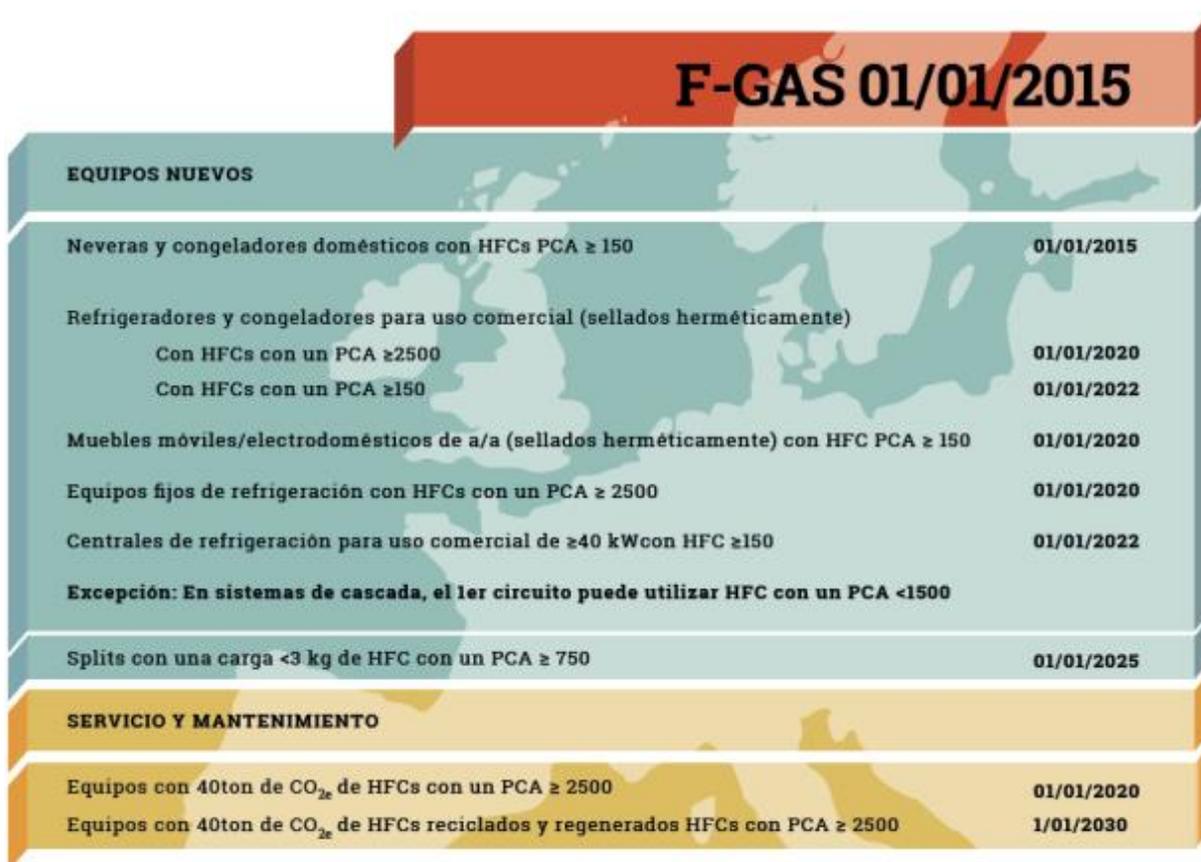


Figura 4- Hoja de ruta de prohibiciones en la comercialización de HFC [12]

Los refrigerantes de origen natural se pueden considerar económicos y medioambientalmente sostenibles, pero también presentan desafíos para la tecnología, tales como presiones de trabajos elevadas (CO₂), toxicidad (NH₃), o inflamabilidad (hidrocarburos). Por un lado, la presión presenta desafíos de diseño en términos de robustez de los componentes y capacidad del compresor. Sin embargo, ese problema está superado actualmente con compresores capaces de trabajar en ciclos transcíticos de CO₂ (como el ciclo *booster*), superando los problemas técnicos que de ello se derivan (lubricación, refrigeración, doble etapa, etc.). Por otro lado, la toxicidad o inflamabilidad del refrigerante es también un desafío del uso de ciertos refrigerantes naturales. No obstante, su uso está permitido y aconsejado cuando se requieren valores de eficiencia energética altos. Por ejemplo, el propano es un hidrocarburo que, a pesar de ser categoría 3 según el Standard 34 de ASHRAE, está indicado para aplicaciones de refrigeración. Recientemente, en 2019, entró en vigor la normativa de ecoetiquetado de armarios de conservación refrigerados profesionales [13]. La norma marca la clasificación energética (tabla 1) y el etiquetado de productos de la figura 5, de forma que se establecen 3 clases energéticas superiores para aquellos productos que puedan alcanzarlas. Para este objetivo, el propano es uno de los fluidos más utilizados. Teniendo esto en cuenta, la investigación ahora debe centrarse en ofrecer soluciones de futuro que mejoren la eficiencia energética de los sistemas de producción de frío que utilizan refrigerantes naturales.

Tabla 1- Clases de eficiencia energética de los armarios de conservación refrigerados profesionales

Clase de eficiencia energética	IEE
A+ + +	IEE < 5
A+ +	$5 \leq \text{IEE} < 10$
A+	$10 \leq \text{IEE} < 15$
A	$15 \leq \text{IEE} < 25$
B	$25 \leq \text{IEE} < 35$
C	$35 \leq \text{IEE} < 50$
D	$50 \leq \text{IEE} < 75$
E	$75 \leq \text{IEE} < 85$
F	$85 \leq \text{IEE} < 95$
G	$95 \leq \text{IEE} < 115$

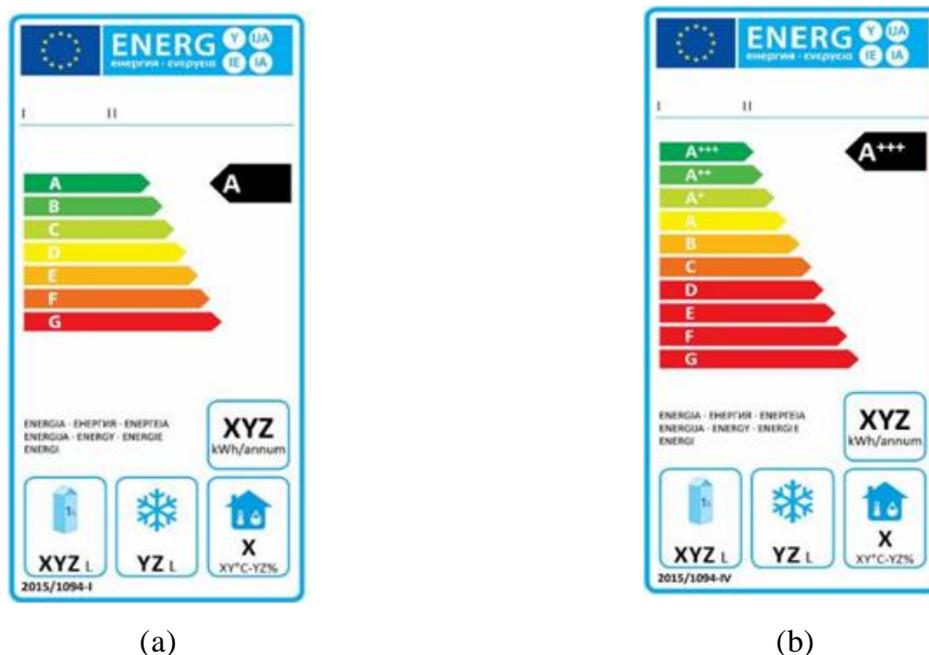


Figura 5-(a). Armarios de conservación refrigerados profesionales clasificados en las clases de eficiencia energética A a G; (b). Armarios de conservación refrigerados profesionales clasificados en las clases de eficiencia energética A+++ a G

Numerosos estudios han venido realizándose a este respecto, generalmente mejorando la tipología del ciclo (subcrítico, transcrito, en cascada, con doble etapa de compresión, tipo booster, con recalentamiento-subenfriamiento, etc.) o contribuyendo a mejorar el rendimiento de los equipos principales (compresores e intercambiadores) [14]. Las investigaciones más recientes en la materia señalan que la incorporación de eyectores a los ciclos de compresión que utilizan fluidos naturales contribuye favorablemente al objetivo final buscado, es decir, la mejora de la eficiencia energética de los sistemas [15]. Este resultado genera un notable interés empresarial, pues no solo se beneficia al medioambiente, sino que adicionalmente se considera una ventaja competitiva empresarial.

Los eyectores son equipos que han venido utilizándose originariamente en aplicaciones industriales con vapor de agua (por ejemplo, son equipos de vacío o “*Jet pumps*” comunes en industrias como la de la celulosa o en plantas eléctricas con ciclos Rankine). Sus ventajas para el sector de la refrigeración, aunque conocidas, han sido estudiadas principalmente de forma teórica, pues la mejora en la eficiencia cuando se utilizaban refrigerantes fluorados era poco o nada significativa [16]. En la literatura podemos encontrar algunas configuraciones de ciclos frigoríficos que incorporan esta tecnología [17]–[19]. Las conclusiones de los artículos científicos muestran que determinadas combinaciones de ciclos y eyectores hacen que el COP mejore. Por ejemplo, [16] demostró que los ciclos híbridos en determinadas condiciones operacionales, con un ratio de entrada de 1, una eficiencia del eyector de 0.36 y un ratio de entrada de 4.64 pueden tener un COP mejorado hasta un 5 % con respecto al ciclo

de compresión de vapor estándar operando en las mismas condiciones. Por otro lado, para los ciclos en cascada dicha mejora puede llegar hasta el 18 %, con un eyector con ratio de entrada de 0.94, una eficiencia de 0.36 y un ratio de entrada de 4.16.

A nivel comercial, cabe señalar que, durante los dos últimos años, han surgido prototipos y algún modelo comercial de eyectores (el más popular de la marca Danfoss) dirigidos a un tipo de ciclo muy concreto, el ciclo *booster* con CO₂. Sus resultados no solo han demostrado mejorar la eficiencia, sino también reducir el coste del ciclo de vida de los equipos. La posibilidad de obtener un sistema más sostenible y que, a su vez, sea más competitivo abre una ventana de oportunidad en la que los intereses empresariales y de los investigadores pueden alinearse.

En base a todo lo anterior, el presente trabajo recoge los resultados de un estudio teórico que ha consistido en determinar, mediante un análisis energético, el desempeño de sistemas de climatización y de refrigeración con diferentes tipologías de ciclo y distintos refrigerantes naturales, concretamente amoníaco, propano e isobutano. Para la realización de este estudio se ha usado un modelo termodinámico de ciclo de compresión de vapor cuya arquitectura incluye un eyector y un segundo modelo con el ciclo básico. Los modelos se han puesto a prueba bajo distintas condiciones de operación.

Para ello, el resto del documento se ha organizado de la siguiente manera: la sección 2 aborda el estado de la técnica, donde se revisan las actuales investigaciones desarrolladas sobre el uso de eyectores en ciclos de compresión de vapor, así como el análisis del potencial de los refrigerantes naturales para aplicaciones de refrigeración y climatización. La sección 3 describe el sistema, por un lado el EERC y por otro lado el CR, el ciclo con el que se va a realizar la comparativa. La sección 4 describe y explica el modelo de eyector, caracterizado por una serie de ecuaciones recogidas de la literatura. La sección 5 muestra los resultados de las diferentes simulaciones y analiza los mismos. Y finalmente, la sección 5 recoge las principales conclusiones obtenidas del trabajo realizado.

2 ESTADO DE LA CUESTIÓN

2.1 Refrigerantes naturales

El Reglamento F-GAS ha tenido un efecto fundamental. Las industrias y la investigación actual en el sector de la refrigeración y climatización están cada vez más enfocados al uso de refrigerantes naturales, que se dan en ciclos químicos y biológicos de la naturaleza, sin intervención humana. Entre estos se incluyen el amoníaco (R-717), el dióxido de carbono (R-744), o hidrocarburos como el propano (R-290) o el isobutano (R-600a).

Además de tener un potencial de agotamiento del ozono (PAO) nulo, el potencial de calentamiento atmosférico (PCA) de los refrigerantes también debe ser lo menor posible. En esta tesitura, el Reglamento está promoviendo el uso de tecnologías sostenibles y refrigerantes naturales que, de forma gradual, sustituyan los refrigerantes del grupo de hidrofluorocarbonos (HFC).

Los refrigerantes naturales son la mejor opción debido a su impacto ecológico prácticamente despreciable. Un estudio de 1998 señaló que, analizando el impacto total equivalente sobre el calentamiento atmosférico (TEWI por sus siglas en inglés), los sistemas de mejor rendimiento son los que utilizan propano, isobutano y amoníaco como refrigerantes [20]. Además, tienen una ventaja notable, los refrigerantes naturales son miscibles tanto con el aceite mineral utilizado en sistemas CFC, como con aceites de polioléster (POE) utilizados en sistemas HFC, por lo tanto, no hay que cambiar los elementos del ciclo anterior si se construye uno nuevo. Las buenas propiedades lubricantes son esenciales para la eficiencia del compresor. También son compatibles con materiales comunes de elastómero que se encuentran en los sistemas de refrigeración. Dado que los refrigerantes naturales no contienen átomos de cloro o flúor, no reaccionan con el agua y, por lo tanto, no pueden formar fuertes ácidos que, en ocasiones, conducen a fallos prematuros del sistema. El estudio se ha basado en un grupo de potenciales refrigerantes naturales: el amoníaco, el propano y el isobutano. Los tres están actualmente en uso o se usaron en el pasado, y se espera que, después de numerosos estudios y avances tecnológicos, lo hagan a gran escala.

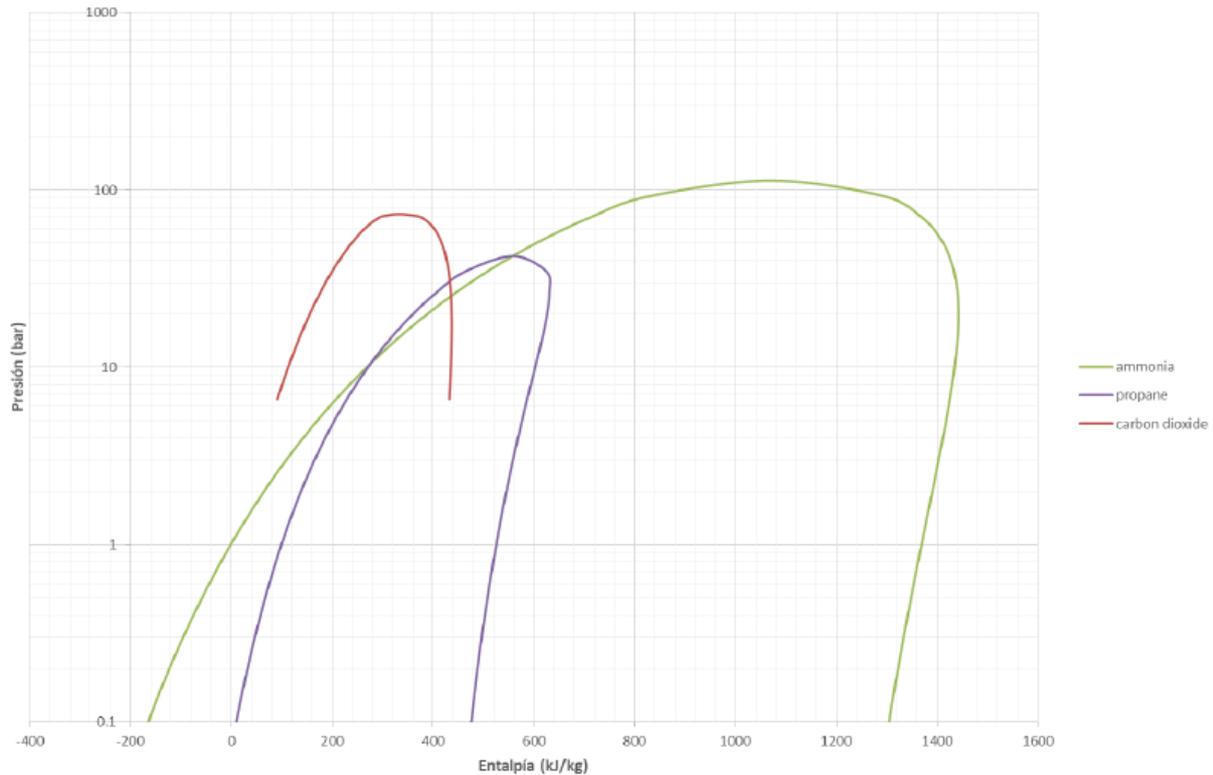


Figura 6- Diagrama de Mollier del R-717, R-290 y R-744

Los aspectos de los distintos refrigerantes que se van a tratar principalmente son:

- Propiedades medioambientales
- Propiedades termofísicas
- Rendimiento
- Seguridad

Algunas de estas propiedades se muestran en la tabla 2. Además, el coste puede ser un factor determinante para elegir un refrigerante frente a otro, y este es mucho menor para los refrigerantes naturales, sobre todo para el amoníaco y el dióxido de carbono. Los hidrocarburos tienen un precio mayor, pero menor que el de los HFC.

Tabla 2- Propiedades del R-717, R-290 y R-600a

		<u>Refrigerantes naturales</u>		
<u>Tipos</u>	<u>Parámetros</u>	<u>R-717</u>	<u>R-290</u>	<u>R-600a</u>
<u>Medioambientales</u>	ODP o PAO	0	0	0
	GWP ₁₀₀ o PCA	0	3	3
	Vida (años)	0.091	12	12
<u>Termofísicas</u>	Temperatura congelación T_{con} (°C)	-77.73	-188	-159.6
	Temperatura ebullición T_{eb} (°C)	-33.33	-42.11	-11.75
	Temperatura crítica T_{cr} (°C)	132.25	96.74	134.66
	Presión evaporación P_{evap} [bar]	2.3617	2.916	0.890
	Presión condensación P_{cond} [bar]	11.672	10.790	4.0472
	Presión crítica P_{cr} [bar]	113.33	42.512	36.29
	Capacidad frigorífica volumétrica	2,214.3	1,897.4	688
<u>Transporte</u>	μ_l [μPa-s]	125.45	92.188	143.43
	μ_v [μPa-s]	9.9953	8.4628	7.6308
	k_l [m-w/m-K]	471.35	91.409	87.489
	k_v [m-w/m-K]	26.846	19.724	17.371
	h_g [kJ/kg]	1,144.4	326.70	323.33
	ρ_l [kg/m ³]	595.17	484.39	544.31
	ρ_v [kg/m ³]	90.533	23.451	10.480
<u>Rendimiento</u>	Calor específico (298 K)	35.637	73.307	96.598
	Masa molecular M [g mol ⁻¹]	17.03	44.096	58.122
<u>Seguridad</u>	ASHRAE-34	B2L	A3	A3

2.1.1 Amoniac (R-717)

El amoniac es muy conocido y ampliamente utilizado en sistemas de refrigeración medianos y grandes. Las propiedades que hacen al amoniac un refrigerante deseable están bien documentadas. Tiene un calor latente extremadamente alto en comparación con otros refrigerantes, que se usan en sistemas tradicionales de compresión de vapor, solo superado por el agua, por ello proporciona un mayor efecto de refrigeración por unidad de flujo másico que cualquier otro refrigerante. Su densidad, relativamente baja, resultado del bajo peso molecular, supone un aumento en el volumen de barrido del compresor en comparación con los refrigerantes HFC, más pesados, pero a pesar de su alto volumen específico, la combinación de calor latente y densidad se traduce en un efecto volumétrico de refrigeración casi idéntico al del R-22 en condiciones típicas de funcionamiento, y aproximadamente un 60 % más alto que el del R-134a y un 60 % más bajo que el del R-410A. La figura 6 es una superposición del diagrama de Mollier del R-717, el R-290 y el R-744. Se puede apreciar que la campana del amoniac es mucho mayor, lo que significa que el rango de operación es más amplio, la capacidad de evaporación es más elevada también, y esto se traduce en que se tiene también mucha más potencia disponible. Es un refrigerante alternativo tanto para equipos de aire acondicionado como para sistemas de refrigeración, además puede utilizarse

en equipos nuevos y en los ya existentes.

El amoníaco también tiene una temperatura crítica muy alta, comparable a la del R-600a y solo superado por la del R-11 y la del R-123. Esto supone que, a diferencia de todos los HFC y mezclas de refrigerantes, sea especialmente adecuado para usar en equipos refrigerados por aire a altas temperaturas ambientales. La velocidad del sonido en un gas ideal es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la masa molar. Por lo tanto, podemos deducir que para el amoníaco la velocidad del sonido es mucho mayor que para otros refrigerantes. Esto significa que el diseño de tuberías, válvulas y accesorios se puede realizar sin sufrir pérdidas excesivas. A $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ la velocidad del sonido para el amoníaco es de 397.5 m/s , mientras que para el R-134a es 146.9 m/s y para R-404A es 143.4 m/s [21]. Esto también tiene implicaciones en el diseño del compresor, donde las pérdidas de eficiencia asociadas con las válvulas de entrada y descarga son mucho más bajas para el amoníaco [22]. Los diámetros de tubería pueden ser más pequeños que para los HFC, ya que la potencia específica es muy alta para una potencia determinada. Además, la transferencia de calor es bastante buena. El amoníaco tiene un coste bajo comparado con los HFC, ya que no es un refrigerante sintético sino un subproducto del ciclo del nitrógeno.

Tabla 3- Tabla comparativa del rendimiento de diferentes refrigerantes [23]

Nomenclatura	Nombre	COP
R-717	Amoníaco	4.84
R-290	Propano	4.74
R-600	Butano	4.68
R-22	Clorodifluorometano	4.65
R-134a	Tetrafluoroetano	4.60
R-410A	R-32/R-125 (50/50)	4.41
R-404A	R-125/R-143a/R-134a (44/52/4)	4.21
R-744	Dióxido de carbono	2.96

*Basado en un ciclo estándar, temperatura de evaporación 258 K, temperatura de condensación 303 K, subenfriamiento 0 K y 0 K de recalentamiento.

Como señala Pearson [21], se puede apreciar claramente el efecto sobre la eficiencia (tabla 3) en un análisis que realizó [23]. La eficiencia del R-717 es un 5 % mayor que la del R-290, que ya de por sí es muy buena. Pero la diferencia clave en los diferentes refrigerantes del análisis reside en las pérdidas irreversibles durante el proceso de expansión, que a su vez dependen de la relación entre la presión de operación y la presión crítica, que se muestra en

la tabla 4 para las condiciones de evaporación y condensación, y gracias a la que se puede apreciar que el R-744 trabaja mucho más cerca del punto crítico que cualquier otro refrigerante, lo que supone mayores diferencias de presión. Sin embargo, el amoníaco presenta relaciones más pequeñas, lo que lo hace un mejor candidato (exceptuando al butano cuya relación es excepcionalmente baja) para tener una alta eficiencia.

Tabla 4- Relación de presiones para T_e 258 K y T_c 303 K [23]

Nomenclatura	P_e/P_{crit}	P_c/P_{crit}
R-717	0.021	0.103
R-290	0.068	0.253
R-600	0.015	0.074
R-22	0.059	0.238
R-134a	0.040	0.189
R-410A	0.102	0.399
R-404A	0.097	0.381
R-744	0.309	0.974

El amoníaco tiende a lidiar mejor con contaminantes como agua y aceite que los refrigerantes HFC. Cotter *et al.* [24], citado por Pearson [21], indicó que el agua se acumularía en el lado de baja presión del sistema, lo que tendría un efecto adverso sobre la eficiencia del mismo, pero ello no impediría que la planta funcione, mientras que en una planta de R-22 el exceso de agua se congelaría en la válvula de expansión y se bloquearía el sistema. Gigiel y Evans [25] informaron que el efecto de la contaminación por aceite, agua y desgaste del compresor en una gran planta de congelación de amoníaco que se había ampliado varias veces durante muchos años, había sido un aumento en el consumo de energía de un 43 %. Sin embargo, notaron que incluso en malas condiciones, la planta era más eficiente que lo que sería un sistema nuevo equivalente de R-22 con desescarche eléctrico.

