

ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE MEZCLAS R744/R290 EN UNA BOMBA DE CALOR MULTIETAPA DE COMPRESIÓN DE VAPOR

D. Sánchez*, R. Larrondo, R. Cabello

Grupo de Ingeniería Térmica; Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción
 Universidad Jaume I. Avda. Vicente Sos Baynat s/n. 12071, Castellón (España)
 e-mail: sanchezd@uji.es

Resumen: Las bombas de calor basadas en ciclo de compresión de vapor, se han convertido en una de las tecnologías clave para descarbonizar las necesidades residenciales de calefacción y ACS. La consecución de este objetivo, precisa el uso de sistemas de compresión de vapor eficientes, donde el refrigerante empleado sea un fluido natural totalmente inocuo para el medio ambiente, como puede ser el propano (R290) o el dióxido de carbono (R744). Ambos fluidos, ampliamente utilizados en el sector de la refrigeración comercial, presentan una serie de problemas inherentes a su naturaleza como es la inflamabilidad (propano) o la baja eficiencia de ciclo (CO_2). La búsqueda de una combinación de ambos para mejorar el COP del ciclo, es el objetivo de esta ponencia, donde se analiza experimentalmente una bomba de calor de doble etapa de compresión empleando cinco mezclas de R744/R290, bajo unas mismas condiciones de funcionamiento ($-20^\circ C$ temperatura ambiente y $10^\circ C$ de temperatura de entrada de agua). Los resultados obtenidos para la mezcla R744/R290 (88/12%_{masa}), muestran una mejora en el COP de hasta un 6.2% con una reducción en la presión óptima de casi 11 bar.

Palabras clave: Bomba de calor, R290, R744, COP, mezclas

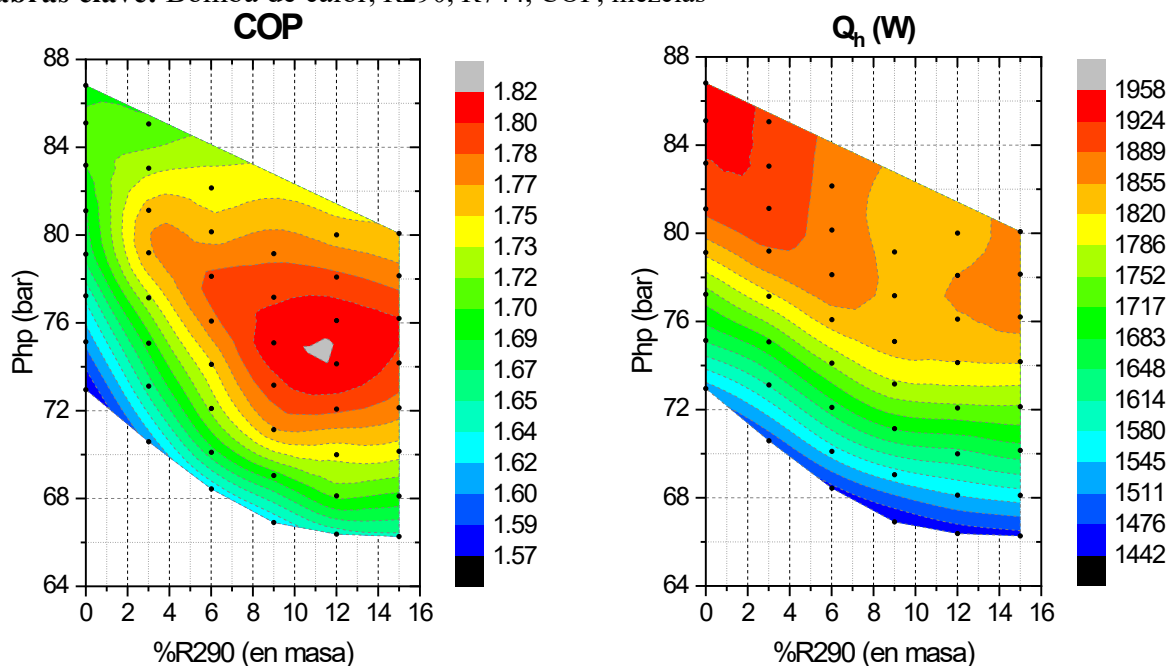


Figura 1. COP (Izq.) y la potencia calorífica (\dot{Q}_h) (Der.) con la presión de disipación (P_{hp}) y el % de R290