Las principales desventajas del amoníaco se refieren a la seguridad, clasificación B2L (tabla 2). Al ser tóxico e inflamable, requiere precauciones especiales, y en muchas aplicaciones debe establecerse como sistema compacto indirecto. El valor umbral límite (TLV por sus siglas en inglés) del amoníaco es de 25 ppm (partes por millón), mientras que la concentración fatal más baja es de 5000 ppm. A pesar de su toxicidad, su fuerte olor actúa como alarma ante posibles fugas, es notado por el ser humano a concentraciones muy bajas, como 5 ppm. También es más ligero que el aire y se puede mezclar con agua, lo que permite que los sistemas de limpieza con agua sean más efectivos. Además, se sabe que su límite

inferior de explosión es del 15 % en volumen y su temperatura de ignición es de 630 °C. Por lo tanto, es moderadamente inflamable. Requiere una fuente de ignición fuerte, siendo menos inflamable que los hidrocarburos. Además es volátil y, al ser menos denso que el aire, si hay una fuga tiende a escapar hacia la atmósfera. Los sistemas de amoniaco pueden ser examinados con velas de azufre, que producen un espeso humo blanco en su presencia, o con una solución de jabón líquido que se aplica alrededor de las conexiones de tuberías y puede revelar cualquier fuga con burbujas. También resulta un problema el hecho de que, combinado con agua, el amoniaco puede ser corrosivo para el cobre y para las aleaciones de cobre, lo que hace que este refrigerante sea una alternativa costosa a los sistemas existentes que funcionan con CFC o HCFC, ya que la mayoría de las tuberías están hechas de cobre. Tendrían que ser sistemas de acero o acero inoxidable. Pese a sus desventajas, el amoniaco parece ser una solución definitiva a largo plazo.

Desde un punto de vista regulatorio, el sector de la refrigeración industrial ya ha cambiado a refrigerantes ecológicos, ya que el amoniaco ha sido un refrigerante muy conocido a gran escala y empleado por más de 120 años [26]. Actualmente, el 90-95 % de las grandes instalaciones de refrigeración en Europa (del orden de un MW y superior) se hacen con amoniaco [10]. Sin embargo, solo el 25 % de las instalaciones pequeñas, y es que según Palm [27] la mayor dificultad identificada para pequeñas instalaciones de amoniaco es que los componentes son difíciles de obtener. Por ejemplo, dado que no hay compresores lo suficientemente pequeños, no era adecuado para sistemas domésticos de bomba de calor [28]. El desarrollo de este tipo de componentes, además de válvulas de expansión electrónicas, evaporadores de baja carga y compresores herméticos haría mucho más sencillo el uso de amoniaco en pequeñas instalaciones. También debido a su toxicidad y ligera inflamabilidad, el uso del amoniaco ha sido restringido en muchos países, especialmente en aplicaciones comerciales y residenciales. Sin embargo, varios países tienen instalaciones de compresión de vapor en funcionamiento.

Los beneficios del uso del amoniaco para enfriadoras han sido descritos por varios autores [29]. Además de la mejora en la eficiencia, esperada en un rango del 9-17 % [30], también hay mejoras significativas en la transferencia de calor, tanto en el evaporador como en condensador [31]. Esto ofrece la oportunidad de construir enfriadoras más eficientes y con una menor huella de carbono, particularmente cuando utilizan condensadores por aire. Si las enfriadoras agua-aire con amoniaco se adoptan para su uso en edificios comerciales, es probable que haya un mayor uso de sistemas con amoniaco en bombas de calor a escala comercial. De hecho, empresas como Intarcon o Beijer Ref ya han lanzado al mercado enfriadoras de amoniaco [26]-[27].

El concepto de compresor semihermético de amoniaco ha sido probado de varias maneras, pero actualmente hay muy poca demanda principalmente porque la mayoría de los sistemas de amoniaco son instalados en planta utilizando tuberías de acero soldadas, y no logran niveles suficientes de limpieza para permitir el uso de semiherméticos. Si el estator se

mantiene fuera del flujo de refrigerante, por ejemplo, usando un motor enlatado, la eficiencia del motor baja. A medida que el amoníaco se introduzca en nuevos mercados que se presten más fácilmente a sistemas compactos, por ejemplo, enfriadoras de agua más pequeñas, unidades de tratamiento de aire compactas para procesos de enfriamiento y bombas de calor, habrá un aumento en el uso de sistemas sellados construidos en fábrica. En este tipo de equipos no habría desventaja en utilizar un buen diseño semihermético [21].

Hoy en día, las principales aplicaciones del amoníaco en pequeñas instalaciones son enfriadoras, bombas de calor de capacidad media/alta y refrigeración comercial en supermercados (con sistema secundario de refrigerante indirecto). Según [34] las aplicaciones más prometedoras para el amoníaco a temperaturas mayores de 80° C son:

- Calefacción/refrigeración urbana y otras aplicaciones de media/alta capacidad.
- Sistemas compactos que utilizan pequeñas cargas de amoníaco, para aplicaciones de uso residencial, comercial e industrial.
- Refrigeración comercial con sistemas indirectos.
- Bombas de calor industriales.

2.1.2 Hidrocarburos: propano (R-290) e isobutano (R-600a)

Los hidrocarburos (HC) se han utilizado durante muchos años como refrigerantes en la industria petroquímica, donde el manejo de fluidos inflamables es habitual. Los HC son excelentes refrigerantes en muchos aspectos: eficiencia energética, punto crítico, solubilidad, transporte y propiedades de transferencia de calor [26]. Los HC son gases incoloros y casi inodoros que se licúan bajo presión y no tienen potencial de agotamiento del ozono (PAO nulo), ni un potencial de calentamiento atmosférico significativo (PCA<3). Gracias a sus propiedades termodinámicas, los HC tienen una alta eficiencia energética. Sin embargo, debido a su inflamabilidad, clasificación de seguridad A3 (tabla 2), los hidrocarburos son considerados principalmente como una alternativa en sistemas con baja carga de fluido de trabajo. Así, en aplicaciones de aire acondicionado doméstico y comercial, cómo reducir la carga de refrigerante sigue siendo el principal problema para el uso seguro de hidrocarburos. Poggi *et al.* [35] resumió algunos parámetros efectivos para la reducción de la carga, como el dimensionamiento de receptores, los diámetros y longitudes de tuberías, y la tecnología del dispositivo de expansión y de los intercambiadores de calor. Entre ellos, se dedujo que la reducción de tamaño de los intercambiadores de calor, especialmente del condensador, es la forma más efectiva.

Pese a ello, muchas empresas, especialmente en Europa y Asia, usan hidrocarburos como refrigerantes sin peligro para los consumidores [36]. Siguiendo las restricciones del Reglamento F-GAS, que prohíbe el uso de refrigerantes en el sector doméstico con un PCA de 150 o más desde 2015, el isobutano y las mezclas con isobutano han desplazado al R-134a, que se introdujo como reemplazo al R-12, en Europa y otros lugares del mundo [37], y

el R-290 se utiliza ampliamente en climatización, especialmente en países del sureste, como Malasia, Singapur e Indonesia. Más de 700 millones de electrodomésticos refrigerados a base de HC en todo el mundo están demostrando que los HC pueden usarse de manera segura [10]. Un estudio sobre el riesgo asociado al uso de R-600a en refrigeradores domésticos muestra que el riesgo es insignificante [38].

Un estudio revisa diversos estudios sobre el uso de HC en diferentes aplicaciones de refrigeración, climatización y bomba de calor, y concluye que las convenientes propiedades termodinámicas y termofísicas de los HC aseguran que el rendimiento del equipo es comparable a los refrigerantes tradicionales, así, resultan ser refrigerantes interesantes como alternativas para aplicaciones convencionales, desde el punto de vista de la eficiencia energética, COP, cargas de refrigerante y temperaturas de descarga del compresor [39]. Otro estudio comparativo sobre los riesgos asociados al uso de hidrocarburos propone R-290 como una alternativa al R-22 en aires acondicionados Split [38]. Una investigación detallada sobre el volumen del intercambiador de calor se centra en nuevas soluciones tecnológicas para reducir la carga del refrigerante, con el propósito de atender a los problemas de seguridad con respecto al uso de R-290 como alternativa al R-404A en refrigeración comercial ligera [40], que podría reducir el consumo de energía en un 34 %. Una investigación sobre alternativas al R-134a de bajo PCA [41] propone el R-290 y el R-600a, entre otros, como candidatos potenciales. Otra [42] sobre sustitutos del R-134a está centrada directamente en R-290 y R-600a, que podrían proporcionar un rendimiento del sistema comparable en una bomba de calor para calentadores de agua residencial.

2.2 Eyector

La innovación en nuevas tecnologías está jugando también un papel importante. Entre estas podemos señalar la incorporación de eyectores al ciclo de compresión de vapor. En los sistemas de refrigeración, el eyector se puede utilizar para realizar el efecto de compresión del fluido de trabajo, sustituyendo al compresor, o para recuperar el trabajo de expansión durante el proceso de estrangulamiento (figura 7). Este estudio se centra en el eyector como dispositivo de expansión.

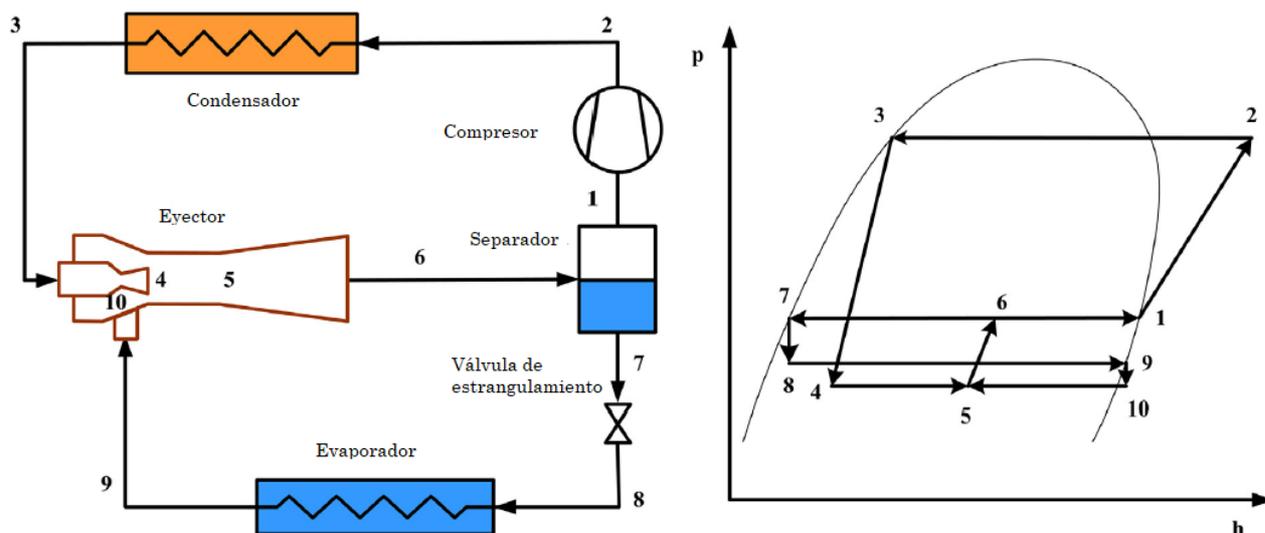


Figura 7- Esquema y diagrama p-h del Ciclo de Refrigeración con Expansión por Eyector (EERC) estándar

El ciclo de compresión de vapor usa como instrumento para el proceso de expansión un tubo capilar o una válvula de expansión. En comparación con el ciclo de refrigeración ideal (Ciclo inverso de Carnot), el proceso de expansión mencionado anteriormente da lugar a pérdidas por estrangulamiento, donde la energía de expansión se disipa completamente por fricción. Para reducir esta pérdida, han sido propuestas varias opciones de mejora, como métodos de subenfriamiento [43]–[46], métodos de recuperación de energía de expansión [47], y métodos de compresión de etapas múltiples o paralelas [48]–[50]. Lo que se persigue con los métodos de recuperación de energía de expansión es convertir la energía de expansión en trabajo utilizable. Por lo tanto, tiene un doble efecto sobre la mejora de la eficiencia energética de los ciclos: aumento de la capacidad de enfriamiento y disminución de la necesidad de energía del sistema.

Entre las dos líneas de investigación (expansor y eyector), el eyector de recuperación de energía de expansión tiene numerosas ventajas: ausencia de elementos móviles, rentabilidad, alta fiabilidad y eficiencia comparable a la de los expansores, aunque nos encontramos con obstáculos en el modelado y desafíos en la fabricación. Se han hecho grandes esfuerzos para entender sus características operativas y para facilitar su aplicación. Hay estudios de revisión muy importantes que incluyen investigaciones experimentales y numéricas de los eyectores, diferentes tipos de ciclos con eyector, desarrollos históricos y las últimas aplicaciones industriales [51]–[55]. Este trabajo estudia el Ciclo de Refrigeración con Expansión por Eyector (EERC, por las siglas en inglés) con los refrigerantes naturales R-717, R-290 y R-600a respectivamente, cuyo ciclo es subcrítico.

Para exponer el análisis de rendimiento del EERC, el modelado termodinámico cero-dimensional (0D) es una de las opciones y establece diferentes suposiciones: mezcla de presión constante (CPM, por sus siglas en inglés) y mezcla de área constante (CAM, por sus siglas en inglés). La suposición de CPM fue utilizada por primera vez en 1990 por

Kornhauser [56], y las ecuaciones de modelado según el enfoque de CAM fueron establecidas por primera vez en 2005 por Li y Groll [57] en un modelo termodinámico.

Kornhauser [56] desarrolló un modelo iterativo según el cual el COP aumentó un 12 % para el R-717, aunque la mejora es limitada debido a una mayor pérdida producida por la transferencia de calor del vapor sobrecalentado. Domanski [58] descubrió que, gracias al uso del eyector para diferentes fluidos de trabajo, entre los que se encuentran R-290, R-600a y R-717, el COP mejoraba entre un 10 y un 30 %. Es comparable al del sistema con economizador si se asignase una eficiencia del eyector bifásico del 80 %. Otro estudio realizado por Nehdi *et al.* [59], encontró una mejora del COP del 22 %. Yari [60] reveló que la pérdida total de exergía para el ciclo básico de compresión de vapor era aproximadamente un 24 % mayor a la del EERC, y la eficiencia exergética del EERC un 16 % mayor que la correspondiente para el ciclo básico bajo unas condiciones de operación características. Bilir y Ersoy [61] mostró teóricamente que la sustitución de la válvula de mariposa por el eyector para un sistema que empleaba R-134a, podía suponer una mejora de hasta un 22,3 % en el COP. Sarkar [62] investigó la optimización del COP y la mejora del rendimiento en refrigeración según un parámetro geométrico del eyector (el MER, por sus siglas en inglés, que evalúa la capacidad del eyector de arrastre o bombeo) utilizando refrigerantes naturales (R-717, R-290 y R-600a), y reveló que el valor óptimo de dicho parámetro aumenta con el aumento de la temperatura de evaporación y la disminución de la temperatura de condensación, mientras que la mejora del COP para el ciclo básico aumenta con el aumento de la temperatura de condensación y la disminución de la temperatura de evaporación. Li *et al.* [63] mostró un aumento en el COP de aproximadamente el 20 % utilizando R1234yf como fluido de trabajo. Sumeru *et al.* [64] propuso una modificación del EERC. Mediante el experimento para un aire acondicionado Split que utilizaba R-22, encontró que en comparación con el EERC estándar, el COP podía mejorar entre un 4,17 % y un 13,78 % con una temperatura exterior entre 30°C y 40°C. Wang *et al.* [65] evaluó el rendimiento de refrigeración del EERC de refrigeración con R-141b basado en un modelo de eyector CPM. Se encontró que una presión de mezcla óptima del eyector se da cuando el COP del sistema, el MER y la presión de salida alcanzan un máximo. El valor de la presión de mezcla óptima estaba justo por debajo de la presión de la corriente del secundario, pero muy por encima de la presión crítica. Hassanain *et al.* [66] desarrolló un modelo de eyector unidimensional (1D) basado en el HEM y en el modelo de CAM, pero se consideraron los diámetros de las distintas secciones. Se encontró que el COP del sistema podía predecirse con una desviación máxima del 2,3 % en comparación con los datos experimentales de [67]. Zhang *et al.* [68] encontró que la sustitución de la válvula de mariposa por el eyector en sistemas de refrigeración con R-32 podría aumentar el COP del sistema entre un 5,22 % y un 13,77 % y la eficiencia exergética entre un 5,13 % y un 13,83 % respectivamente mediante la optimización del valor de la diferencia de presión entre la sección de mezcla y el evaporador. La reducción de la destrucción de la exergía total varió desde 8,84 % a 15,84 %.

2.2.1 Efecto del IHX en el EERC

En este estudio, se compara el EERC con el ciclo básico de compresión de vapor, en ambos casos sin IHX e incluyendo IHX con diferentes eficiencias. El IHX se usa a menudo para reducir la pérdida por estrangulamiento y mejorar el rendimiento del sistema en sistemas de refrigeración convencional con válvulas de mariposa isentrálicas. El EERC con IHX se muestra en la figura 9. La influencia del IHX en el desempeño del EERC es también un foco de investigación.

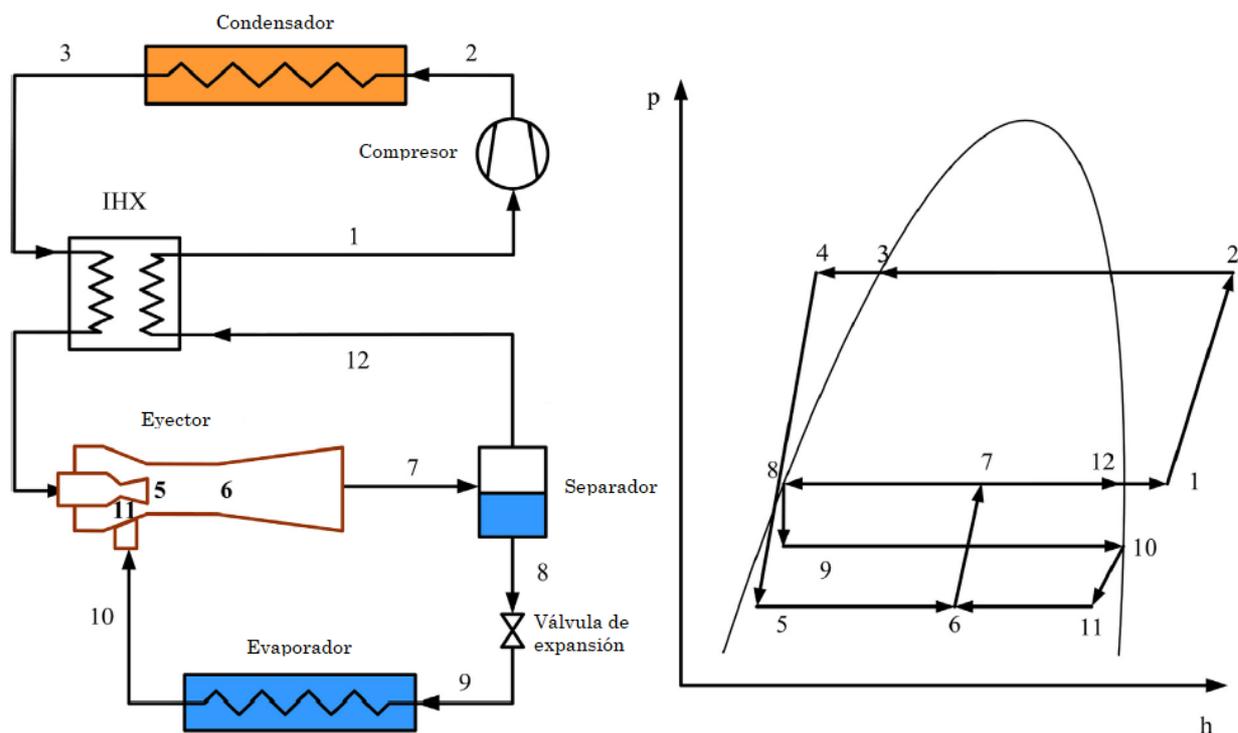


Figura 8- Esquema y diagrama p-h del ciclo convencional EERC con IHX [69]

Para la refrigeración EERC subcrítico, Sarkar [70] indicó que la adición del IHX disminuye el COP para los ciclos que utilizan R717, R600a y R290 como refrigerantes. Molés *et al.* [71] reveló que el uso de un IHX en el EERC generó una influencia dañina sobre el COP, pero condujo a un notable aumento de la potencia frigorífica. Se concluyó que si el COP mejora debido al IHX depende de la eficiencia del eyector. García y Berana [72] también encontró teóricamente que la adición de IHX no necesariamente aumenta el COP del sistema para los refrigerantes R717, R22, R134a y R290. Rodríguez-Muñoz *et al.* [73] presentó un nuevo esquema para el EERC con IHX. La figura 10 ilustra el esquema del sistema propuesto donde se coloca el IHX para facilitar el sobrecalentamiento en la boquilla primaria. El esquema fue investigado para diferentes fluidos de trabajo (R134a, R1234ze y R290). El análisis teórico mostró que la eficiencia exergética podría aumentar con el nuevo esquema comparado con el esquema tradicional (figura 9) si la efectividad del IHX estaba por debajo del 60 %. En ambos casos, se encontró que la adición del IHX produce un

descenso en el COP del EERC.

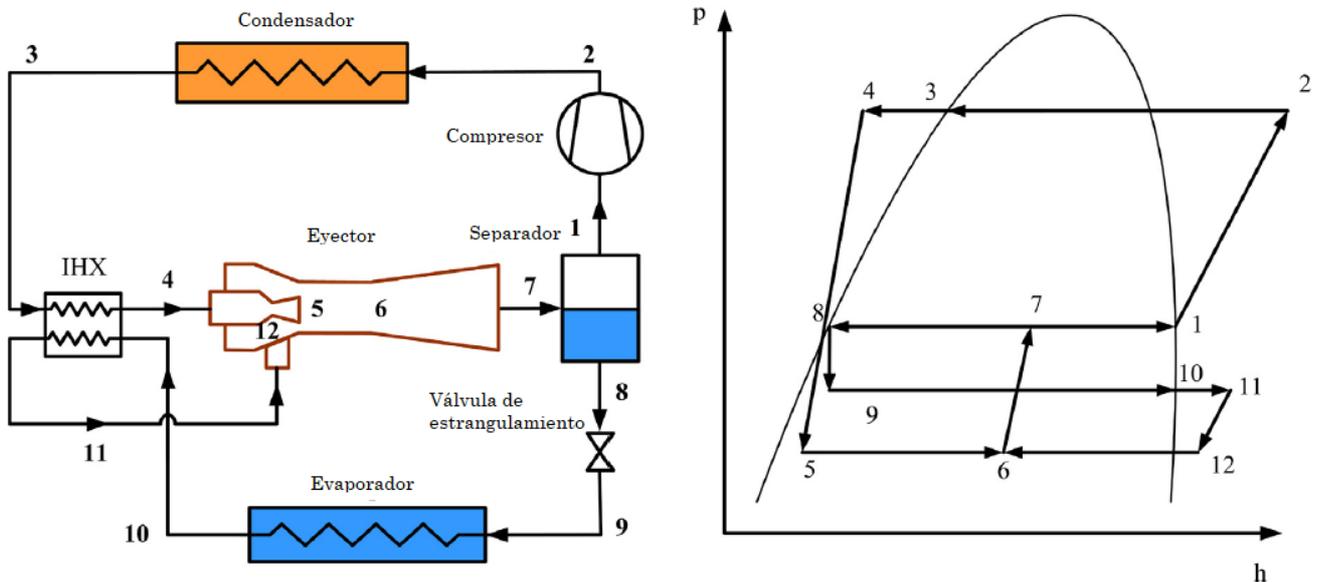


Figura 9- Esquema y diagrama p-h del ciclo modificado EERC con IHX [73]

Se puede concluir que de la adición del IHX en el EERC no necesariamente resulta en un incremento del COP. Sin embargo, suele ser rentable en los sistemas reales debido al hecho de que la eficiencia práctica del eyector suele ser muy baja. Además, un IHX tiene una ventaja secundaria, asegura que ninguna gota de líquido entre en el compresor. Por tanto, el IHX es un componente indispensable para el actual EERC.