1. INTRODUCCIÓN

La urgente necesidad de reducir las emisiones de CO₂ a la atmósfera para contrarrestar el efecto del Calentamiento Global, ha creado un movimiento basado en el ahorro energético y en el uso de energías renovables que afecta principalmente al sector vivienda, donde según IDAE [1], el 66% del consumo energético de una vivienda se destina a calefacción y producción de ACS, con un uso cercano al 92% de energías no renovables procedentes de combustibles fósiles (gas natural y productos petrolíferos, principalmente). En este aspecto, las bombas de calor ofrecen una fácil integración con las energías renovables que producen electricidad, permitiendo sustituir las calderas de combustión con unas mejores prestaciones energéticas [2]. Por ello en los últimos años, han aparecido numerosos equipos comerciales basados en ciclo simple de compresión de vapor empleando R32 y R290 (propano) como refrigerantes, los cuales son una evolución natural de los anteriores equipos basados en R410A. Sin embargo, debido a su complejidad y coste, los equipos basados en R744 (dióxido de carbono – CO₂) son menos comunes, a pesar de ofrecer muy buenas prestaciones energéticas [3] empleando componentes como los eyectores [4], el intercambiador interno (IHX) [5], compresores de compresión múltiple [6,7], o sistemas adicionales de subenfriamiento basados en ciclo de compresión adicional [8].

Una posible solución para mejorar de forma sencilla las prestaciones de las bombas de calor con R744, consiste en utilizar mezclas zeotrópicas de CO₂ con otros fluidos de reducido PCA (Potencial de Calentamiento Atmosférico), aumentando así la temperatura crítica del fluido, y mejorando el emparejamiento (*matching*) entre las líneas de temperatura del agua y del refrigerante en el condensador / *gas-cooler*, gracias al *glide* de la mezcla [9]. En este aspecto, existen diversos trabajos en los que se analiza teórica y/o experimentalmente, el uso de mezclas con base CO₂ tales como CO₂/DME [10], CO₂/R290 [11], CO₂/R32 [12], CO₂/R1234yf [13] y CO₂/R41 [14], en bombas de calor para aplicaciones de ACS. Los resultados obtenidos, muestran mejoras en términos de COP (*Coefficient of Performance*) entre un 4 y un 20%, en función de las condiciones de funcionamiento y de la mezcla empleada.

Dado que en todos los trabajos anteriores el ciclo de compresión analizado utiliza un compresor de simple etapa, esta ponencia estudia de forma experimental, una bomba de calor dotada con un compresor *compound* de doble etapa con un enfriador entre etapas para producir ACS a 45°C mínimo. Para ello se parte de una corriente de agua a 10 °C, y unas condiciones ambientales de -20°C. Los fluidos refrigerantes ensayados son CO₂ puro y 5 mezclas diferentes de CO₂/R290, con el objetivo de determinar aquella que maximiza el COP de la bomba de calor.

2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

El esquema de la instalación empleada en este estudio, se muestra en la *Figura 2*, incluyendo los elementos de medida para el registro de las variables de temperatura, presión, caudal y consumo eléctrico.

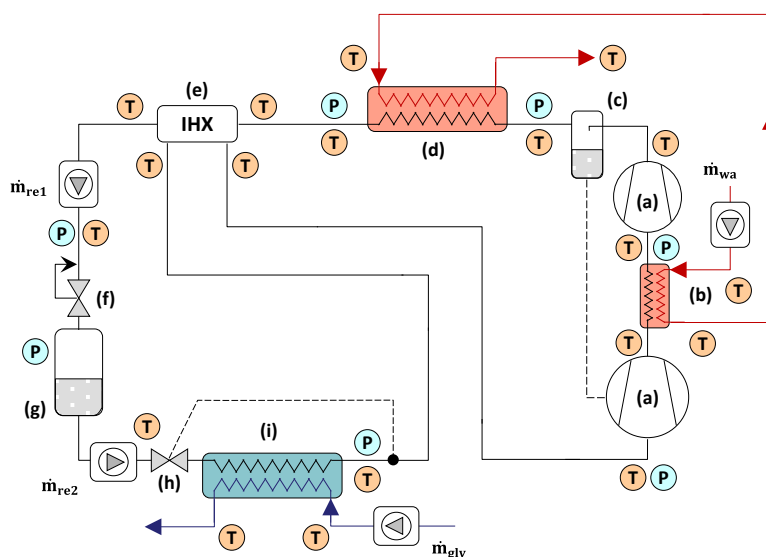


Figura 2. Esquema de la instalación con la disposición de los elementos de medida