2.3 Condiciones de operación para las aplicaciones del EERC con refrigerantes naturales

Se presenta una recopilación de algunos estudios (tabla 5) teóricos y experimentales del ciclo EERC con R-717, R-290 y R-600a, indicando sus condiciones de operación, así como las aplicaciones más características para los refrigerantes.

Tal y como se reflejó en las dos secciones anteriores, el amoníaco es ampliamente utilizado en sistemas de refrigeración medianos y grandes y los hidrocarburos tanto en refrigeración industrial como en aplicaciones de aire acondicionado doméstico y comercial.

Las aplicaciones más comunes del amoníaco son:

- Aplicaciones industriales de elevada potencia
- Refrigeración comercial: sistemas indirectos en supermercados
- Refrigeración industrial: sistemas indirectos y sistemas en cascada $\text{NH}_3 - \text{CO}_2$
- Refrigeración para el transporte

- Sistemas térmicos de almacenamiento
- Compresores centrífugos comerciales/industriales

Las aplicaciones más comunes de los hidrocarburos son:

- Equipos compactos con baja carga de refrigerante
- Chillers
- Sistemas en cascada
- Circuitos secundarios (refrigeración en supermercados)

Además, desde la posible modificación de los estándares de seguridad (IEC 60335-2-89 e IEC 60335-2-40) que ampliarán el límite de carga previsiblemente hasta 500 g/circuito, se prevé una gran expansión de estos fluidos refrigerantes. También son ampliamente utilizados como componentes en mezclas de refrigerantes.

Tabla 5- Análisis de EERC subcrítico con refrigerantes naturales (Evaluación: T-Teórico, E-Experimental) [74]

Autores	Año	Eval	Fluido de trabajo	t_{ev} (°C)	t_{cond} (°C)	COP _{mejora} (%)	Avance
Kornhauser [56]	1990	T	R-717 , R-12, etc	-15	30	12-30 %	
Domanski [58]	1995	T	R-290 , R-600a , R-717 , etc	8	46	10-30 %	
Sarkar [62]	2010	T	R-290 , R-600a y R-717	-15 a -5	35 a 55	11.9 %, 17.9 % y 21.6 %	
Chen <i>et al.</i> [75]	2019	E	R-290	-30	54.4	16.7 %	Optimización separador
Incorporando IHX							
Sarkar [70]	2009	T	R-290 , R-600a , R-717	-5 a 15	35 a 55		Adición IHX reduce el COP
Garcia y Berana [72]	2017	T	R-290 , R,717 , etc	5	40		Adición IHX no necesariamente aumenta el COP
Rodríguez-Muñoz <i>et al.</i> [73]	2018	T	R-290 , R134a y R1234ze	5	40		Adición IHX reduce el COP

En base a la literatura, se concluye que los refrigerantes naturales más adecuados son los tres seleccionados: amoníaco, propano e isobutano. Sus propiedades y el rango de operación en el que pueden trabajar, además de ser refrigerantes cuyas propiedades medioambientales son inmejorables, los convierten en unos refrigerantes muy convenientes. Además, la incorporación de un eyector al ciclo de compresión de vapor se aborda con optimismo, ya que en un gran número de casos supone una mejora según la literatura.

3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Este estudio propone el uso de los refrigerantes naturales R-717, R-290 y R-600a en refrigeración y climatización empleando la arquitectura EERC. En primer lugar, para llevarlo a cabo se han realizado dos modelos termodinámicos. La arquitectura del primero, que se trata del ciclo básico, se muestra en la figura 12-(a). Éste se ha considerado como ciclo de referencia (CR) para las comparaciones. El alto valor de la temperatura de descarga, especialmente cuando se trabaja con R-717, es una de las limitaciones que requiere soluciones técnicas. En la literatura se pueden encontrar diferentes posibilidades para reducir las temperaturas de descarga del compresor [76]. La solución más común es la introducción de un intercooler entre las dos etapas de compresión, ya que es un método simple, rentable y fiable. De esta forma, Chen *et al.* [77] realizó una investigación experimental que demostró una reducción del 23 % en la temperatura de descarga mediante el uso del intercooler en un sistema de refrigeración con CO₂. Manjili *et al.* [78] probó un intercooler entre las dos etapas de compresión del EERC, lo que disminuyó la tasa de destrucción de exergía de los compresores en un 60,89 %. En consecuencia, el proceso de compresión considerado en el estudio también incluye un compresor de doble etapa con intercooler (IC).

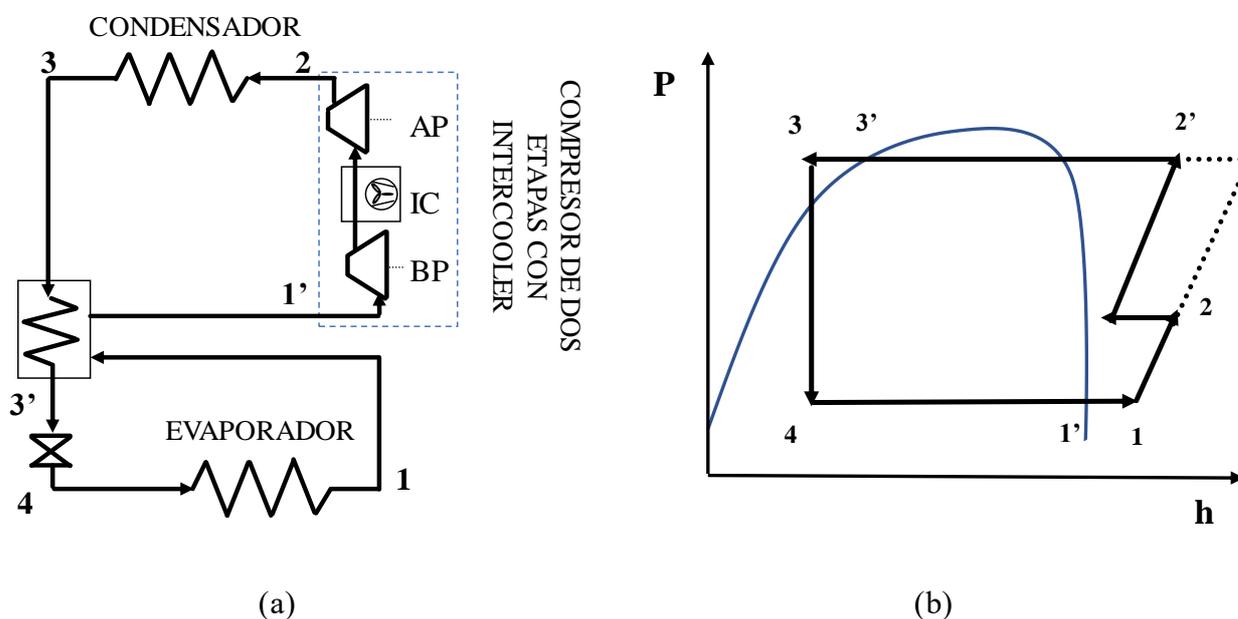


Figura 10- CR (ciclo de referencia): (a) Arquitectura con compresor de dos etapas, intercooler e intercambiador de calor interno; (b) Diagrama P-h del ciclo (subcrítico)

El intercambiador de calor interno (IHX) se utiliza para evitar gotas de líquido en la boquilla de succión del compresor, asegurando un grado de sobrecalentamiento. Al mismo tiempo, el IHX proporciona un subenfriamiento en la salida del condensador, lo que aumenta la entalpía de vaporización, como se puede apreciar en la figura 12-(b). En esta figura también se

muestra claramente la reducción de la temperatura de descarga resultado de la utilización el compresor de dos etapas con intercooler.

El CR se puede mejorar aún más aprovechando parte de la energía cedida en la válvula de expansión mediante la introducción de un eyector. La arquitectura EERC se presenta en la figura 13-(a). Se puede observar que la succión del evaporador ahora es conducida por la boquilla secundaria del eyector, que el fluido del condensador se usa como flujo primario para impulsar el eyector, y que ambos flujos se dividen nuevamente en dos fases en el separador. Como resultado, la figura 13-(b) muestra que la temperatura de succión en el compresor (1), difiere de la temperatura de salida del evaporador (6). En primer lugar, esto significa que la temperatura de descarga del compresor (2), puede ser menor en comparación con el ciclo de referencia, asumiendo la misma capacidad del intercooler. En segundo lugar, la presión de succión del compresor es más alta que la presión de evaporación, lo que reduce la relación de compresión. Ambos efectos simultáneos, la reducción de la temperatura de descarga y la relación de presión pueden permitir el uso de compresores comerciales en un entorno operativo más amplio, permitiendo la posibilidad de utilizar el EERC con refrigerantes naturales con un COP adecuado.

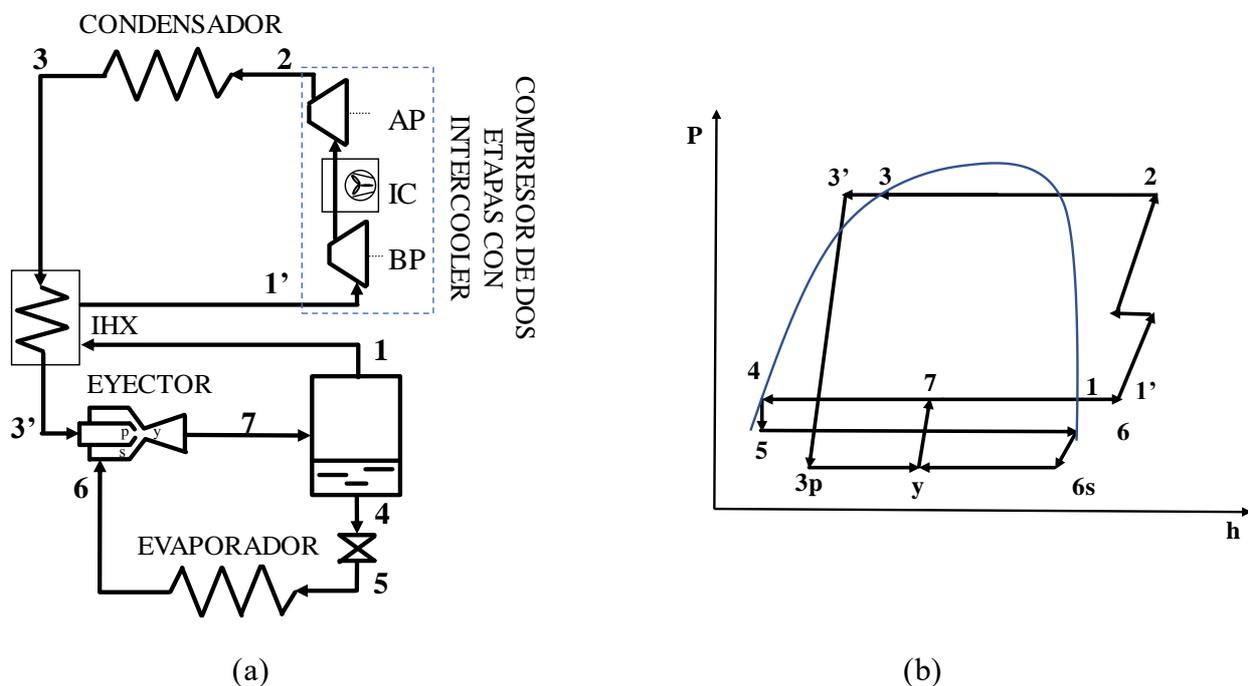


Figura 11- EERC: (a) Arquitectura con compresor de dos etapas, intercooler, intercambiador de calor interno y un eyector como dispositivo de expansión; (b) Diagrama P-h del ciclo con eyector (subcrítico)

4 MODELADO

Para analizar la viabilidad del EERC con refrigerantes naturales en aplicaciones de refrigeración y climatización, se requiere un modelo termodinámico del sistema. En esta sección se describen las ecuaciones matemáticas del eyector de flujo bifásico y la metodología propuesta para realizar el análisis energético.

4.1 Modelo termodinámico de los ciclos

El modelo termodinámico se desarrolla considerando los balances energéticos en cada componente del ciclo.

Para simplificar el modelo termodinámico, se asumen lo siguiente:

- La caída de presión es despreciable en el intercambiador de calor, el separador y los tubos conectores.
- No existe transferencia de calor con el medio ambiente, excepto en el condensador y en el *intercooler*.
- El refrigerante en el condensador y a la salida del evaporador está en condiciones de saturación.
- Las corrientes de refrigerante que salen del separador son tanto líquido como vapor en condiciones de saturación.
- El flujo a través de la válvula de expansión es isentálpico.
- La eficiencia de la boquilla y del difusor es constante.

Las principales ecuaciones utilizadas para el evaporador, el condensador, el intercambiador de calor interno, compresor e intercooler en ambos ciclos se recogen en la tabla 6.

Tabla 6- Ecuaciones de balance de energía de los componentes del ciclo

Componentes	Ciclo	Ecuaciones del balance energético	Eq.
Evaporador	EERC	$Q_e = \dot{m}_s \cdot (h_6 - h_5)$	(1)
	CR	$Q_e = \dot{m}_T \cdot (h_1 - h_4)$	(2)
Condensador	EERC	$Q_c = \dot{m}_p \cdot (h_2 - h_3)$	(3)
	CR	$Q_c = \dot{m}_T \cdot (h_2 - h_3)$	(4)
Intercambiador de calor interno	EERC/CR	$\varepsilon_{IHX} = \frac{T_{1'} - T_1}{T_3 - T_1}$	(5)

$$h_{1'} - h_1 = h_3 - h_{3'} \quad (6)$$

Compresor	EERC	$W_{comp} = \dot{m}_p \cdot w_c$	(7)
	CR	$W_{comp} = \dot{m}_T \cdot w_c$	(8)

Intercooler	EERC	$Q_{IC} = \dot{m}_p \cdot (h_{IC\ in} - h_{IC\ o})$	(9)
	CR	$Q_{IC} = \dot{m}_T \cdot (h_{IC\ in} - h_{IC\ o})$	(10)

Para el análisis se definen parámetros como el rendimiento del ciclo de refrigeración:

$$COP = \frac{Q_e}{W_{comp}} \quad (11)$$

que para el ciclo de bomba de calor se denomina EER. Para realizar la comparativa con el CR se define la mejora del COP como:

$$\Delta COP = \frac{(COP_{EERC} - COP_{RC})}{COP_{RC}} \quad (12)$$

4.2 Modelo del eyector de flujo bifásico

El eyector es un dispositivo de expansión sin elementos móviles, que ha demostrado ser rentable, fiable y con una eficiencia energética comparable a los expansores, como se vio en secciones anteriores. Su principio de funcionamiento se muestra en la figura 15. El líquido a alta presión se acelera en la boquilla primaria a la velocidad del sonido. El vapor a baja presión entra a la cámara secundaria debido al efecto Venturi y se mezcla con la corriente primaria en la sección de mezcla. Se produce un conjunto de ondas de choque oblicuas para adaptar el flujo a condiciones subsónicas antes del difusor, aumentando la presión al mismo tiempo. Específicamente, en los modelos 1-D, este conjunto de ondas de choque generalmente se modela como una onda de choque normal. Además, la desaceleración de las corrientes mixtas se produce en el difusor, convirtiendo la energía cinemática en trabajo de presión-flujo. Como resultado, la corriente sale del eyector en un estado bifásico con una presión más alta que el fluido secundario.

El modelo de eyector se basa en ecuaciones recopiladas por Expósito *et al.* [16], adaptado a los cálculos bifásicos de velocidad de sonido. También se consideran las siguientes hipótesis:

- Flujo unidimensional y constante dentro del eyector.
- La energía cinemática en los puertos de succión y descarga es despreciable.
- Las pérdidas de calor y las pérdidas por fricción se calculan mediante coeficientes empíricos, que generalmente se consideran por encima de 0,9 según los valores revisados por Zhang *et al.* [79].
- La presión antes de la onda de choque permanece constante en la cámara de mezcla.
- La entropía se mantiene constante dentro de la boquilla.

4.2.1 Cámara de succión

La cámara de succión está compuesta por las boquillas primaria y secundaria. La boquilla primaria, a su vez, tiene una sección convergente y divergente, compuesta por el puerto de fluido primario (p_0), la garganta (t) y la salida de la boquilla primaria (p_1). La conservación de masa y energía en esta sección se expresa mediante la Ec. (13) y Ec. (14), respectivamente, donde η_p representa las pérdidas de energía del fluido primario durante el proceso.

$$\dot{m}_p = \rho_t \cdot A_t \cdot u_t = \rho_{p1} \cdot A_{p1} \cdot u_{p1} \quad (13)$$

$$h_{p0} = h_t + \frac{u_t^2}{2\eta_p} = h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} \quad (14)$$

Durante el proceso de expansión, el fluido alcanza la velocidad sónica. Considerando que está entrando en condiciones subcríticas en la boquilla primaria, la velocidad sónica puede ocurrir dentro de la región de líquido-vapor. La velocidad crítica en condiciones de flujo bloqueado tiene una dependencia no lineal de la calidad de la mezcla, el patrón de flujo bifásico y el deslizamiento entre las velocidades de fase líquida y gaseosa [80]. Angielczyk *et al.* [81] sugirió el Modelo de Relajación Homogénea (HRM por sus siglas en inglés) para predecir la velocidad del sonido en la región bifásica del fluido, que resultó mucho más consistente que el Modelo de Equilibrio Homogéneo (HEM por sus siglas en inglés). Así, se utiliza el modelo propuesto por Lund y Flatten [82].

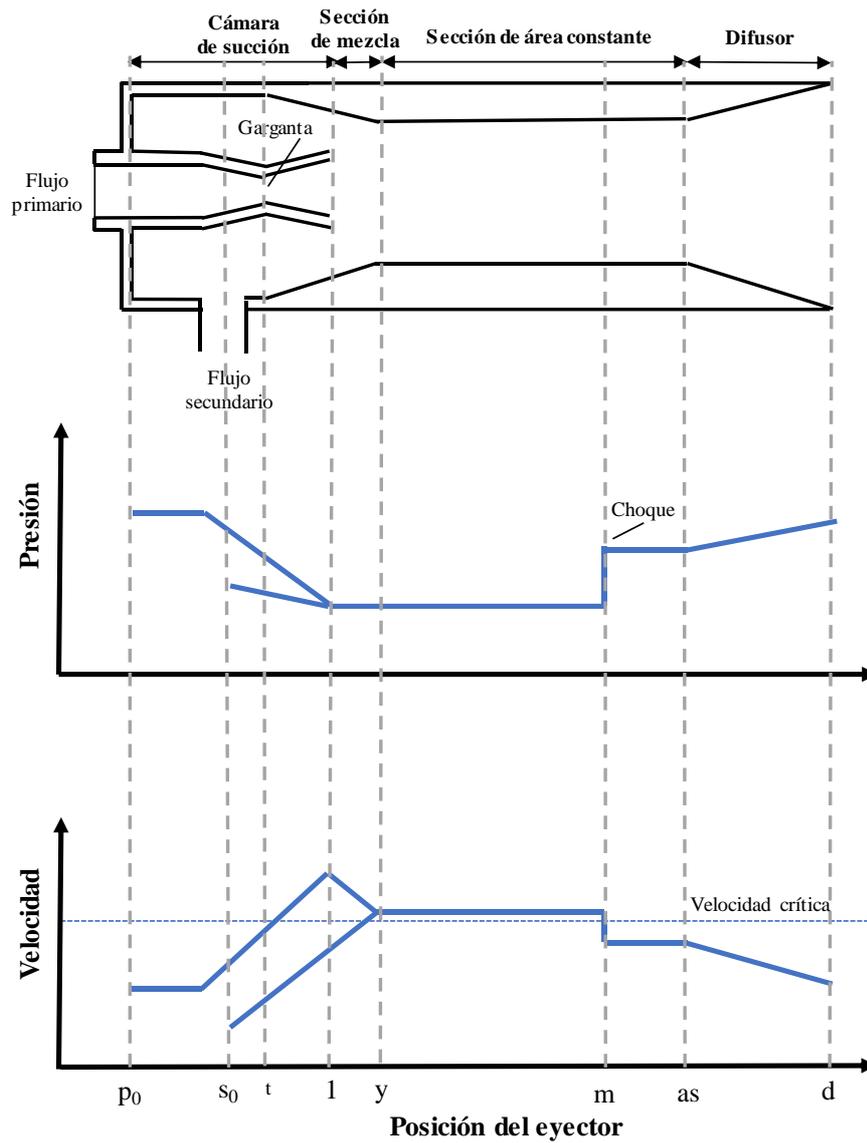


Figura 12- Esquema del perfil del eyector, presión y velocidad

$$a^{-2} = a_w^{-2} + \frac{\rho}{T} \cdot \frac{C_{p,v} \cdot C_{p,l} (\zeta_l - \zeta_v)^2}{C_{p,v} + C_{p,l}} \quad (15)$$

$$a_w^{-2} = \rho \cdot \left(\frac{\epsilon_v}{\rho_v \cdot a_v^2} - \frac{\epsilon_l}{\rho_l \cdot a_l^2} \right) \quad (16)$$

$$\zeta_k = \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \right) = \frac{T \cdot \beta_k \cdot v_k}{c_{p,k}} \quad (17)$$

$$C_{p,k} = \rho_k \cdot \epsilon_k \cdot c_{p,k} \quad (18)$$

La conservación de masa y energía de la cámara de succión se expresa como Ec. (19) and Ec. (20), donde ϕ_p es el factor principal de pérdida de fluido, que considera el efecto de fricción y las ineficiencias del sistema.

$$\dot{m}_p = \rho_{py} \cdot \phi_p \cdot A_{py} \cdot u_{py} \quad (19)$$

$$h_{po} = h_{py} + \frac{u_{py}^2}{2} \quad (20)$$

Ec. (21) es la ecuación de conservación de masa para el flujo arrastrado, que alcanza las condiciones de bloqueo después del proceso de mezcla. La conservación de energía se expresa mediante Ec. (22), donde u_{sy} es la velocidad crítica de la corriente secundaria en condición bifásica expresada por Ec. (23), y η_s representa las pérdidas de energía producidas durante el proceso.

$$\dot{m}_s = \rho_{sy} \cdot A_{sy} \cdot u_{sy} \quad (21)$$

$$h_{so} = h_{sy} + \frac{u_{sy}^2}{2\eta_s} \quad (22)$$

$$M_{sy} = \frac{u_{sy}}{a_{sy}} = 1 \quad (23)$$

4.2.2 Sección de mezcla

Ambas corrientes se mezclan mediante un proceso isobárico, alcanzando una velocidad final superior a la velocidad crítica del fluido. El área efectiva de la cámara de mezcla permanece constante de acuerdo con la Ec. (24). La conservación de masa, momento y energía se obtiene mediante la Ec. (25) a la Ec. (27), donde ϕ_m es el factor de pérdida de mezcla, que generalmente se considera aproximadamente 0,9 para los dispositivos eyectores [83].

$$A_m = A_{sy} + A_{py} \quad (24)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_m \cdot A_m \cdot u_m \quad (25)$$

$$\phi_m \cdot (\dot{m}_p \cdot u_{py} + \dot{m}_s \cdot u_{sy}) = \dot{m}_m \cdot u_m \quad (26)$$

$$\dot{m}_p \cdot \left(h_{py} + \frac{u_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \cdot \left(h_{sy} + \frac{u_{sy}^2}{2} \right) = \dot{m}_m \cdot \left(h_m + \frac{u_m^2}{2} \right) \quad (27)$$

La presión estática de la mezcla de corrientes aumenta después de la onda de choque, mientras que la velocidad disminuye por debajo de la velocidad crítica. La onda de choque se expresa comúnmente en términos de variables termodinámicas mediante las ecuaciones de Rankine-Hugoniot [84]. Por tanto, desde la Ec. (28) a la Ec. (30) son utilizadas para abordar la sección posterior a la onda de choque.

$$\rho_{as} \cdot u_{as} = \rho_m \cdot u_m \quad (28)$$

$$P_{as} + \rho_{as} \cdot u_{as}^2 = P_m + \rho_m \cdot u_m^2 \quad (29)$$

$$h_{as} + \frac{u_{as}^2}{2} = h_m + \frac{u_m^2}{2} \quad (30)$$

4.2.3 Difusor

La mezcla de corrientes desacelera en el difusor, convirtiendo la energía cinemática en trabajo de presión-flujo. De esta forma, la presión que sale del eyector tiene un valor superior a la presión del fluido secundario. Considerando una compresión isentrópica, la entalpía se puede obtener mediante la Ec. (31).

$$h_d = h_{as} + \frac{u_{as}^2}{2} \quad (31)$$

4.2.4 Análisis del eyector

Tanto la relación de arrastre como la eficiencia de la expansión, son los parámetros más comunes que se utilizan para describir el rendimiento del eyector. La relación de arrastre está definida por la Ec. (32) como la relación entre los caudales másicos del fluido secundario y primario.

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (32)$$

La Ec. (33) fue propuesta por Elbel *et al.* [46] como medida de la eficacia del eyector. Esta expresión se define como la relación entre la potencia recuperada o utilizada para comprimir el fluido secundario y la potencia producida durante la expansión del fluido primario.

$$\eta_{elbel} = \omega \cdot \frac{h_{(P_7, s_6)} - h_6}{h_3 - h_{(P_7, s_3)}} \quad (33)$$

4.3 Método de cálculo

La configuración de los modelos se ha realizado mediante una hoja de cálculo Excel vinculada a la base de datos CoolProp, gracias a la que se obtienen todas las propiedades requeridas para los distintos fluidos.

Para realizar una simulación se procede de la siguiente forma: en primer lugar, se introducen los datos de entrada Q_e , T_e , T_c , η_{ise_comp} , ϵ_{IHX} y los coeficientes del eyector, así como el correspondiente fluido.

En segundo lugar, se introduce un valor para P_7 , entonces se calculan todas las propiedades termodinámicas del ciclo T , p , x , h , s y ρ , así como las velocidades en la garganta u_t , en la sección de mezcla u_{sy} y en la onda de choque u_{sw} .

A continuación, se calculan las propiedades del ciclo del eyector T , p , x , h , s y ρ , así como el

rendimiento η_{elbet} .

Mediante el método HRM se calcula la velocidad del sonido en la boquilla del secundario. Después se calcula el rendimiento del ciclo COP.

Finalmente, se comprueba que las restricciones se cumplen: si la P_7 coincide con la presión en el difusor P_{dif} , si la fracción de vapor en la garganta es nula X_t , si la velocidad del sonido del secundario coincide con la velocidad del sonido calculada mediante el método HRM $u_{sy} = u_{HRM}$, si la velocidad en la onda de choque u_{sw} coincide con la velocidad en la onda de choque de la expansión $u_{sw\ exp}$ y si la $T_{descarga}$ es menor que 150 °C. Si la $T_{descarga}$ es mayor a 150 °C el *intercooler* enfría hasta la T_c , en caso contrario no habría enfriamiento. Si los valores coinciden con lo esperado, termina la iteración, sino se ajusta P_7 , u_t , u_{sy} y u_{sw} hasta que coincidan.

Una prueba de una simulación la encontramos en el anexo a.

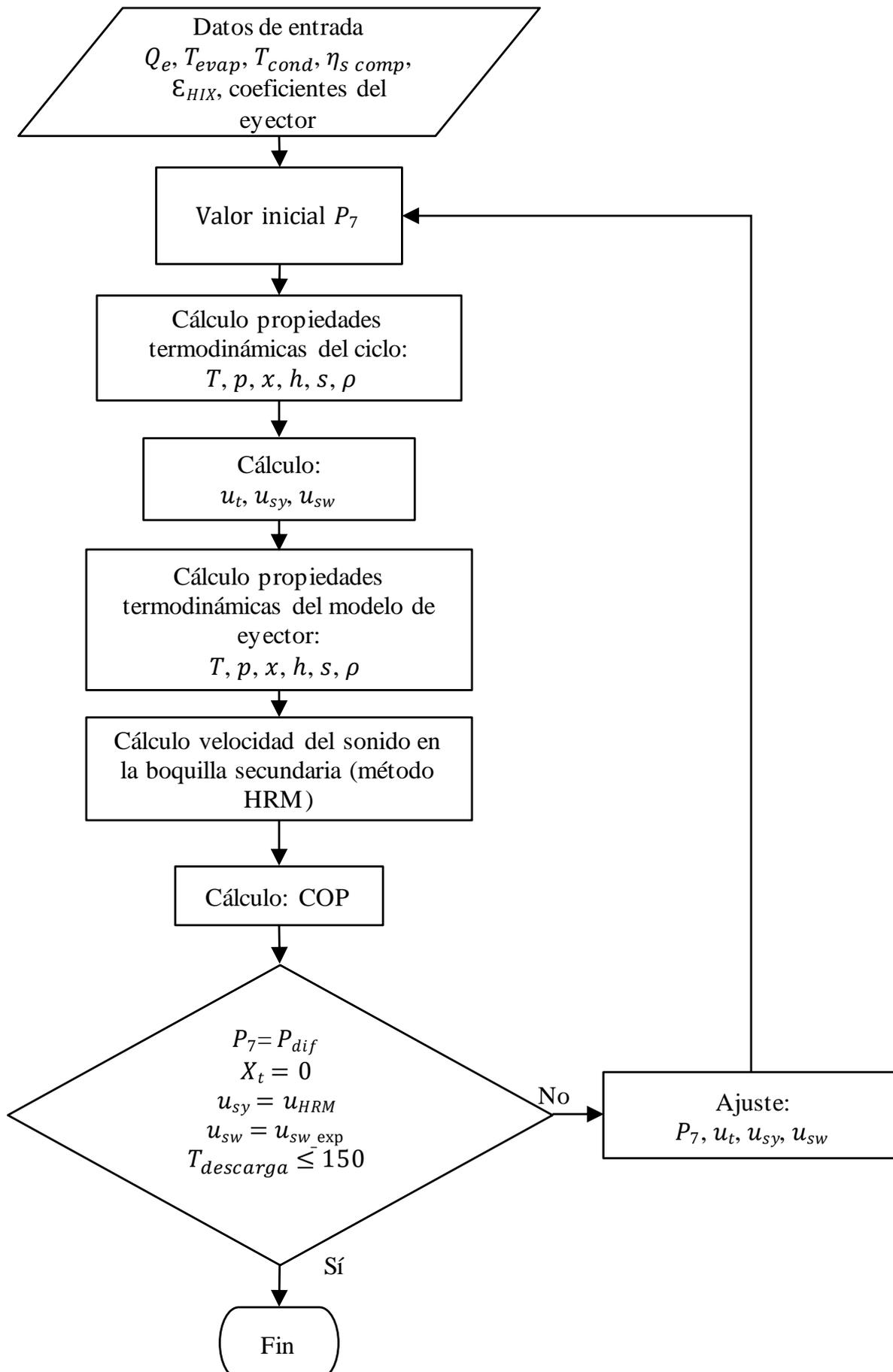


Figura 13- Diagrama de flujo del proceso del análisis termodinámico

De este modo, se procede a analizar el uso de los refrigerantes naturales R-717, R-290 y R-600a en el EERC comparando con el CR. La comparación se realiza para aplicaciones de climatización y de refrigeración en climas fríos y cálidos. Las condiciones de operación para las distintas aplicaciones se definen en la tabla 7. Dichas temperaturas abarcan los valores típicos en aplicaciones de climatización y refrigeración recogidos en la literatura.

Tabla 7- Condiciones de operación para aplicaciones de refrigeración y climatización

Aplicaciones	Condiciones de operación (°C)
Refrigeración en climas fríos	$T_e \in [-30, -15]$ y T_c 30
Refrigeración en climas cálidos	$T_e \in [-15, -5]$ y T_c 40
Climatización	$T_e \in [-5, 10]$ y $T_c \in [30, 50]$

Se muestra un resumen de los parámetros de entrada al sistema en la tabla 7. Se ha utilizado el software Excel vinculado a la base de datos Coolprop para calcular los parámetros termodinámicos de los distintos refrigerantes. Como se mencionó anteriormente, para la simulación se consideran cuatro ciclos: el EERC con y sin IHX, y el CR (ciclo básico) con y sin IHX.

Tabla 8- Supuestos y parámetros de entrada al sistema

Parámetros	Valores
Q_e [kW]	100
T_e [°C]	-30 – 10
T_c [°C]	30 – 50
Sobrecalentamiento [K]	5
η_s	0.6
η_{em}	1
ε_{IHX} (%)	0 - 75
η_p	0.9
η_m	0.9
Φ_p	0.9
Φ_m	0.9

5 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados se presentan acorde a todo lo descrito en las secciones 3 y 4. En primer lugar, se representa el rendimiento del ciclo para el ciclo EERC con los respectivos refrigerantes naturales. Primero para diferentes temperaturas de evaporación (figuras 14-19) y segundo para diferentes temperaturas de condensación (figuras 20-25). Se puede apreciar que tanto la temperatura de evaporación como la temperatura de condensación producen un efecto significativo sobre el COP. Se sabe que para el ciclo básico el COP aumenta tanto con el aumento de la temperatura de evaporación, como con la disminución de la temperatura de condensación. El EERC sigue una tendencia similar para los distintos refrigerantes. También se puede ver que a mayor temperatura de evaporación, mayor es el COP del sistema pero menor es la tasa de mejora del rendimiento correspondiente. Tanto es así que, por ejemplo, en el caso del propano, para una temperatura en el condensador de 50 °C, cuando la temperatura de evaporación aumenta de -30 °C a 10 °C, el índice de mejora del COP disminuye de 24,01 % a -0,99 %. En los casos en que el incremento es negativo se sabe que el COP para el ciclo básico es mejor. Lo mismo ocurre cuando disminuye la temperatura del condensador.

En las figuras 14 y 15 se representa la variación del COP y del ΔCOP según la temperatura de condensación a diferentes temperaturas de evaporación para el EERC del propano.

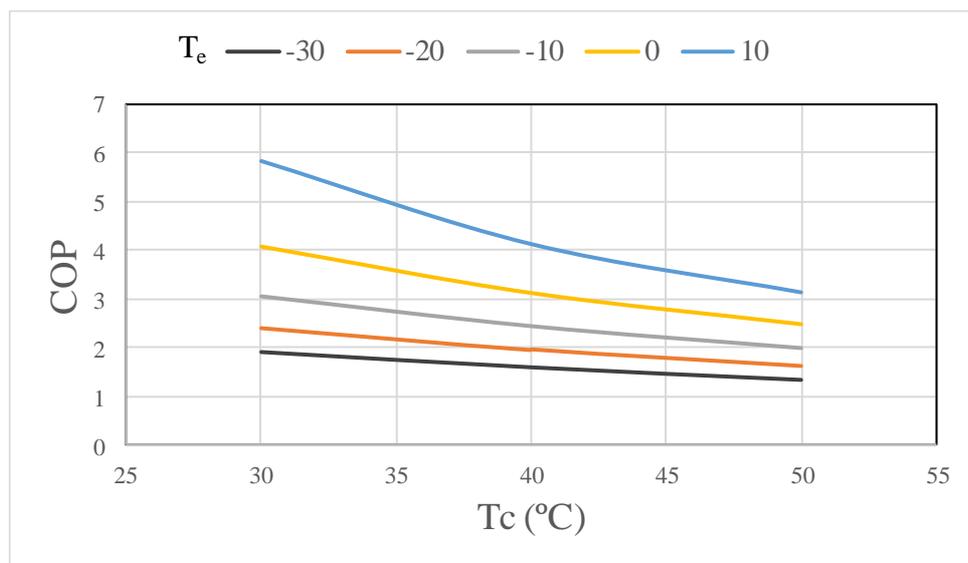


Figura 14-Variación del COP para el EERC del propano

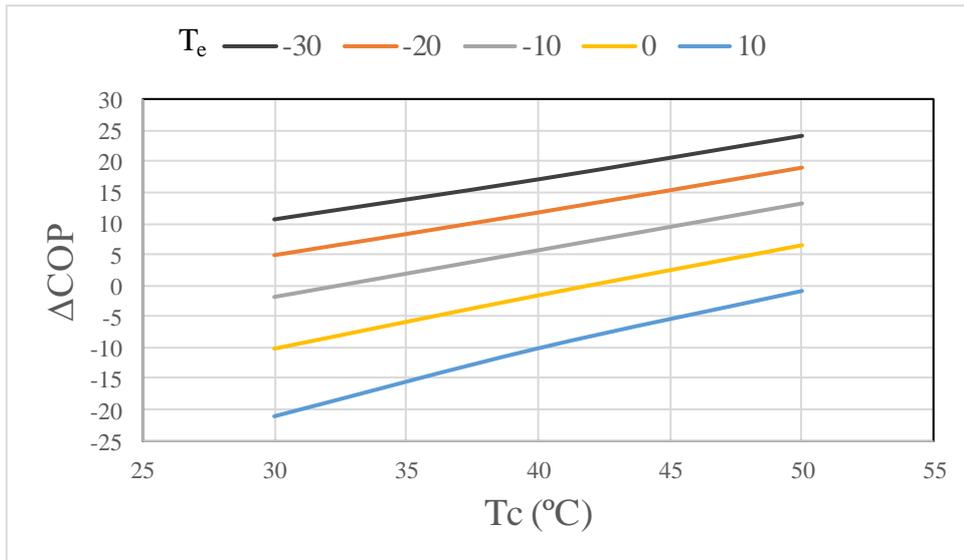


Figura 15- Variación del ΔCOP para el EERC del propano

En las figuras 16 y 17 se representa la variación del COP y del ΔCOP según la temperatura de condensación a diferentes temperaturas de evaporación para el EERC del isobutano.

Se puede observar que el COP que alcanza el isobutano es mayor que el conseguido por el propano, aunque el mayor ΔCOP es del propano.

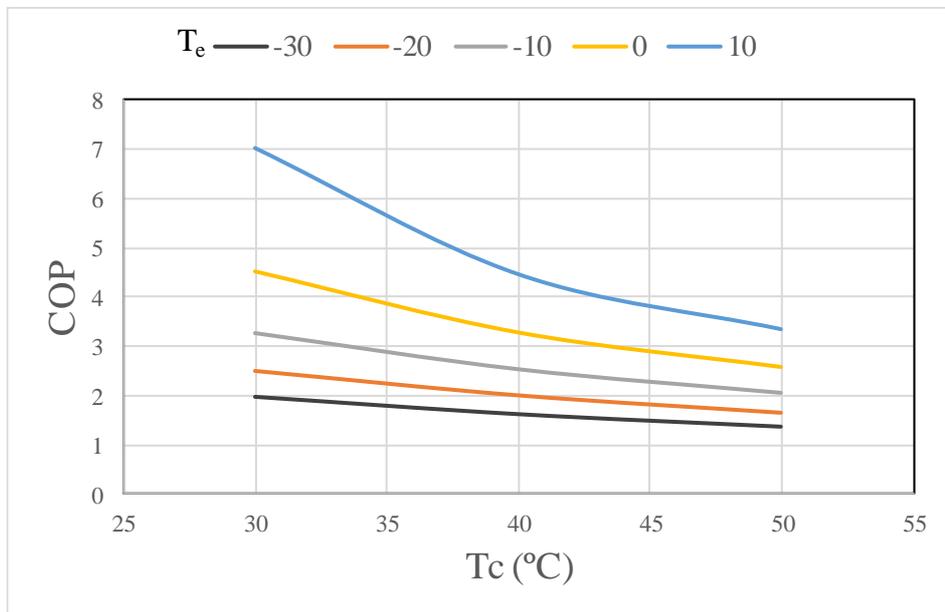


Figura 16- Variación del COP para el EERC del isobutano

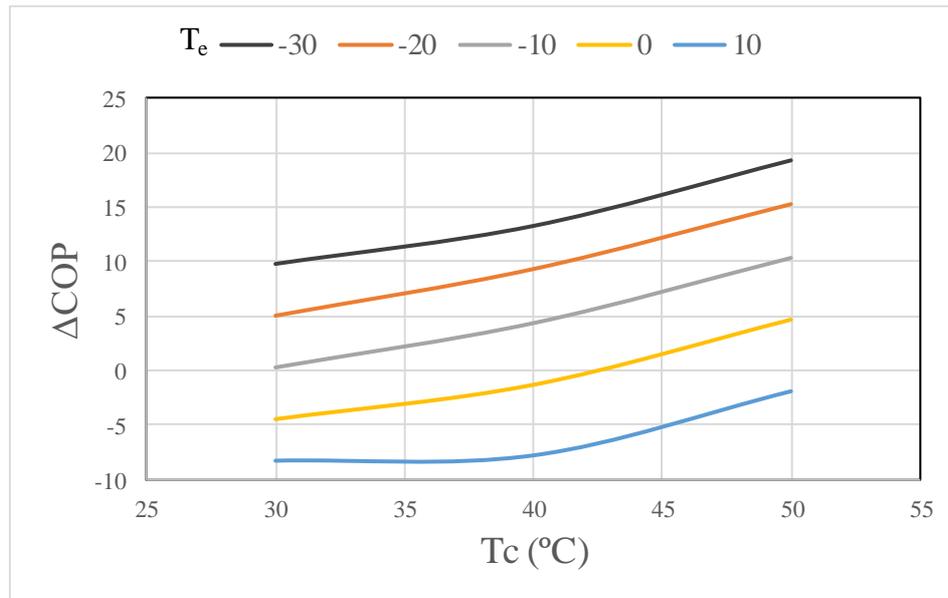


Figura 17- Variación del ΔCOP para el EERC del isobutano

En las figuras 18 y 19 se representa la variación del COP y del ΔCOP según la temperatura de condensación a diferentes temperaturas de evaporación para el EERC del amoníaco.

En los casos que el ΔCOP es negativo, sólo sería válido el CR, ya que si no mejora el rendimiento del ciclo no tiene sentido incorporar un eyector. El COP que alcanza el amoníaco es menor que el del propano, no mejora apenas con la incorporación del eyector excepto para muy bajas temperaturas de evaporación.

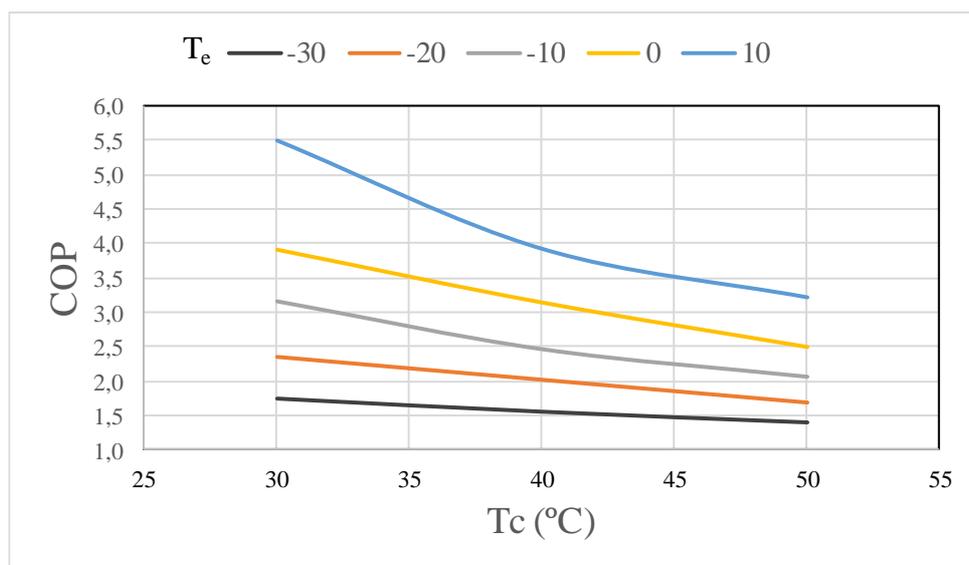


Figura 18- Variación del COP para el EERC del amoníaco

La velocidad del sonido para el amoníaco supone un impedimento, ya que el fluido secundario para varias condiciones de operación no logra alcanzarla. En dichas ocasiones no

tiene lugar la onda de choque y por tanto el eyector no funciona.

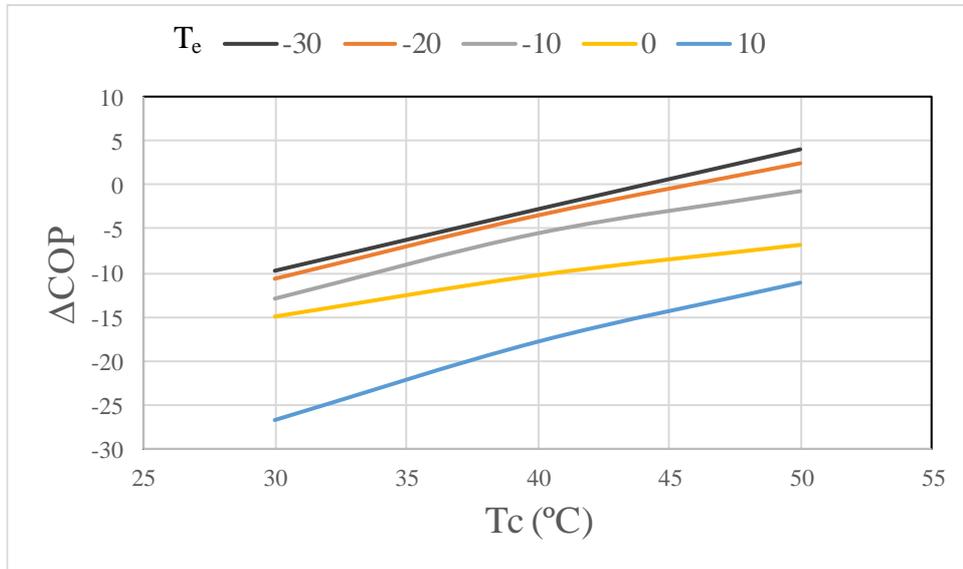


Figura 19- Variación del ΔCOP para el EERC del amoníaco

A continuación, se analiza también la variación del COP, pero en esta ocasión se mantiene constante la temperatura de condensación.

En las figuras 20 y 21 se representa la variación del COP y del ΔCOP según la temperatura de evaporación a diferentes temperaturas de condensación para el EERC del propano.