La instalación consta de un ciclo de compresión de vapor equipado con un compresor alternativo semihermético de doble etapa tipo *compound* (a), y un sistema de expansión múltiple para controlar la presión de descarga del compresor (f), y el recalentamiento útil en el evaporador (h). Además, la instalación dispone de un filtro separador de aceite (c) para separar el aceite arrastrado del compresor, un *gas-cooler* / condensador formado por dos intercambiadores conectados en paralelo (d) a una corriente de agua externa, un intercambiador interno (IHX) (e) para subenfriar el refrigerante, una válvula presostática (f) para controlar la presión de descarga del compresor, un depósito (g) para almacenar la carga de refrigerante y alimentar con líquido la segunda válvula de expansión termostática (h), y un evaporador (i) cuya carga térmica se controla a través de una corriente de agua y etilenglicol al 51%_{masa}. Con la finalidad de disminuir la temperatura de descarga del compresor y mejorar su funcionamiento, se tiene un enfriador entre etapas (b), que precalienta la corriente de agua fría antes de ser enviada al *gas-cooler*/condensador.

Las características más destacadas de estos componentes junto con los elementos de medida, se resumen en las *Tablas 1 y 2*, respectivamente.

Tabla 1. Características de los elementos principales

	Componente	Descripción	Fabricante / Modelo
a	Compresor	Compresor semihermético. Aceite PAG68 $\dot{V}_{1stg}: 1.46 \text{ m}^3/\text{h}$ $\dot{V}_{2stg}: 0.57 \text{ m}^3/\text{h}$	Dorin CD2S200
b	Enfriador entre etapas	Intercambiador de placas. Área: 0.113 m^2	Alfa Laval CBX P27-6H
c	Separador de aceite	Separador tipo coalescente Volumen interno 2.5 litros	Temprite 133A
d	<i>Gas-cooler</i> /condensador	Intercambiador de placas. Área: $0.576 \text{ m}^2/\text{unidad}$	Alfa Laval AXP14x50
e	IHX	Intercambiador de tubos concéntricos Área: $5.99 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	-
f	Válvula presostática	Válvula electrónica	Carel E2v09
g	Depósito intermedio	Volumen interno 14.8 litros	-
h	Válvula termostática	Válvula electrónica	Carel E2v09
i	Evaporador	Intercambiador de placas. Área: 0.461 m^2	Alfa Laval AXP14x40

Tabla 2. Características de los elementos de medida

	Elemento de medida	Variable y rango de medición	Rango	Precisión
19x	Termopares tipo T	Temperatura	-40 a 150°C	$\pm 0.5\text{K}$
3x	Sondas de presión	Presión	0 a 160 bar	$\pm 0.96 \text{ bar}$
2x	Sondas de presión	Presión	0 a 100 bar	$\pm 0.60 \text{ bar}$
2x	Sondas de presión	Presión	0 a 60 bar	$\pm 0.36 \text{ bar}$
2x	Caudalímetros máscicos	Caudal máscico de refrigerante	0 a 0.03 kg/s	$\pm 0.25\%$ sobre la lectura
1x	Caudalímetro máscico	Caudal máscico de agua y etilenglicol	0 a 1000 kg/h	$\pm 0.30\%$ sobre la lectura
1x	Caudalímetro máscico	Caudal máscico de agua	0 a 600 kg/h	$\pm 0.25\%$ sobre la lectura
1x	Analizador de redes	Potencia eléctrica del compresor	0 a 3000 W	$\pm 0.50\%$ sobre la lectura

3. METODOLOGÍA

3.1. Fluidos de trabajo

Las propiedades principales de los fluidos de trabajo empleados en la instalación, se recogen en la *Tabla 3* incluyendo propiedades termodinámicas, medioambientales y de seguridad. La pureza de ambos refrigerantes es mayor del 99.95%.

Tabla 3. Propiedades termodinámicas, medioambientales y de seguridad, de los fluidos empleados [15] [16]

	Peso Molar (g/mol)	NBP (°C)	P _{crit} (bar)	T _{crit} (°C)	Grupo	PCA ₁₀₀
CO ₂ (R744)	44.0	-78.4	73.8	31.1	A1	1
Propano (R290)	44.1	-42.1	42.5	96.7	A3	3

La mezcla de ambos fluidos se realiza en la propia instalación, utilizando una báscula con una precisión de $\pm 1\text{g}$. La primera carga se realiza con CO₂ puro, para posteriormente introducir la masa de propano necesaria para lograr las fracciones máscicas del 3, 6, 9, 12 y 15%. La *Tabla 4* recoge las cantidades introducidas y las incertidumbres en la composición de la mezcla para cada mezcla.