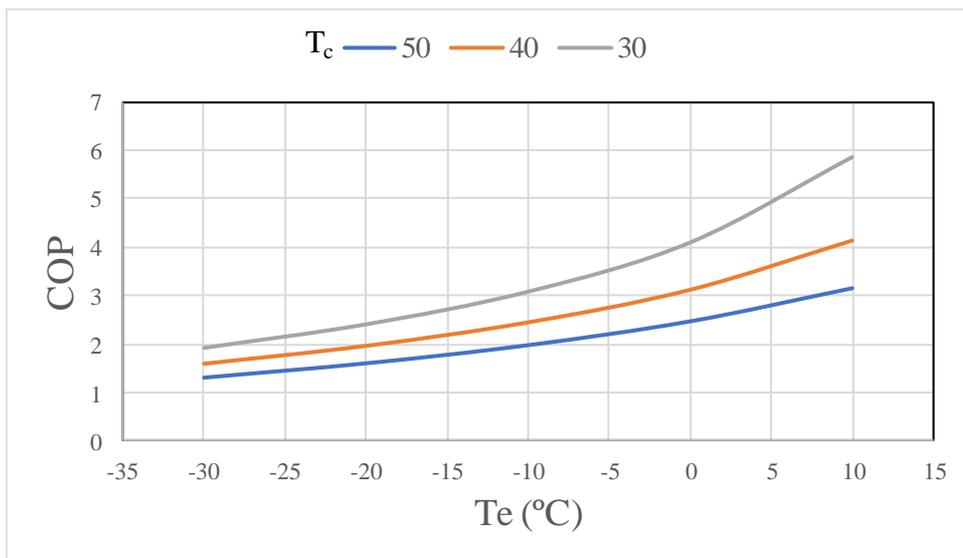


Figura 20- Variación del COP para el EERC del propano

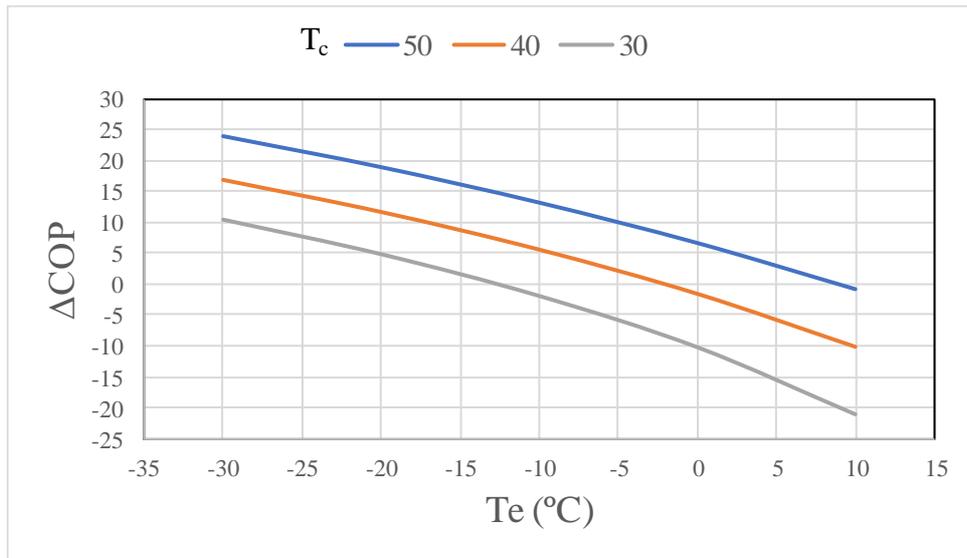


Figura 21- Variación del ΔCOP para el EERC del propano

En las figuras 22 y 23 se representa la variación del COP y del ΔCOP según la temperatura de evaporación a diferentes temperaturas de condensación para el EERC del isobutano.

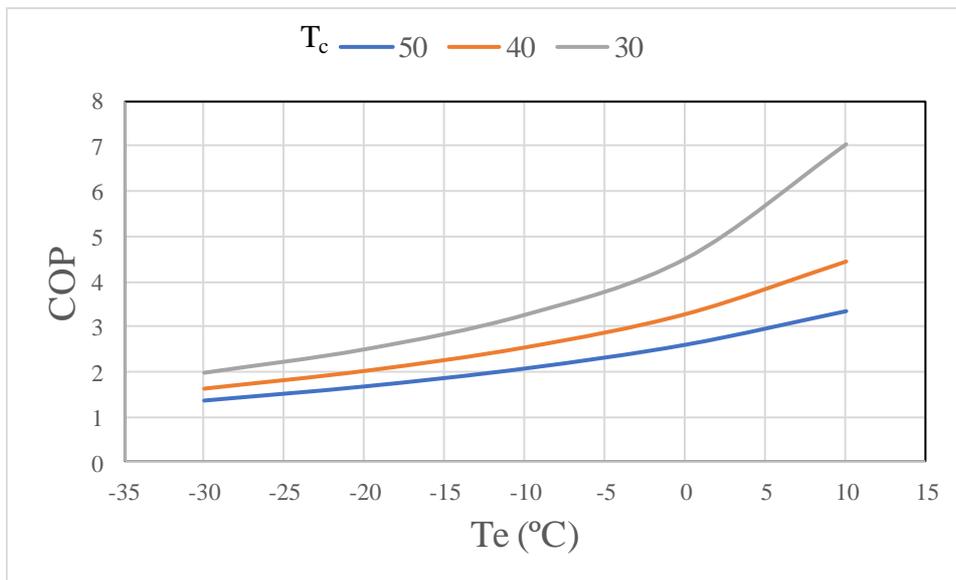


Figura 22- Variación del COP para el EERC del isobutano

Se comprueba de nuevo que sólo mejora para grandes saltos de presión.

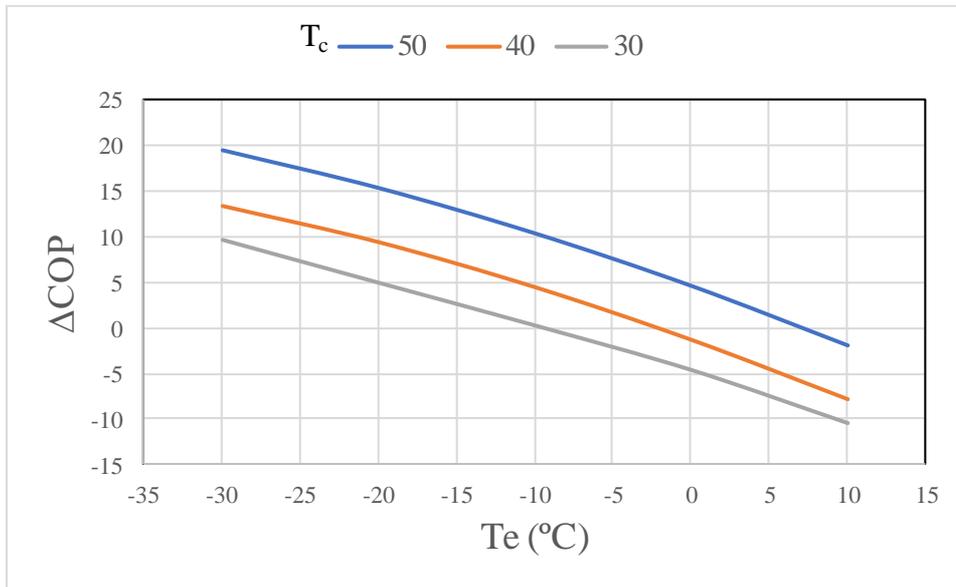


Figura 23- Variación del ΔCOP para el EERC del isobutano

En las figuras 24 y 25 se representa la variación del COP y del ΔCOP según la temperatura de evaporación a diferentes temperaturas de condensación para el EERC del amoniaco.

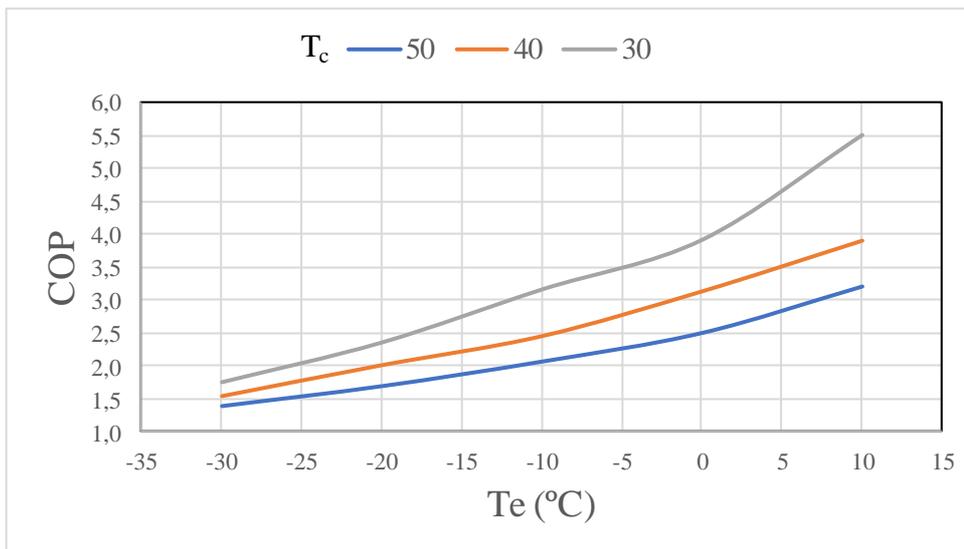


Figura 24- Variación del COP para el EERC del amoniaco

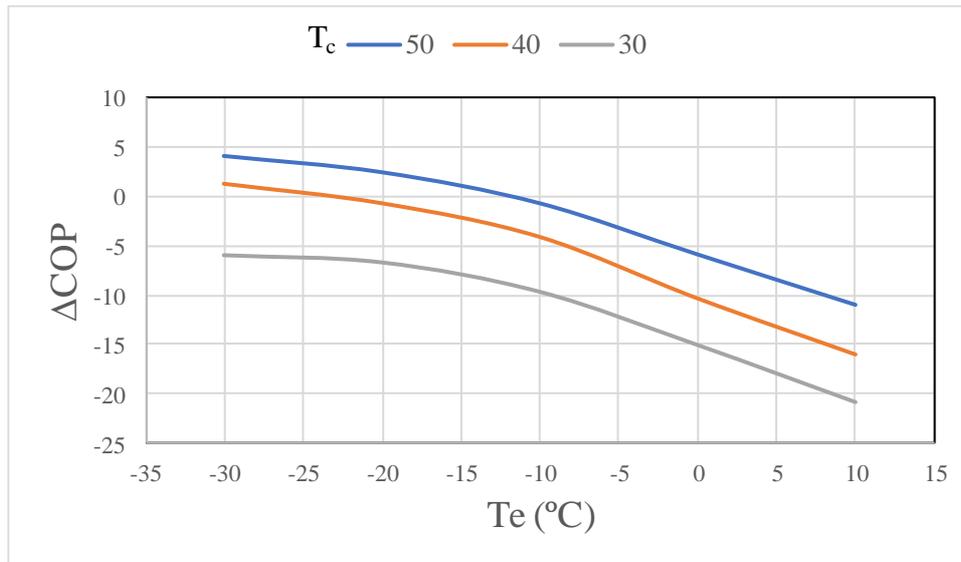


Figura 25- Variación del ΔCOP para el EERC del amoníaco

Como se puede observar en la figura 27, el mayor COP para $T_c = 50\text{ °C}$ lo tiene el R-600a, seguido por el R-717 y por último el R-290. La diferencia entre las tres curvas no es muy significativa, sin embargo se puede ver en la figura 28 que sí lo es para el ΔCOP . El ΔCOP es mucho mayor para el R-290 que para el R-717. De hecho, pese a que el R-717 tiene un COP mejor o igual al resto, la mejora con respecto al CR es mínima o incluso es peor, así como para los casos del R-290 o del R-600a sucede lo contrario.

En las figuras 26 y 27 se muestra la variación del COP y del ΔCOP en función de la temperatura de evaporación para todos los fluidos estudiados. Como ya se intuía en las figuras anteriores, el COP más alto para $T_c = 50\text{ °C}$ es el del R-600a seguido del amoníaco y por último el propano, y el ΔCOP es más alto para el propano, seguido del isobutano y por último el amoníaco.

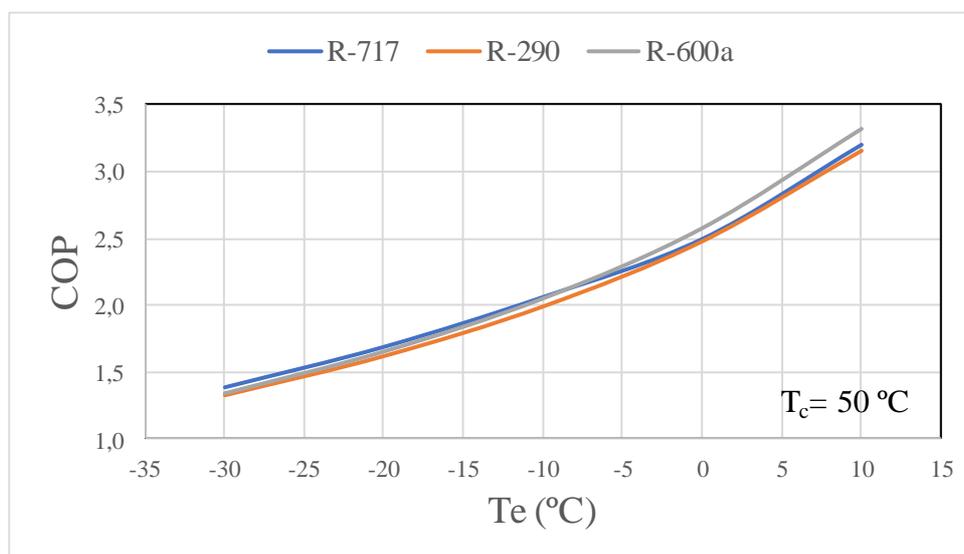


Figura 26- Variación del COP para R-717, R-290 y R-600a

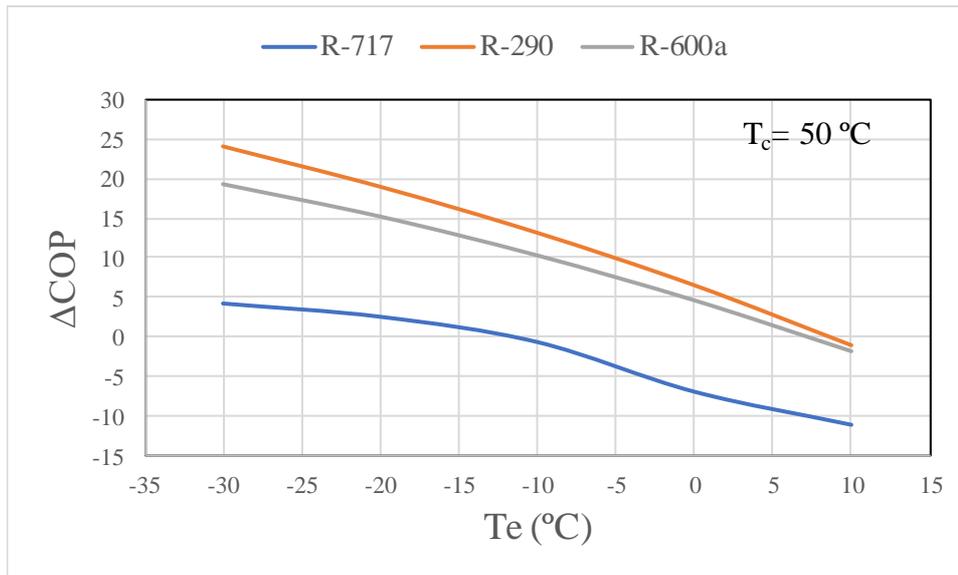


Figura 27- Variación del ΔCOP para R-717, R-290 y R-600a

Las figuras 28, 29 y 30 muestran una comparación del COP entre el EERC y el CR. Para evaluar la influencia en el rendimiento, se han realizado simulaciones con y sin IHX. Como también se ve en las figuras anteriores, el COP disminuye a medida que se reduce la temperatura de evaporación. Cabría esperar que hubieran ocurrido dos cosas: en primer lugar, que el EERC tuviera mejor COP que el CR y en segundo lugar, que el IHX mejorase la eficiencia del EERC. Sin embargo, en el primer caso no siempre se cumple, ya que si la relación de presiones p_e/p_c es baja (tanto una temperatura de evaporación alta como una temperatura de condensación baja) resulta mejor el CR con IHX que el EERC (el EERC sin IHX es mejor que el CR sin IHX en casi todos los casos), como puede comprobarse en las distintas figuras. En el segundo caso, si se revisa la literatura, tal y como se hizo en la sección 2, el IHX no necesariamente mejora la eficiencia del sistema. De esta forma, también se puede confirmar que en estas simulaciones del R-717, R-290 y R-600a, añadir un IHX penaliza el COP del EERC, y sin embargo, como se sabe, mejora mucho el del CR. Es por esto que el EERC es más complicado que compita con el CR con IHX.

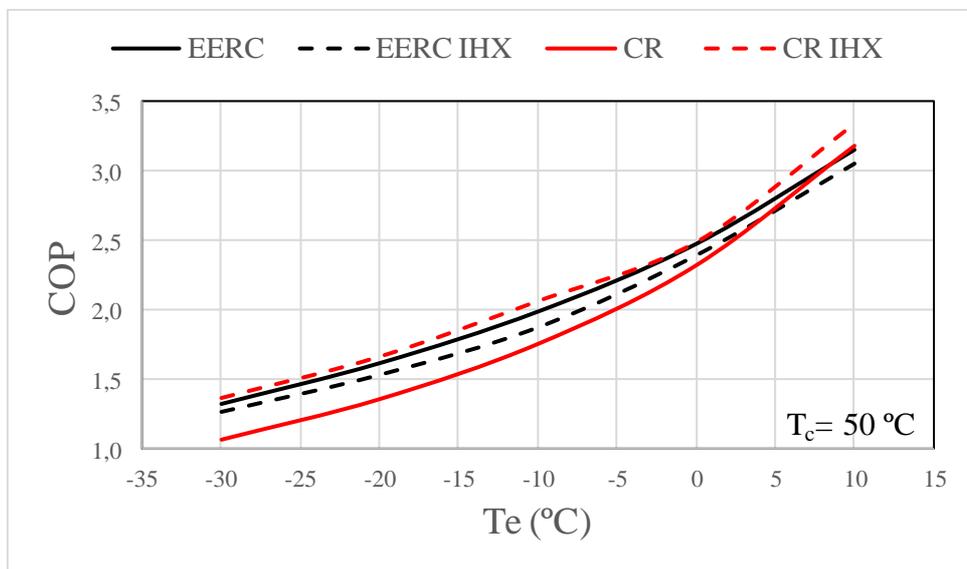
Esto último es lo que se pretende mostrar en las figuras 31, 32 y 33. En ellas se puede ver claramente que con el aumento de la eficiencia del intercambiador disminuye tanto el rendimiento del eyector como el rendimiento del ciclo.

Teniendo en cuenta que estas simulaciones mantienen constante la capacidad frigorífica, se puede deducir que se obtiene una reducción del consumo eléctrico utilizando el EERC. Este hecho es apreciable en la segunda gráfica (b) de las figuras 29, 30 y 31, donde se representa la potencia específica absorbida por el compresor en función de la temperatura de evaporación, y en las que se ve que, especialmente a bajas temperaturas, el EERC tiene un

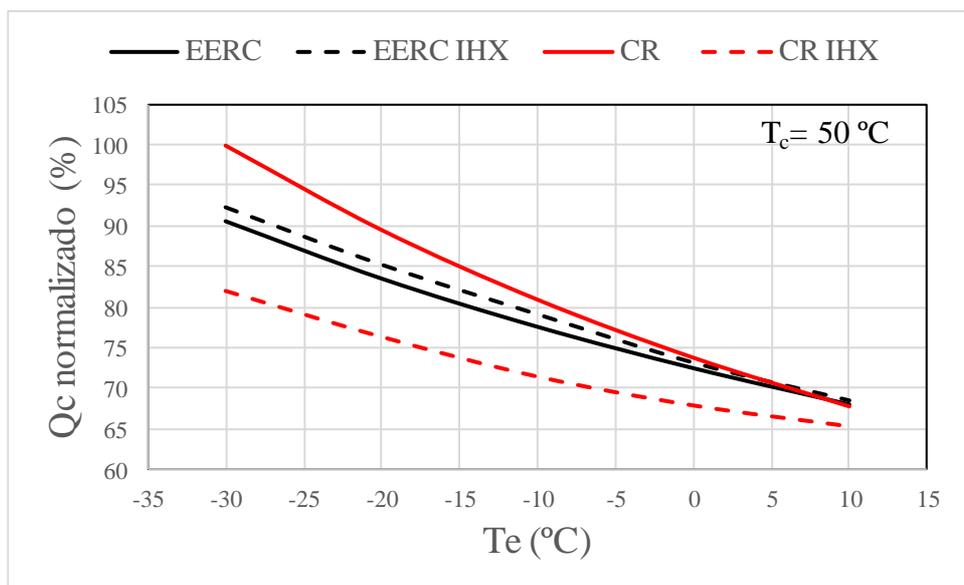
consumo menor que el CR.

Con respecto a la capacidad del condensador, la tercera gráfica (c) de las figuras 29, 30 y 31 ilustra una comparación normalizada de la potencia térmica. Como se puede apreciar, el uso de la EERC permite una reducción de la disipación de potencia en comparación con el CR.

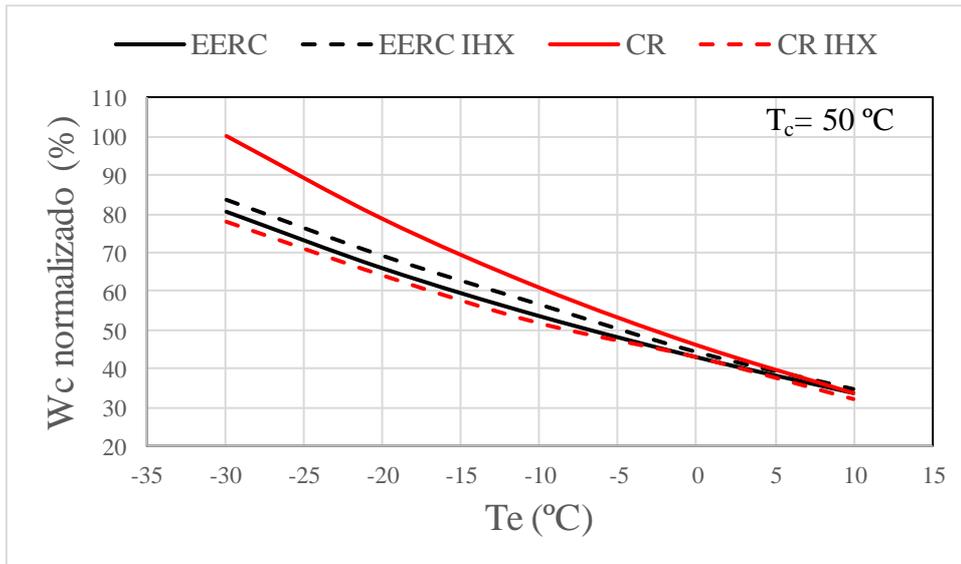
En la figura 28 se expone el rendimiento termodinámico del EERC del propano en comparación con el CR, ambos con y sin IHX. Todas las gráficas representan curvas con respecto a la temperatura de evaporación y a temperatura de condensación constante 50 °C. La gráfica (a) muestra la variación del COP, la gráfica (b) muestra la variación del Q_c normalizado y la gráfica (c) muestra la variación del W_{comp} normalizado.



(a)



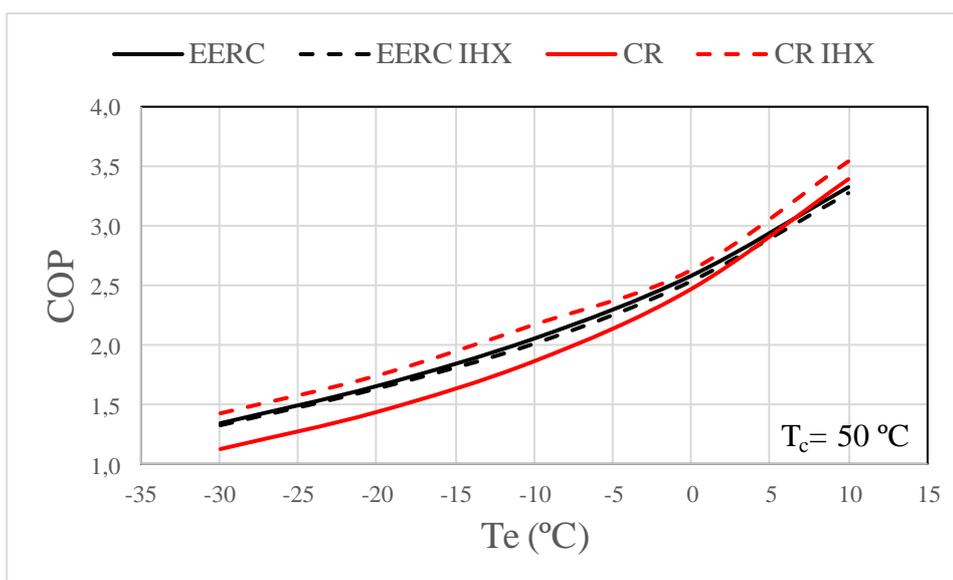
(b)



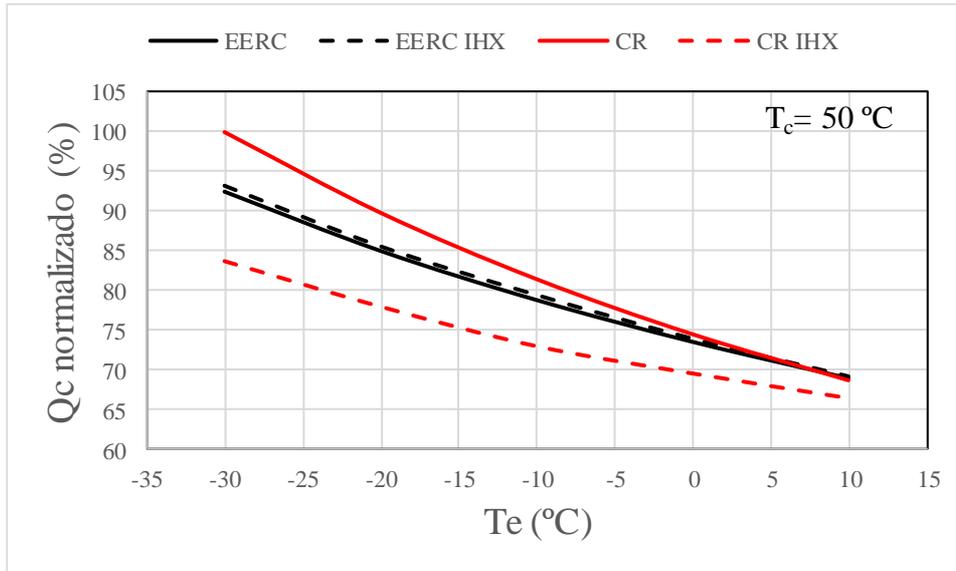
(c)

Figura 28- Rendimiento termodinámico del EERC y del RC del propano: (a) COP; (b) Capacidad del condensador; (c) Potencia absorbida por el compresor

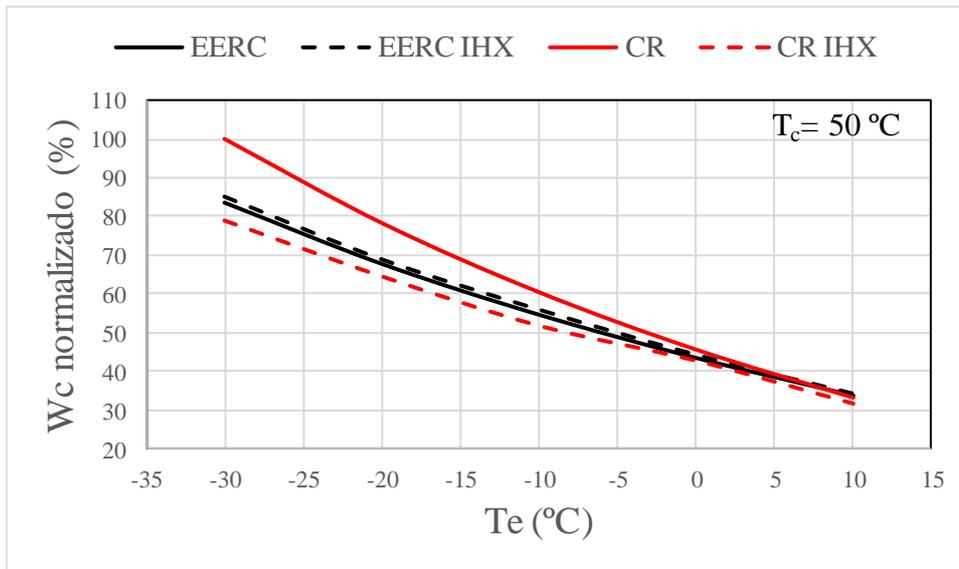
En la figura 29 se expone el rendimiento termodinámico del EERC del isobutano en comparación con el CR, ambos con y sin IHX. Todas las gráficas representan curvas con respecto a la temperatura de evaporación y a temperatura de condensación constante 50 °C. La gráfica (a) muestra la variación del COP, la gráfica (b) muestra la variación del Q_c normalizado y la gráfica (c) muestra la variación del W_{comp} normalizado.



(a)



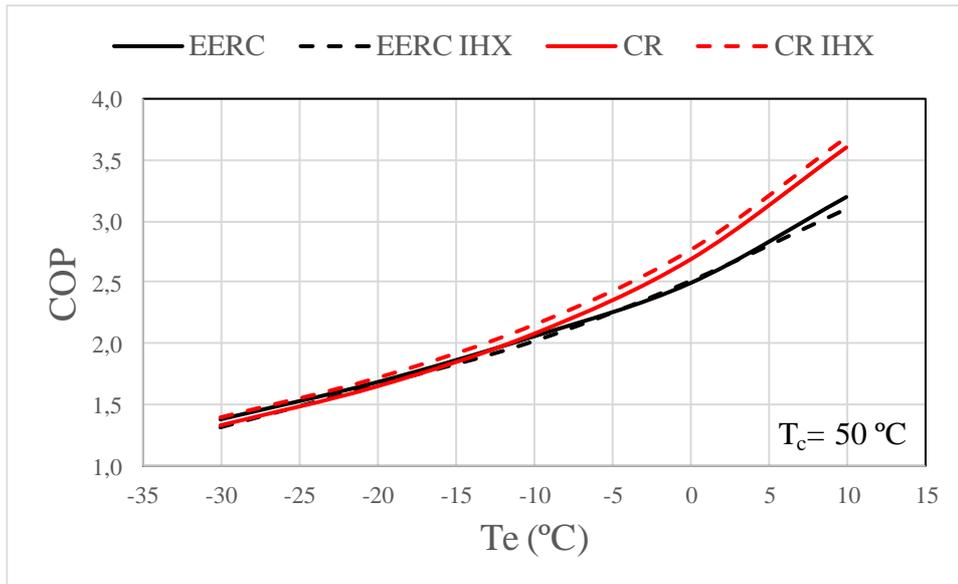
(b)



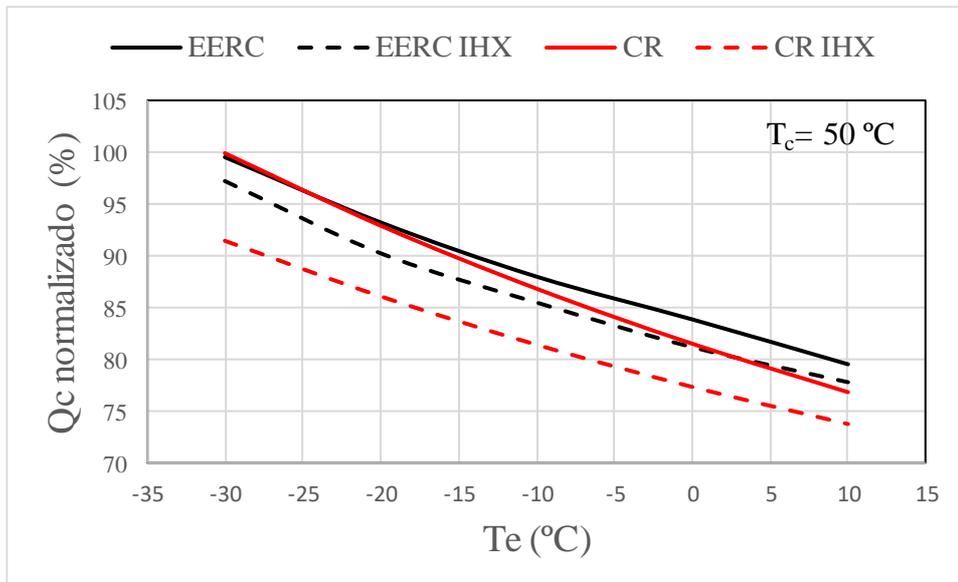
(c)

Figura 29- Rendimiento termodinámico del EERC y del RC del isobutano: (a) COP; (b) Capacidad del condensador; (c) Potencia absorbida por el compresor

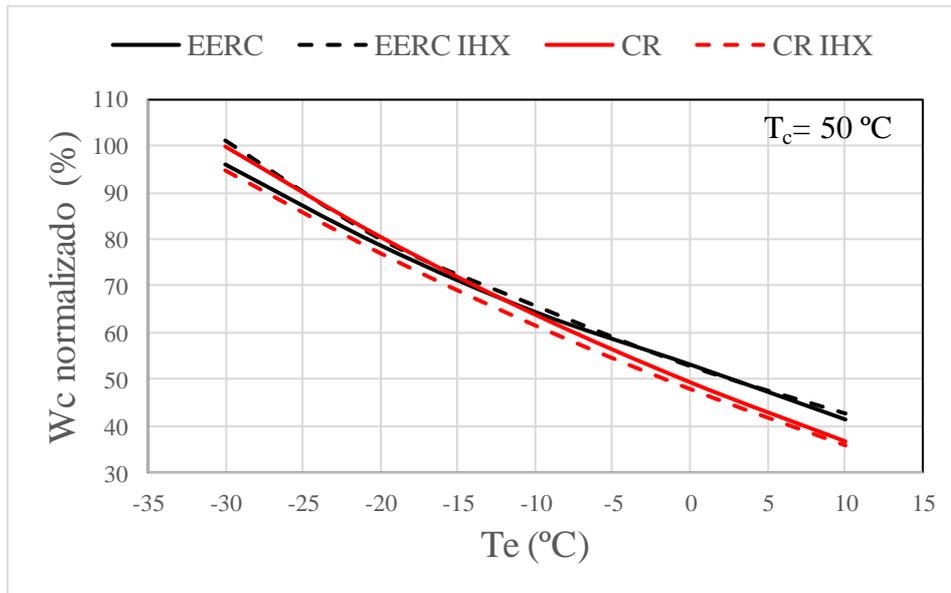
En la figura 30 se expone el rendimiento termodinámico del EERC del amoníaco en comparación con el CR, ambos con y sin IHX. Todas las gráficas representan curvas con respecto a la temperatura de evaporación y a temperatura de condensación constante 50 °C. La gráfica (a) muestra la variación del COP, la gráfica (b) muestra la variación del Q_c normalizado y la gráfica (c) muestra la variación del W_{comp} normalizado.



(a)



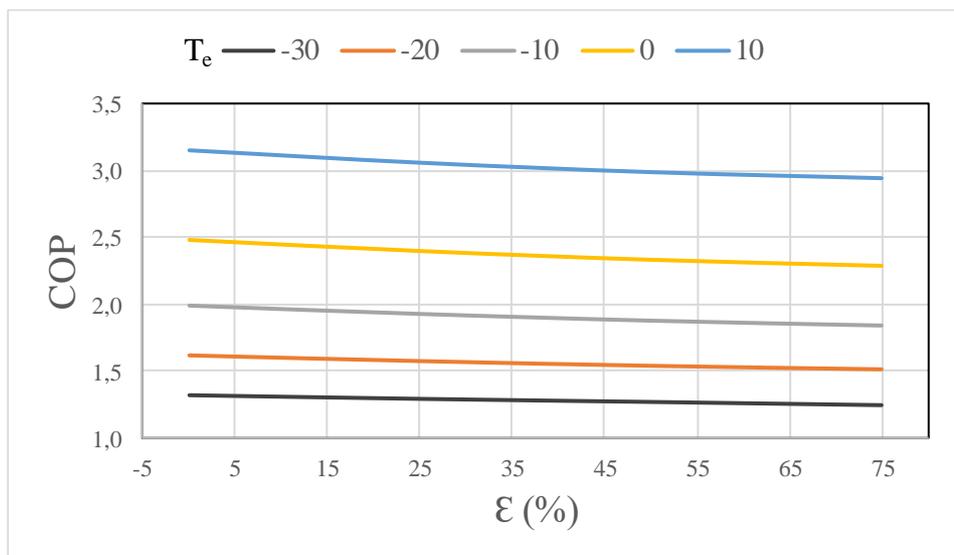
(b)



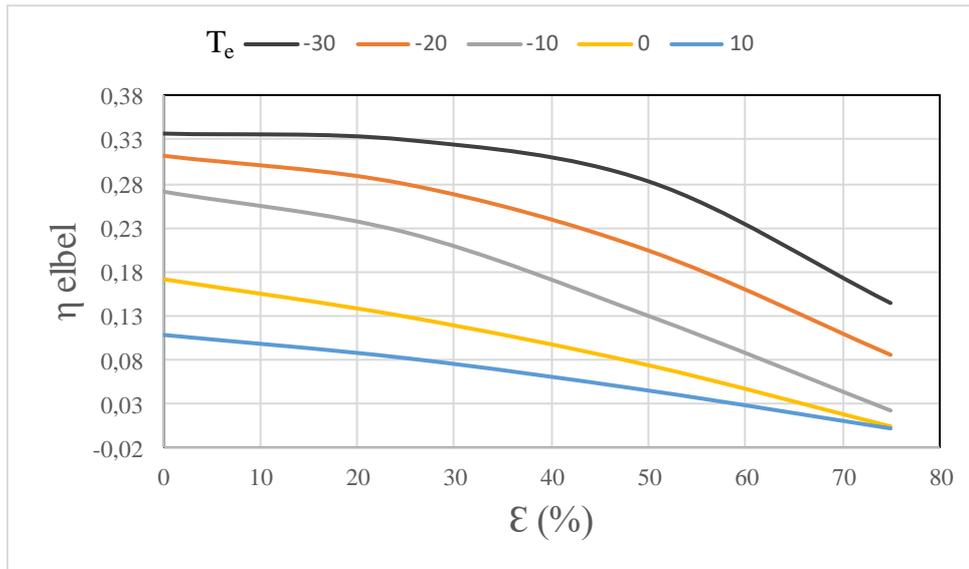
(c)

Figura 30- Rendimiento termodinámico del EERC y del RC del amoníaco: (a) COP; (b) Capacidad del condensador; (c) Potencia absorbida por el compresor

La figura 31 muestra las variaciones del rendimiento del ciclo y del eyector del propano, (a) y (b) respectivamente. Se puede apreciar que si aumenta la temperatura de evaporación disminuye el COP pero aumenta la eficiencia de Elbel. Esta mejora que se produce frente al COP, requiere una optimización para operar con la presión de descarga más adecuada para todo el desempeño del ciclo.



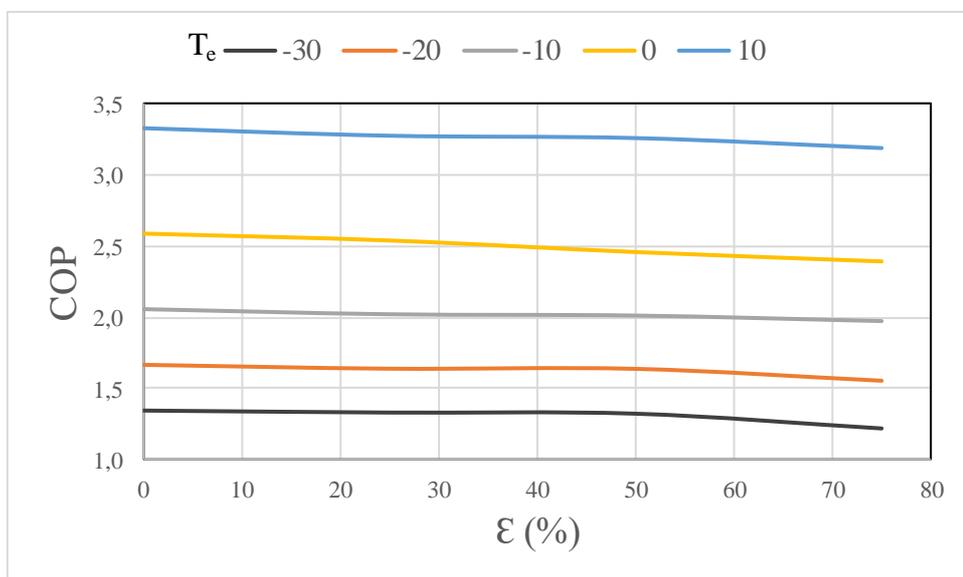
(a)



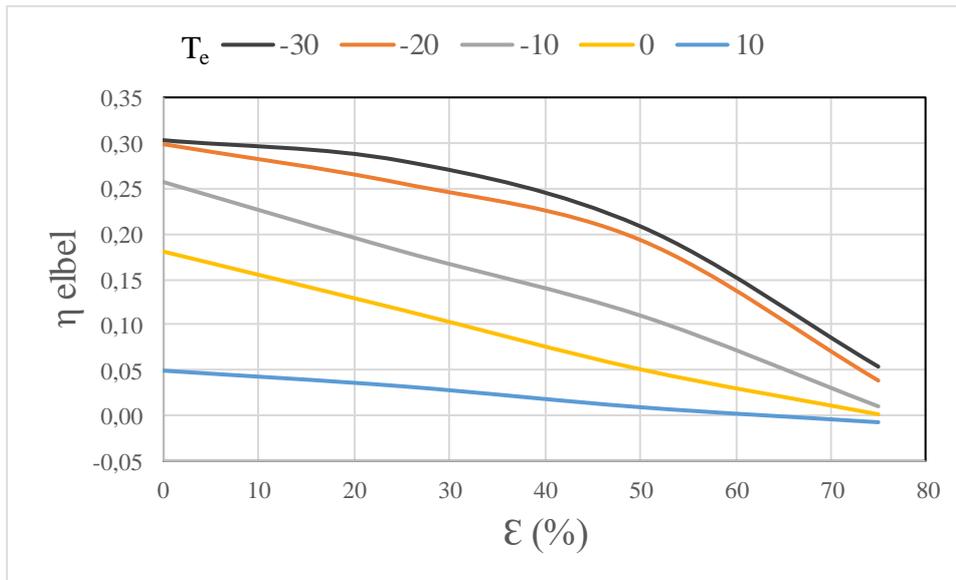
(b)

Figura 31- Variaciones según la eficiencia del IHX para el EERC del propano: (a) COP; (b) η_{elbel}

La figura 32 muestra las variaciones del rendimiento del ciclo y del eyector del isobutano, (a) y (b) respectivamente.



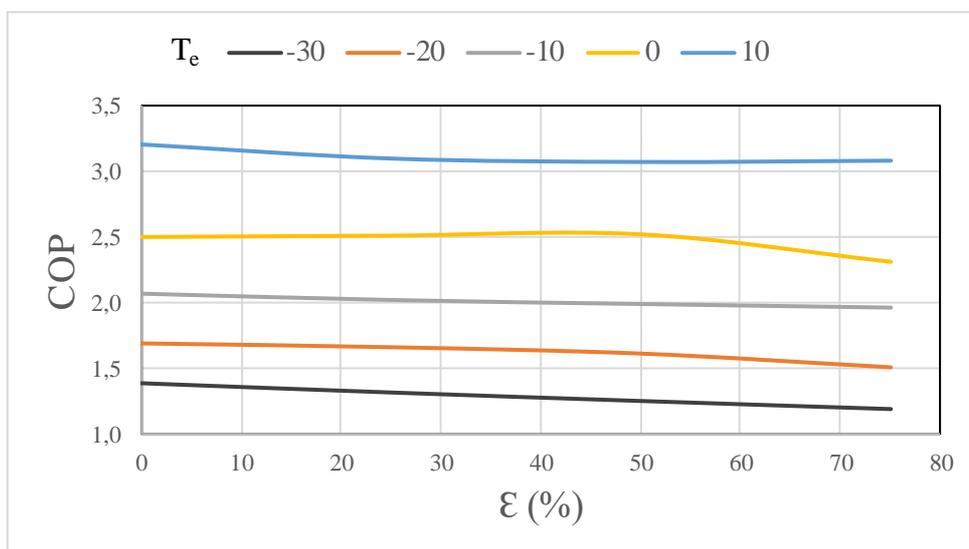
(a)



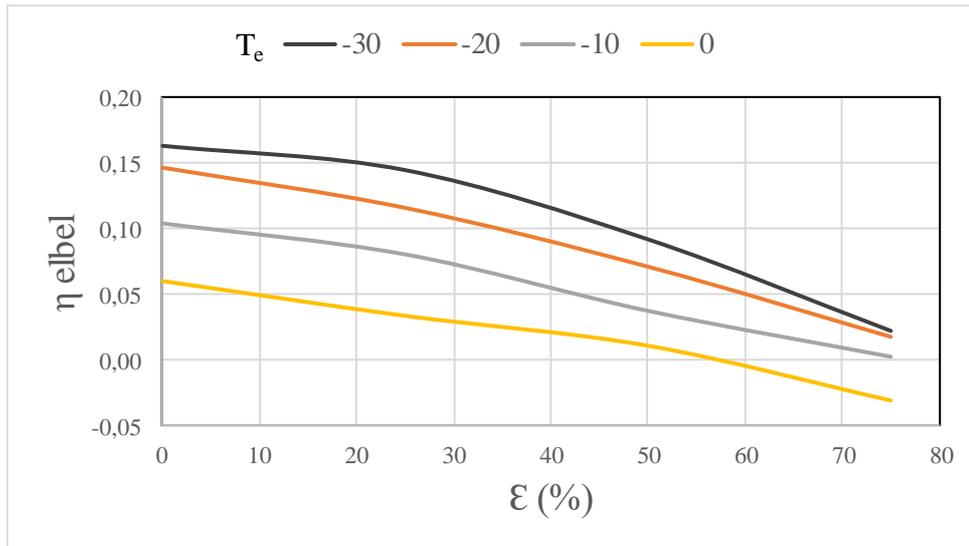
(b)

Figura 32- Variaciones según la eficiencia del IHX para el EERC del isobutano: (a) COP; (b) η_{eIbel}

La figura 33 muestra las variaciones del rendimiento del ciclo y del eyector del isobutano, (a) y (b) respectivamente.



(a)



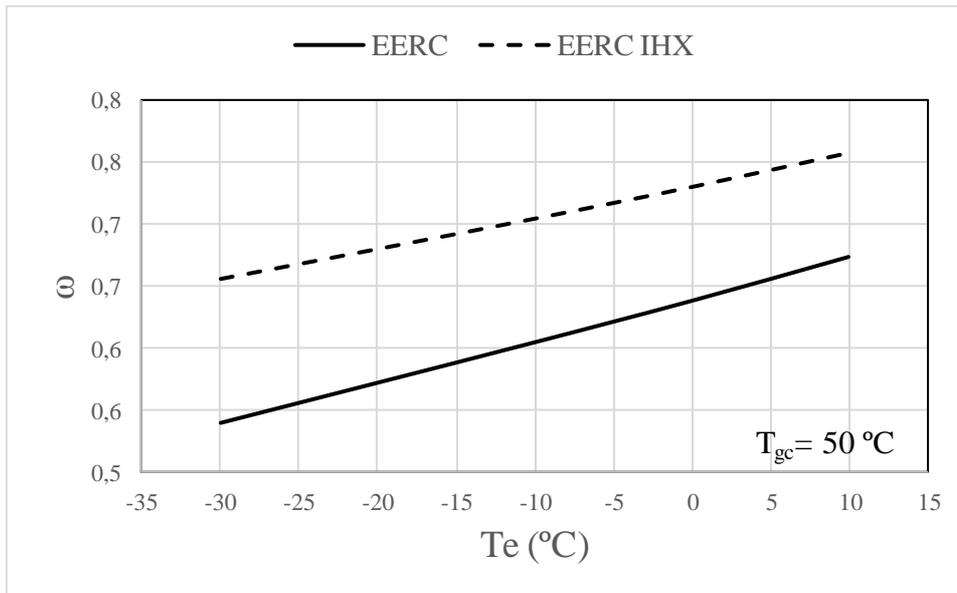
(b)

Figura 33- Variaciones según la eficiencia del IHX para el EERC del amoníaco: (a) COP; (b) η_{elbel}

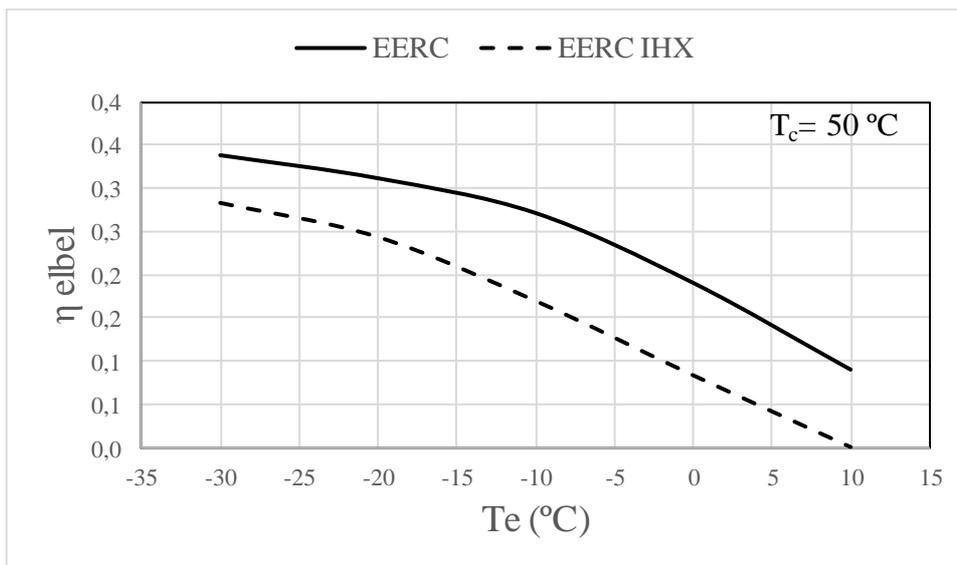
Si se compara con la literatura revisada en la sección 2, resumida en la tabla 5, este estudio coincide con los de Sarkar [70], García y Berana [72] y Rodríguez-Muñoz et al. [73], según los cuales el COP disminuye con la adición del IHX en el sistema EERC para el R-290, R.600a y el R-717.

Para contribuir con información sobre el rendimiento del eyector, se analizan la relación de arrastre y la eficiencia. La variación de la relación de arrastre a lo largo del rango de simulación se ilustra en la primera gráfica (a) de las figuras 36, 37 y 38, que varía de en torno a 0,55 sin IHX a 0,8 si se utiliza IHX para el R-290 y el R-600a y de 0,77 a 0,86 respectivamente para el amoníaco. La eficiencia de Elbel se muestra en la segunda gráfica (b) de las correspondientes figuras. Como se puede apreciar, cuanto menor es la temperatura de evaporación mayor es la eficiencia del eyector, lo que se debe al aumento de la diferencia de presión entre las boquillas primarias y secundarias. Esta mejora se produce frente al COP, que disminuye con la temperatura de evaporación, requiriendo una optimización para operar con la presión de descarga más adecuada para todo el desempeño del ciclo. Además, se puede observar que, para los tres fluidos, la adición del IHX supone una pérdida de rendimiento, especialmente a altas temperaturas de evaporación.

En la siguiente figura se muestra la relación de arrastre y la eficiencia de Elbel del ciclo del propano respecto a la temperatura de evaporación a temperatura de condensación constante 50 °C.



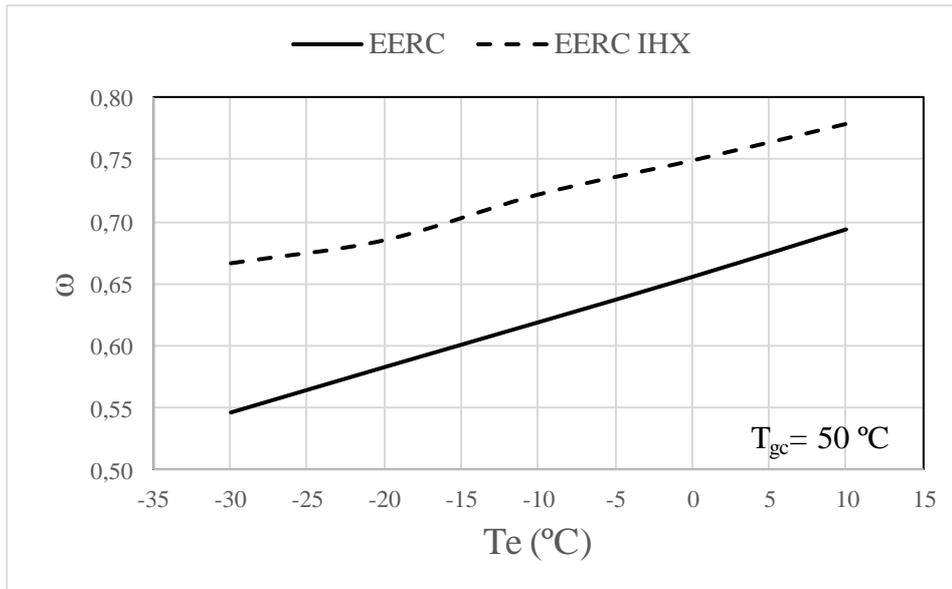
(a)



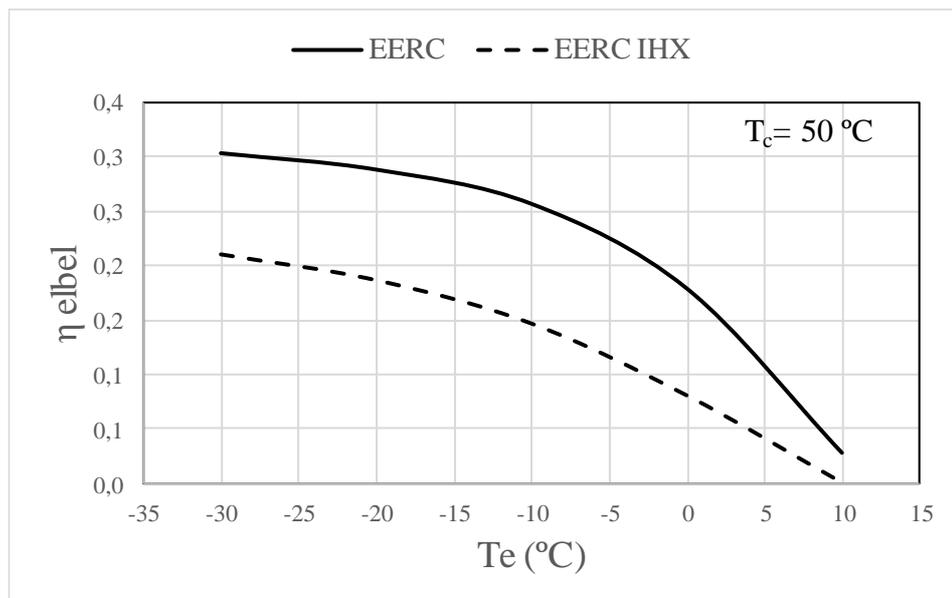
(b)

Figura 34- Análisis de los parámetro del eyector para el propano: (a) relación de arrastre; (b) Rendimiento de Elbel

En la siguiente figura se muestra la relación de arrastre y la eficiencia de Elbel del ciclo del isobutano respecto a la temperatura de evaporación a temperatura de condensación constante 50 °C.



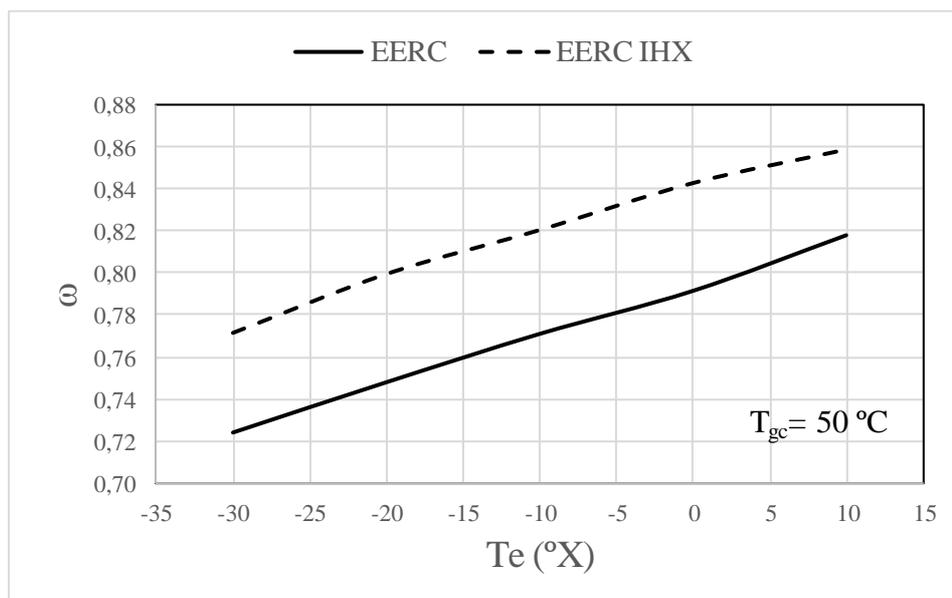
(a)



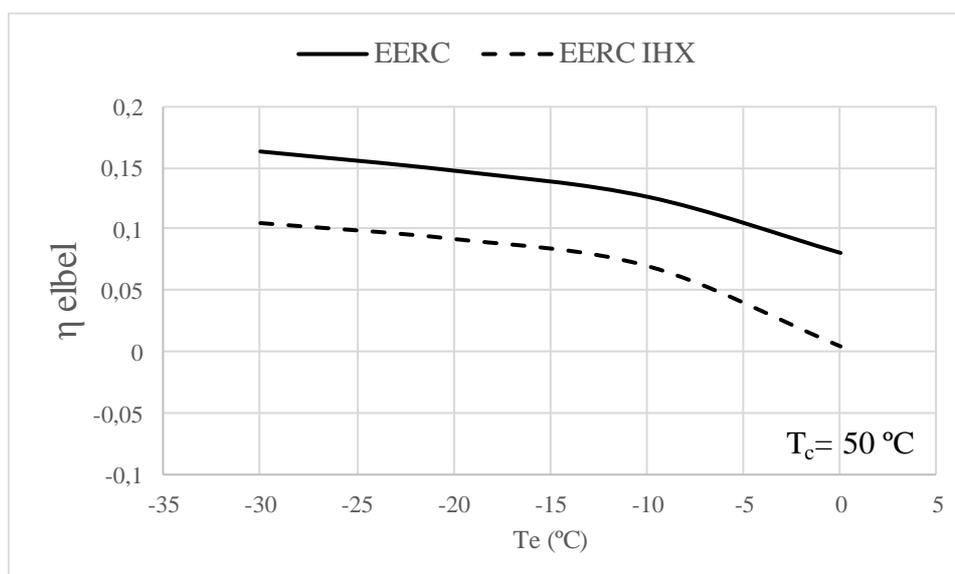
(b)

Figura 35- Análisis de los parámetros del eyector para el isobutano: (a) relación de arrastre; (b) Rendimiento de Elbel

En la siguiente figura se muestra la relación de arrastre y la eficiencia de Elbel del ciclo del amoníaco respecto a la temperatura de evaporación a temperatura de condensación constante 50 °C.



(a)



(b)

Figura 36- Análisis de los parámetros del eyector para el amoníaco: (a) relación de arrastre; (b) Rendimiento de Elbel

Con todo lo anterior, se observa que el fluido que mejor funciona es el R-600a. El EERC alcanza un mayor COP que el CR, pero no parece mejorar el CR con IHX a primera vista. Para dicho fluido, se ha analizado la potencia necesaria para el *intercooler* tanto para el EERC como el CR. Gracias al análisis se ha podido observar algo interesante. En la siguiente figura se representa la potencia requerida por el *intercooler* normalizada para ambos ciclos en función de la eficiencia del intercambiador de calor interno IHX para diferentes temperaturas de evaporación y a una temperatura de condensación 50 °C. Se utiliza línea continua para el EERC y línea discontinua para el CR.

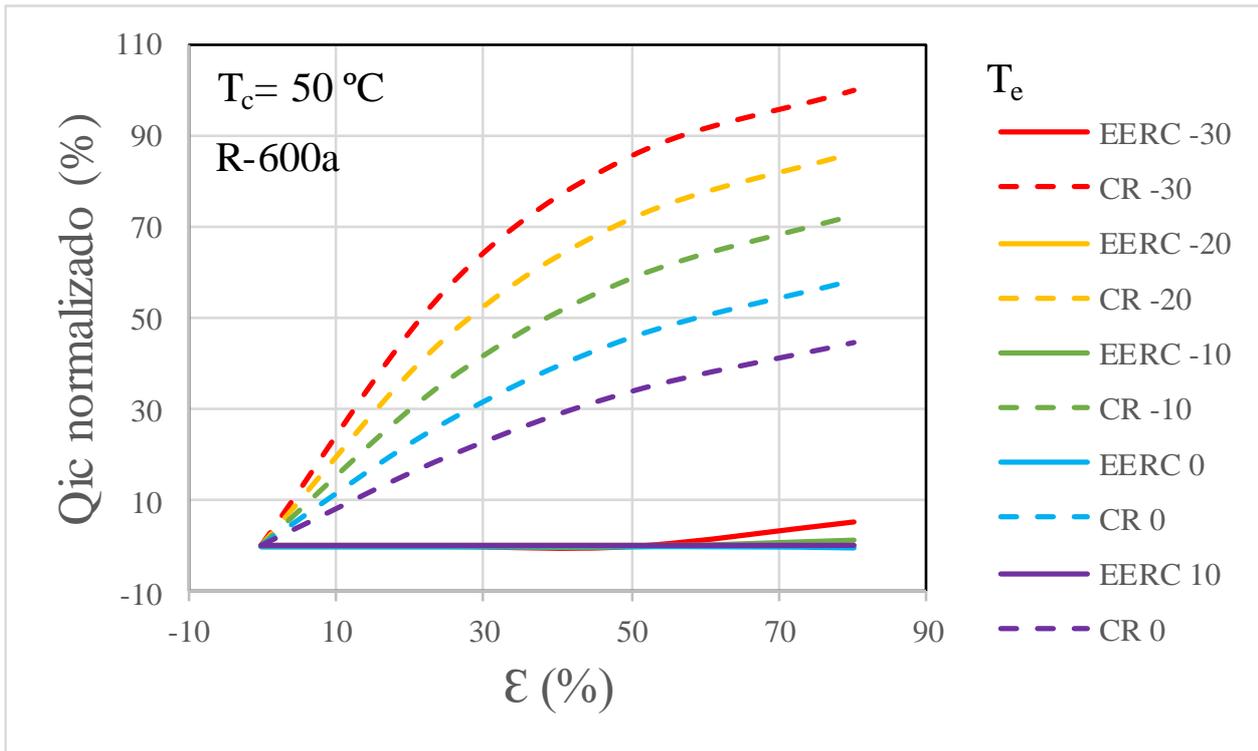


Figura 37- Capacidad del *intercooler* según la ϵ_{IHX} para el isobutano

El *intercooler* del ciclo está modelado de forma que sólo si el compresor alcanza temperaturas de descarga mayores a $150 \text{ }^\circ\text{C}$ se requerirá su funcionamiento. Se ha podido observar que para el CR es necesario el uso de *intercooler* que sin embargo no lo es para el EERC. De hecho, cuanto mayor es la eficiencia del IHX para el CR, mayor es el COP pero más capacidad requiere el *intercooler*. Esto realmente se traduce en un ciclo más complejo y costoso, ya que requeriría de una compresión en dos etapas con *intercooler*, así como el EERC tan solo requeriría de un IHX de baja eficiencia que asegure que no entran gotas de líquido en el compresor. Esta misma tendencia se observa para el propano y el amoníaco también en las figuras 38 y 39. Para asegurar que el EERC es mejor que el CR con IHX habría que realizar un estudio de optimización termoeconómico que queda abierto a futuras investigaciones.

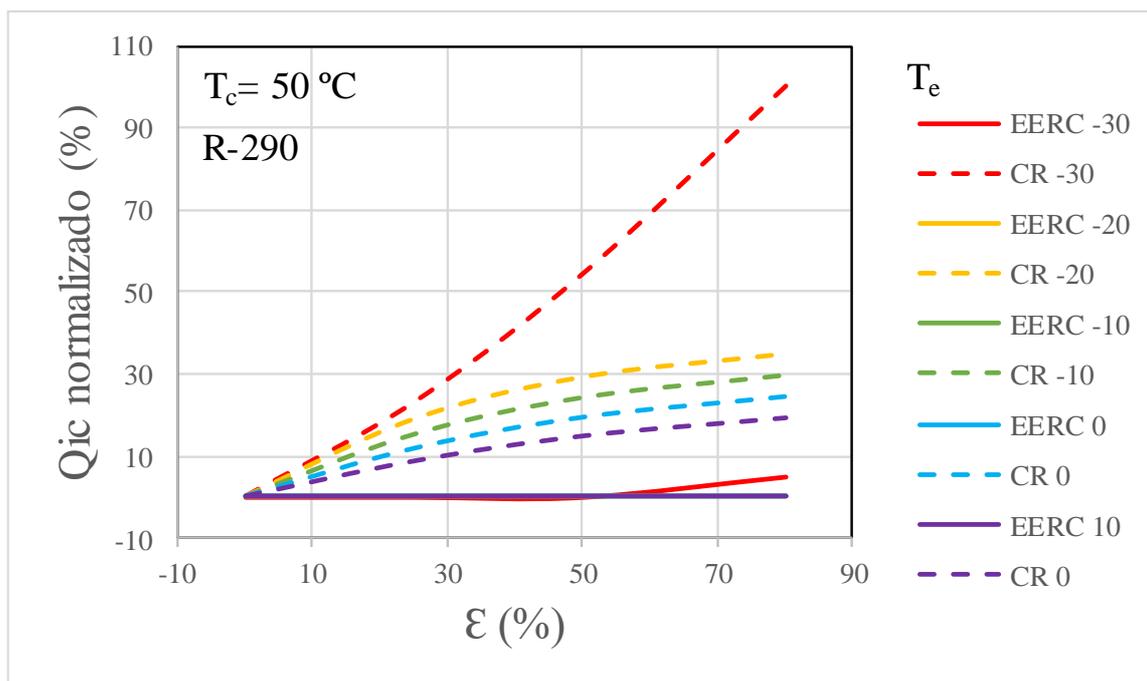


Figura 38- Capacidad del *intercooler* según la ϵ_{IHX} para el propano

En el caso del amoníaco, el EERC también necesita *intercooler* pero, como se puede observar en la figura 39, es menor la capacidad que requiere para el EERC que para el CR a las distintas temperaturas de evaporación.

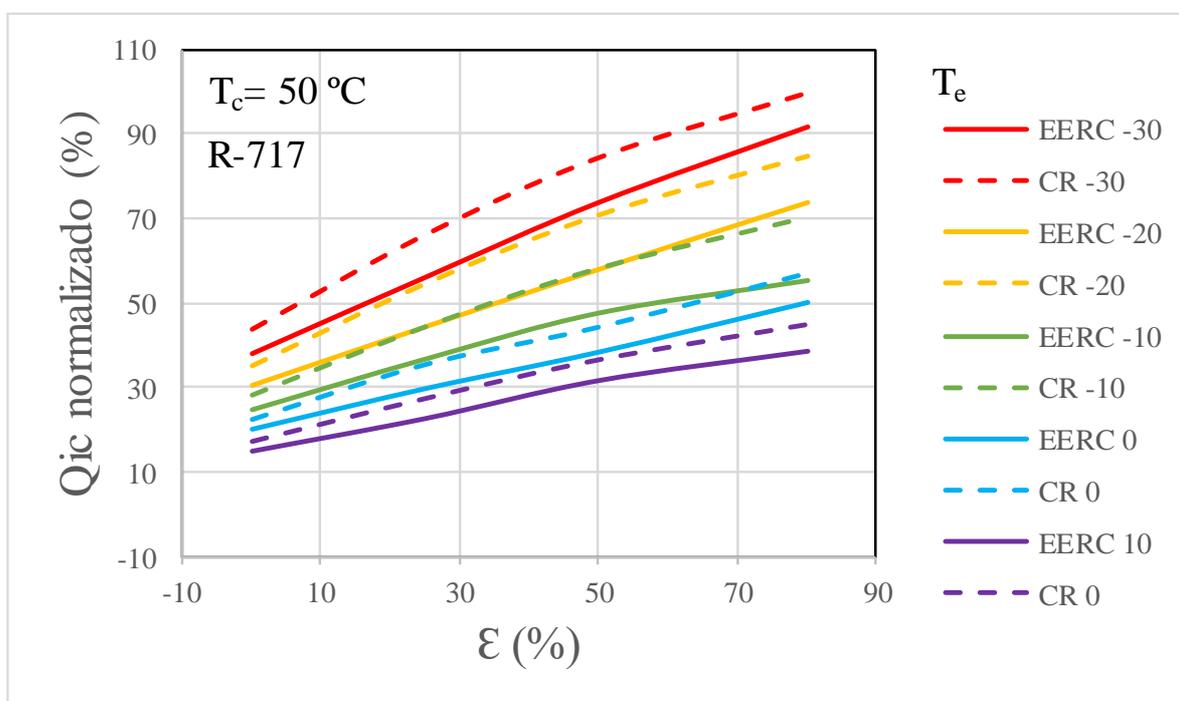


Figura 39- Capacidad del *intercooler* según la ϵ_{IHX} para el amoníaco

6 CONCLUSIONES

Este documento ha llevado a cabo un análisis termodinámico del EERC con los refrigerantes naturales R-717, R-290 y R-600a para aplicaciones de refrigeración y climatización en diferentes climas. Para ello, se ha desarrollado un modelo, considerando un eyector de flujo bifásico, un compresor de doble etapa con *intercooler* y un intercambiador de calor interno para sobrecalentamiento-subenfriamiento.

En primer lugar, el EERC de todos los refrigerantes utilizados mejora el COP con respecto al CR para altas relaciones de presión p_e/p_c , el propano hasta un 24,01 %, el isobutano un 19,38 % y el amoniaco un 4,17 %. También se ha podido observar que si se comparan los tres fluidos en todo el rango de temperatura, el isobutano alcanza el COP más alto seguido del propano y del amoniaco, cuyos valores son 7.04, 5.84 y 5.5 respectivamente. Así, el propano resulta ser el fluido que consigue la mayor mejora, aunque no alcanza el mayor COP. La mejora también se observa en una reducción de la capacidad del condensador y de la potencia absorbida por el compresor.

En segundo lugar, se comprueba que la adición de un IHX no mejora el COP del EERC en ninguno de los tres casos. Tampoco se reduce la capacidad del condensador ni la potencia absorbida por el compresor. Se observa que a mayor eficiencia del IHX, menor es la del ciclo y la del eyector. Estos resultados van en la misma línea que los artículos revisados, lo que significa que la introducción del IHX puede ayudar a reducir la aparición de gotas en la succión del compresor, pero derivará en una reducción del rendimiento del sistema.

En tercer lugar, se observa que el rendimiento del ciclo del eyector es bastante mejor para bajas temperaturas de evaporación, lo que se debe al aumento de la diferencia de presión entre las boquillas primarias y secundarias. Esta mejora se produce frente al COP, que disminuye con la temperatura de evaporación, requiriendo una optimización para operar con la presión de descarga más adecuada para todo el desempeño del ciclo.

Finalmente, se ha realizado una comparación de la potencia del *intercooler* requerida por los ciclos EERC y CR. El EERC del isobutano y del propano no necesita *intercooler* ya que el compresor no alcanza temperaturas mayores a 150 °C. Sin embargo, el CR sí necesita *intercooler*, y además requiere mayor capacidad cuanto mayor es la eficiencia del IHX, que es cuando el COP del CR aumenta significativamente, lo que supone un efecto contrapuesto. Esto realmente se traduce en un ciclo más complejo y costoso, ya que requeriría de una compresión en dos etapas con *intercooler*, así como el EERC tan solo requeriría una etapa de compresión y un IHX de baja eficiencia que asegure que no entran gotas de líquido en el compresor.

De todo lo anterior se puede concluir que el EERC del isobutano y del propano es mejor que el CR y que es probable que también que el CR con IHX. Para asegurar esto último habría que realizar un estudio de optimización termoeconómico que queda abierto a futuras investigaciones.

REFERENCIAS

- [1] IPCC, *Cambio climático 2014: Informe de Síntesis*. 2014.
- [2] V. Masson-Delmotte *et al.*, “Global warming of 1.5 °C,” 2018. doi: 10.1038/291285a0.
- [3] “The Future of Cooling,” Paris, 2018. [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>.
- [4] M. Krarti and N. Howarth, “Transitioning to high efficiency air conditioning in Saudi Arabia: A benefit cost analysis for residential buildings,” *J. Build. Eng.*, p. 101457, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2020.101457>.
- [5] M. Isaac and D. P. van Vuuren, “Modeling global residential sector energy demand for heating and air conditioning in the context of climate change,” *Energy Policy*, vol. 37, no. 2, pp. 507–521, 2009, doi: 10.1016/j.enpol.2008.09.051.
- [6] Bitzer, “Refrigerant Report 19,” 2016. [Online]. Available: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-501-19.pdf.
- [7] J. Heubes, M. Martin, and D. Oppelt, “Refrigeration , air conditioning and foam blowing sectors technology roadmap,” *GIZ Proklima*, pp. 1–36, 2018.
- [8] K. A. Jahangeer, A. A. O. Tay, and M. Raisul Islam, “Numerical investigation of transfer coefficients of an evaporatively-cooled condenser,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 10, pp. 1655–1663, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.007.
- [9] I. P. Koronaki *et al.*, “Refrigerant emissions and leakage prevention across Europe - Results from the RealSkillsEurope project,” *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 71–80, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.05.040.
- [10] Shecco, “F-Gas Regulation shaking up the HVAC&R industry,” p. 56, 2016, [Online]. Available: <http://publication.shecco.com/upload/file/org/57fe03c438c881476264900fdkko.pdf%0Ahttp://www.shecco.com/>.
- [11] Intarcon, “La ‘fractura’ de los refrigerantes.” <https://www.intarcon.com/la-fractura-de-los-refrigerantes/>.
- [12] GasServei: Especialistas en gases refrigerantes, “Reglamento Europeo N°517-2014 (Implicaciones a corto y medio plazo),” no. 3, pp. 1–9, 2014, [Online]. Available: http://www.gas-servei.com/images/REGLAMENTO_EUROPEO_517_2014._IMPLICACIONES_A_CORTO_Y_MEDIO_PLAZO.pdf.
- [13] E. L. P. Europeo, E. L. Consejo, D. E. L. A. Uni, P. Europeo, D. Oficial, and P. Europeo, “(Texto pertinente a efectos del EEE) 21.12.2018,” vol. 2018, pp. 210–230, 2018.
- [14] J. Catalán-Gil, R. Llopis, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, and R. Cabello, “Energy analysis of dedicated and integrated mechanical subcooled CO₂ boosters for supermarket applications,” *Int. J. Refrig.*, vol. 101, pp. 11–23, 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.01.034.
- [15] J. A. Expósito Carrillo, F. J. Sánchez de La Flor, and J. M. Salmerón Lissén, “Seasonal performance optimisation of thermally driven ejector cooling cycles working with R134a,” *Int. J. Refrig.*, vol. 104, pp. 356–366, 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.05.020.
- [16] J. A. Expósito Carrillo, F. J. Sánchez de La Flor, and J. M. Salmerón Lissén, “Comparaison thermodynamique de cycles de refroidissement à éjecteur. Caractérisation d’éjecteur aux moyens du ratio d’entraînement et du rendement de compression,” *Int. J. Refrig.*, vol. 74, pp. 369–382, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.11.006.
- [17] Y. Zhu and P. Jiang, “Hybrid vapor compression refrigeration system with an integrated ejector cooling cycle,” *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 1, pp. 68–78, 2012, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.09.003.
- [18] H. Wang, W. Cai, Y. Wang, J. Yan, and L. Wang, “Experimental study of the behavior of a hybrid ejector-based air-conditioning system with R134a,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 112, pp. 31–40,

- 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.01.010.
- [19] Y. Liu, H. Fu, and J. Yu, "Performance study of an enhanced ejector refrigeration cycle with flash tank economizer for low-grade heat utilization," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 140, no. May, pp. 43–50, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.038.
- [20] E. Johnson, "Global warming from HFC," *Environ. Impact Assess. Rev.*, vol. 18, no. 6, pp. 485–492, 1998, doi: 10.1016/S0195-9255(98)00020-1.
- [21] A. Pearson, "Refrigeration with ammonia," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 4, pp. 545–551, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.11.011.
- [22] Anon., "Ammonia as a Refrigerant, third ed." International Institute of Refrigeration, Paris, 2007.
- [23] A. Pearson, "The Optimisation of Carbon Dioxide Refrigeration Systems," Glasgow, 2005.
- [24] D. Cotter, J. Missenden, and G. Maidment, "Contaminants in ammonia refrigeration systems," in *IIR Conference: Ammonia Refrigeration Technology for Today and Tomorrow*, 2007.
- [25] A. Gigiel and J. Evans, "Experience of operating an older ammonia plant and the energy consumption," in *IIR Conference: Ammonia Refrigeration Technology for Today and Tomorrow*, 2007.
- [26] B. O. Bolaji and Z. Huan, "Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 18, pp. 49–54, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2012.10.008.
- [27] B. Palm, "Ammonia in small capacity refrigeration and heat pump systems," in *IIR Conference: Ammonia Refrigeration Technology for Today and Tomorrow*.
- [28] I. Colombo, G. G. Maidment, and D. Cowan, "Whole life emission for air to water heat pumps: an investigation.," in *Proceedings of the 24th International Congress of Refrigeration*, 2015, p. ID 748.
- [29] A. Pearson, "Assessment of life cycle climate performance for chillers.," in *IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, 2004.
- [30] H. Tychsen, "Chillers v Packaged Ammonia Chillers for Air Conditioning Applications," Albuquerque, 2003.
- [31] P. Hrnjak and C. Y. Park, "In-tube heat transfer and pressure drop characteristics of pure NH₃ and CO₂ in refrigeration systems," in *IIR Conference: Ammonia Refrigeration Technology for Today and Tomorrow*, 2007.
- [32] BEIJER REF, "Refrigeración con amoniaco," 2019. <https://www.beijer.es/pdf-catalogos/Catalogo-NH3.pdf>.
- [33] Intarcon, "Nueva gama de enfriadoras de NH₃," 2020. <https://www.intarcon.com/nueva-gama-de-enfriadoras-de-nh3/>.
- [34] S. B. Riffat, C. F. Afonso, A. C. Oliveira, and D. A. Reay, "Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 17, no. 1, pp. 33–42, 1997, doi: 10.1016/1359-4311(96)00030-0.
- [35] F. Poggi, H. Macchi-Tejeda, D. Leducq, and A. Bontemps, "Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 3, pp. 353–370, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.05.014.
- [36] M. Fatouh and M. El Kafafy, "Experimental evaluation of a domestic refrigerator working with LPG," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 14–15, pp. 1593–1603, 2006, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.11.026.
- [37] UNEP, *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options committee 2018 Assessment Report*. 2019.
- [38] D. Colbourne and K. O. Suen, "Comparative evaluation of risk of a split air conditioner and refrigerator using hydrocarbon refrigerants," *Int. J. Refrig.*, vol. 59, pp. 295–303, 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.026.
- [39] K. Harby, "Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated

- refrigerants: An updated overview,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 73, no. January, pp. 1247–1264, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.02.039.
- [40] R. Mastrullo, A. W. Mauro, L. Menna, and G. P. Vanoli, “Replacement of R404A with propane in a light commercial vertical freezer: A parametric study of performances for different system architectures,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 82, pp. 54–60, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.02.069.
- [41] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, I. Arauzo, J. Catalán-Gil, and E. Torrella, “Évaluation de la performance énergétique du R1234yf, du R1234ze(E), du R600a, du R290 et du R152a comme alternatives à faible GWP au R134a,” *Int. J. Refrig.*, vol. 74, no. 2017, pp. 267–280, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020.
- [42] K. Nawaz, B. Shen, A. Elatar, V. Baxter, and O. Abdelaziz, “R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 127, pp. 870–883, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.08.080.
- [43] Y. Jiang, Y. Ma, M. Li, and L. Fu, “An experimental study of trans-critical CO₂ water-water heat pump using compact tube-in-tube heat exchangers,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 76, pp. 92–100, 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2013.07.031.
- [44] Y. B. Tao, Y. L. He, W. Q. Tao, and Z. G. Wu, “Experimental study on the performance of CO₂ residential air-conditioning system with an internal heat exchanger,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 1, pp. 64–70, 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2009.08.024.
- [45] B. Dai, S. Liu, K. Zhu, Z. Sun, and Y. Ma, “Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander,” *Energy*, vol. 122, pp. 787–800, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.01.029.
- [46] B. Dai *et al.*, “Environmental and economical analyses of transcritical CO₂ heat pump combined with direct dedicated mechanical subcooling (DMS) for space heating in China,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 198, no. March, p. 111317, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.01.119.
- [47] A. A. Murthy, A. Subiantoro, S. Norris, and M. Fukuta, “A review on expanders and their performance in vapour compression refrigeration systems,” *Int. J. Refrig.*, vol. 106, pp. 427–446, 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.06.019.
- [48] E. Bellos and C. Tzivanidis, “A comparative study of CO₂ refrigeration systems,” *Energy Convers. Manag. X*, vol. 1, no. November 2018, p. 100002, 2019, doi: 10.1016/j.ecmx.2018.100002.
- [49] Y. Li and J. Yu, “Thermodynamic Analysis of a Modified Ejector-Expansion Refrigeration Cycle with Hot Vapor Bypass,” *J. Therm. Sci.*, vol. 28, no. 4, pp. 695–704, 2019, doi: 10.1007/s11630-019-1124-6.
- [50] B. Hu *et al.*, “Investigation on advanced heat pump systems with improved energy efficiency,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 192, no. April, pp. 161–170, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.04.031.
- [51] S. Elbel and P. Hrnjak, “Ejector Refrigeration: An overview of historical and present developments with an emphasis on air conditioning applications,” *Int. Refrig. Air Cond. Conf. - Purdue Univ.*, vol. 1, no. June 2015, pp. 1–8, 2008, [Online]. Available: <https://pdfs.semanticscholar.org/f86a/c935c92fdd4aba8cb65f79506e1caf60fac2.pdf>.
- [52] S. Elbel, “Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning,” *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1545–1561, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.11.011.
- [53] K. Sumeru, H. Nasution, and F. N. Ani, “A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 7, pp. 4927–4937, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.04.058.
- [54] J. Sarkar, “Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems - A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 9, pp. 6647–6659, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.08.007.
- [55] S. Elbel and N. Lawrence, “Review of recent developments in advanced ejector technology,” *Int. J.*

- Refrig.*, vol. 62, pp. 1–18, 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031.
- [56] A. A. Kornhauser, “The use of an ejector in a geothermal flash system,” *Proc. Intersoc. Energy Convers. Eng. Conf.*, vol. 5, pp. 79–84, 1990.
- [57] D. Li and E. A. Groll, “Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 5, pp. 766–773, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.10.008.
- [58] P. A. Domanski, “Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector,” *Nist Ir 5606*, no. March, pp. 1–37, 1995.
- [59] E. Nehdi, L. Kairouani, and M. Bouzaina, “Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 31, pp. 364–375, 2007, doi: 10.1002/er.1260.
- [60] M. Yari, “Exergetic analysis of the vapour compression refrigeration cycle using ejector as an expander,” *Int. J. Exergy*, vol. 5, no. 3, pp. 326–340, 2008, [Online]. Available: 10.1504/IJEX.2008.018114.
- [61] N. Bilir Sag and H. K. Ersoy, “Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector,” *Int. J. Energy Res.*, vol. 33, pp. 469–489, 2009, doi: 10.1002/er.
- [62] J. Sarkar, “Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants,” *Arch. Thermodyn.*, vol. 34, pp. 84–94, 2010, doi: 10.1002/er.1558.
- [63] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, and X. Wang, “Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle,” *Appl. Energy*, vol. 121, pp. 96–103, 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.01.079.
- [64] K. Sumeru, S. Sulaimon, H. Nasution, and F. N. Ani, “Numerical and experimental study of an ejector as an expansion device in split-type air conditioner for energy savings,” *Energy Build.*, vol. 79, pp. 98–105, 2014, doi: 10.1016/j.enbuild.2014.04.043.
- [65] F. Wang, D. Y. Li, and Y. Zhou, “Analysis for the ejector used as expansion valve in vapor compression refrigeration cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 96, pp. 576–582, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.095.
- [66] M. Hassanain, E. Elgendy, and M. Fatouh, “Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation,” *Int. J. Refrig.*, vol. 58, pp. 1–13, 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.05.018.
- [67] H. K. Ersoy and N. Bilir Sag, “Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander,” *Int. J. Refrig.*, vol. 43, pp. 97–110, 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.04.006.
- [68] Z. Zhang, L. Tong, L. Chang, Y. Chen, and X. Wang, “Energetic and exergetic analysis of an ejector-expansion refrigeration cycle using the working fluid R32,” *Entropy*, vol. 17, no. 7, pp. 4744–4761, 2015, doi: 10.3390/e17074744.
- [69] Z. Y. Zhang, Y. T. Ma, H. L. Wang, and M. X. Li, “Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 932–938, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.08.022.
- [70] J. Sarkar, “Performance characteristics of natural-refrigerants- based ejector expansion refrigeration cycles,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 223, no. 5, pp. 543–550, 2009, doi: 10.1243/09576509JPE753.
- [71] F. Molés, J. Navarro-Esbrí, B. Peris, A. Mota-Babiloni, and Á. Barragán-Cervera, “Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids,” *Int. J. Refrig.*, vol. 44, pp. 141–150, 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.04.025.
- [72] J. C. S. Garcia and M. S. Berana, “Theoretical evaluation of the effect of internal heat exchanger in standard vapor compression and compressor-driven ejector refrigeration systems,” *Lect. Notes Eng. Comput. Sci.*, vol. 2230, pp. 916–921, 2017.

- [73] J. L. Rodríguez-Muñoz, V. Pérez-García, J. M. Belman-Flores, J. F. Ituna-Yudonago, and A. Gallegos-Muñoz, “Energy and exergy performance of the IHX position in ejector expansion refrigeration systems,” *Int. J. Refrig.*, vol. 93, pp. 122–131, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.06.017.
- [74] Z. Zhang, X. Feng, D. Tian, J. Yang, and L. Chang, “Progress in ejector-expansion vapor compression refrigeration and heat pump systems,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 207, no. February, p. 112529, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112529.
- [75] C. Lin, C. Xu, B. Yue, C. Jiang, H. Omori, and J. Deng, “Experimental study on the separator in ejector-expansion refrigeration system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 100, pp. 307–314, 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.02.015.
- [76] L. Cecchinato *et al.*, “Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles,” *Int. J. Refrig.*, vol. 32, no. 5, pp. 1058–1067, 2009, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.10.001.
- [77] Y. Chen, H. Zou, J. Dong, H. Xu, C. Tian, and D. Butrymowicz, “Experimental investigation on refrigeration performance of a CO₂ system with intermediate cooling for automobiles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 174, no. March, p. 115267, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115267.
- [78] F. E. Manjili and M. A. Yavari, “Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO₂ ejector refrigeration cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 40, pp. 202–209, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.02.014.
- [79] H. Zhang, L. Wang, L. Jia, and X. Wang, “Assessment and prediction of component efficiencies in supersonic ejector with friction losses,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 129, pp. 618–627, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.054.
- [80] M. M. Petrovic and V. M. Stevanovic, “Two-Component Two-Phase Critical Flow,” *FME Trans.*, vol. 44, pp. 109–114, 2016.
- [81] W. Angielczyk, Y. Bartosiewicz, D. Butrymowicz, and J. Seynhaeve, “1-D Modeling Of Supersonic Carbon Dioxide Two-Phase Flow Through Ejector Motive Nozzle,” in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2010, p. 1102.
- [82] H. Lund and T. Flatten, “Equilibrium conditions and sound velocities in two-phase flows,” in *Proceedings of the SIAM annual meeting*, 2010, pp. 1–5.
- [83] J. M. Cardemil and S. Colle, “A general model for evaluation of vapor ejectors performance for application in refrigeration,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 64, pp. 79–86, 2012, doi: 10.1016/j.enconman.2012.05.009.
- [84] J. Anderson, *Modern compressible flow*, 2nd ed. New York: McGraw, 2002.

ANEXO A

En el anexo A se muestra una imagen del modelo en Excel. La simulación mostrada corresponde al EERC del propano con T_e -30 °C y T_c 50 °C. Los parámetros de entrada son los que figuran en la tabla 8. En la figura 40 se muestra el modelo de eyector y en la 41 el modelo del CR.

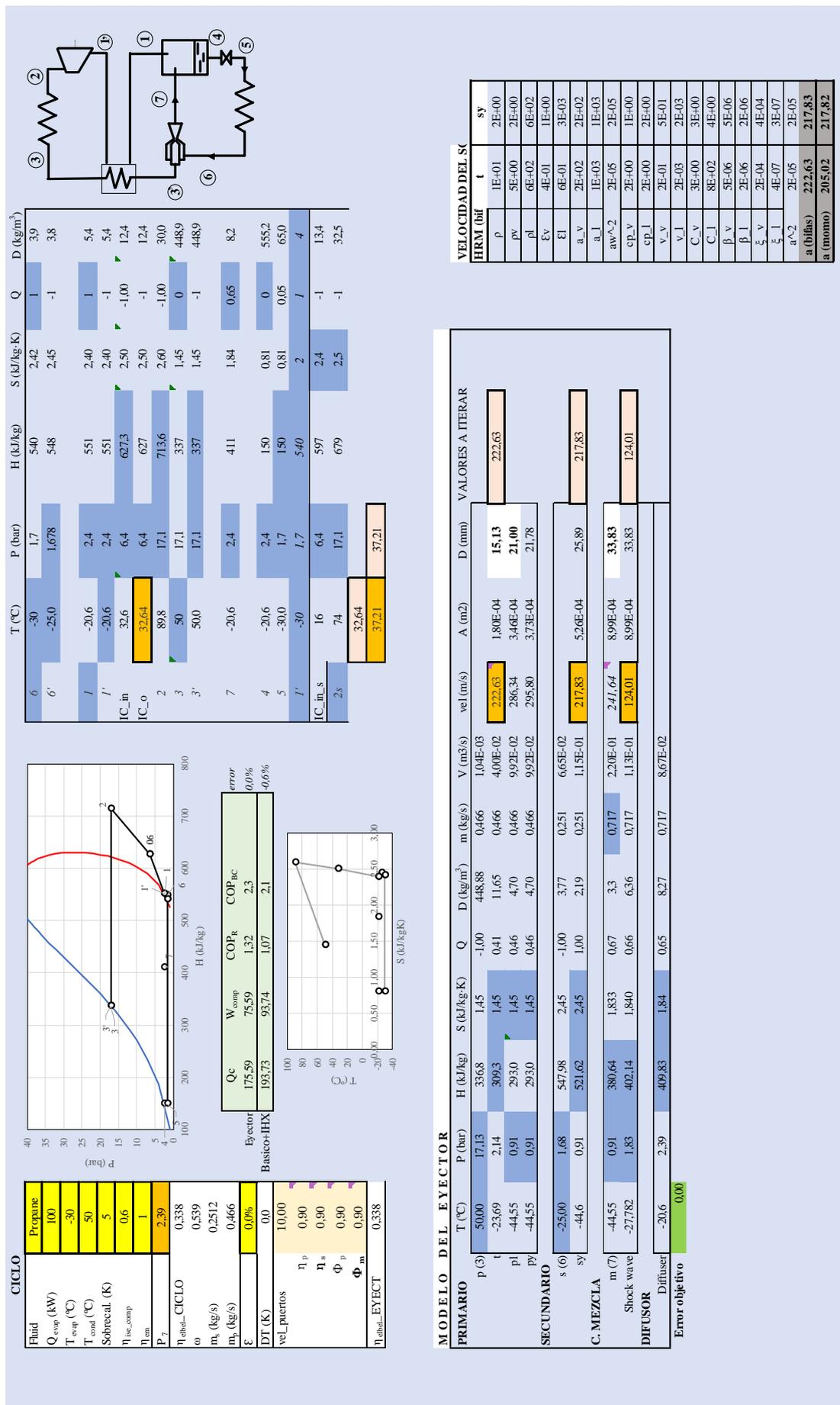
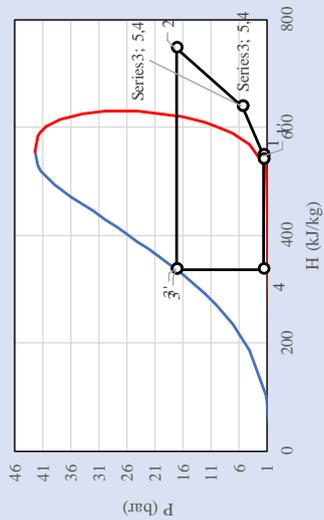
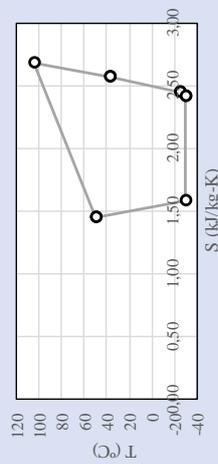


Figura 40- Simulación del modelo EERC en Excel

CICLO	
Fluid	Propane
Q_{evap} (kW)	100
T_{evap} (°C)	-30
T_{cond} (°C)	50
SH (K)	5
$\eta_{\text{isc,comp}}$	0,6
η_{em}	1
m (kg/s)	0,473
ϵ	0,00



Basicos	Q_c	W_{comp}	COP_R	COP_{BC}	error
	193,73	93,74	1,07	2,07	-0,6%



	T (°C)	P (bar)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg-K)	Q	D (kg/m ³)
v_sat	-30	1,7	540	2,42	1	3,9
1	-25,0	1,7	548	2,45	-1	3,8
1'	-25,0	1,7	548	2,45	-1	3,8
IC_in	37,2	5,4	639,0	2,57	-1,00	10,0
IC_o	37,2	5,4	639	2,57	-1	10,0
2	104,2	17,1	746	2,69	-1,00	28,1
3	50	17,1	337	1,45	0	448,9
3'	50,0	17,1	337	1,45	-1	448,9
4	-30,0	1,7	337	1,58	0,51	7,6
v_sat	-30	2	540	2	1	4
IC_in	17	5,4	603	2,45	-1	10,9
2s	85,15	17,1	703	2,57	-1	30,7

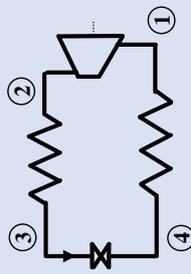
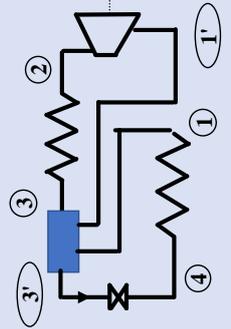


Figura 41- Simulación del modelo CR en Excel