Tabla 4. Mezclas de R744/R290 ensayadas experimentalmente (% en masa)

	Masa R744 (g)	Masa R290 (g)	P_{crit} (bar)	T_{crit} (°C)	% R744 real	% R290 real
100% R744	8500	-	73.77	30.98	100	-
97% R744 / 3% R290	ídem	264	71.97	30.97	97.00 – 96.98	3.02 – 3.00
94% R744 / 6% R290	ídem	544	70.51	31.31	94.01 – 93.96	6.04 – 5.99
91% R744 / 9% R290	ídem	841	69.39	31.99	91.03 – 90.97	9.03 – 8.97
88% R744 / 12% R290	ídem	1160	68.57	33.00	88.03 – 87.95	12.05 – 11.97
85% R744 / 15% R290	ídem	1500	68.02	34.36	85.04 – 84.96	15.04 – 14.96

Tras cada una de las cargas realizadas, la instalación se deja funcionando durante al menos 8 horas antes de realizar ningún ensayo, para asegurarse de que la mezcla sea lo más homogénea posible. Además, el driver que controla la válvula termostática se actualiza según las curvas de líquido y vapor saturado de cada una de las mezclas ensayadas.

3.2. Condiciones de ensayo

Para comparar el comportamiento energético de la instalación con las diferentes mezclas, se han fijado como constantes las temperaturas y los caudales de los fluidos secundarios empleados en el evaporador y en el *gas-cooler*/condensador. La *Tabla 5* recoge las condiciones de ensayo testadas.

Tabla 5. Condiciones de ensayo

$T_{gly\ in}$ (°C)	\dot{m}_{gly} (kg/h)	$T_{w\ in}$ (°C)	$T_{w\ out}$ (°C)	\dot{m}_w (kg/h)	%R290	Nº tests
-20	320	10	≥ 45	56	3/6/9/12/15	47

Además de los fluidos secundarios, los parámetros de recalentamiento útil y velocidad de giro del compresor, también se mantienen constantes en 6K y 1450 rpm (50 Hz), respectivamente, en todos los ensayos.

Dado que se trata de una instalación diseñada para trabajar en condiciones transcíticas, la presión de descarga del compresor puede ser ajustada mediante la válvula presostática (f) hasta lograr un COP máximo, denominada *presión óptima* cuyo valor depende de las condiciones de funcionamiento.

Cabe destacar que para poder recuperar la máxima cantidad de energía calorífica, la corriente del agua primero circula por el enfriador entre etapas y posteriormente por el condensador/*gas-cooler*, tal y como se muestra en la *Figura 2*. En todos los casos el fluido secundario circula con disposición en contracorriente.

3.3. Validación de los resultados

La validación de las mediciones y cálculos realizados, se ha realizado de dos formas diferentes. Por un lado, se ha comparado la potencia cedida por el refrigerante, con la potencia absorbida por el agua en el condensador/*gas-cooler*. Las *Figura 3* muestra la validación, observándose una discrepancia inferior al 5% en el 90% de los ensayos, por lo que se consideran las mediciones como buenas. Cabe destacar que existen discrepancias mayores al 5% en siete de los ensayos cercanos a la región crítica, donde el cálculo de la entalpía introduce discrepancias importantes debido a la incertidumbre de las sondas de medida.

Por otro lado, puesto que el refrigerante es una mezcla de dos fluidos, pueden aparecer variaciones en la composición del mismo debido al fraccionamiento en el depósito de acumulación, o a la absorción no homogénea de los fluidos en el aceite. Para poder salir de dudas, la instalación dispone de dos caudalímetros máxicos colocados a la entrada y a la salida del depósito de acumulación (*Figura 2*), que permiten medir la densidad del fluido circulante. Esta densidad medida, se ha comparado con la densidad calculada a partir de los datos de temperatura y presión medidos, y el software de cálculo RefProp v.10.0. Los resultados obtenidos en ambas posiciones, muestran discrepancias inferiores al 5% en todos los casos, tal y como se aprecia en la *Figura 3*, por lo que se considera que el efecto del aceite y del fraccionamiento en la mezcla es mínimo

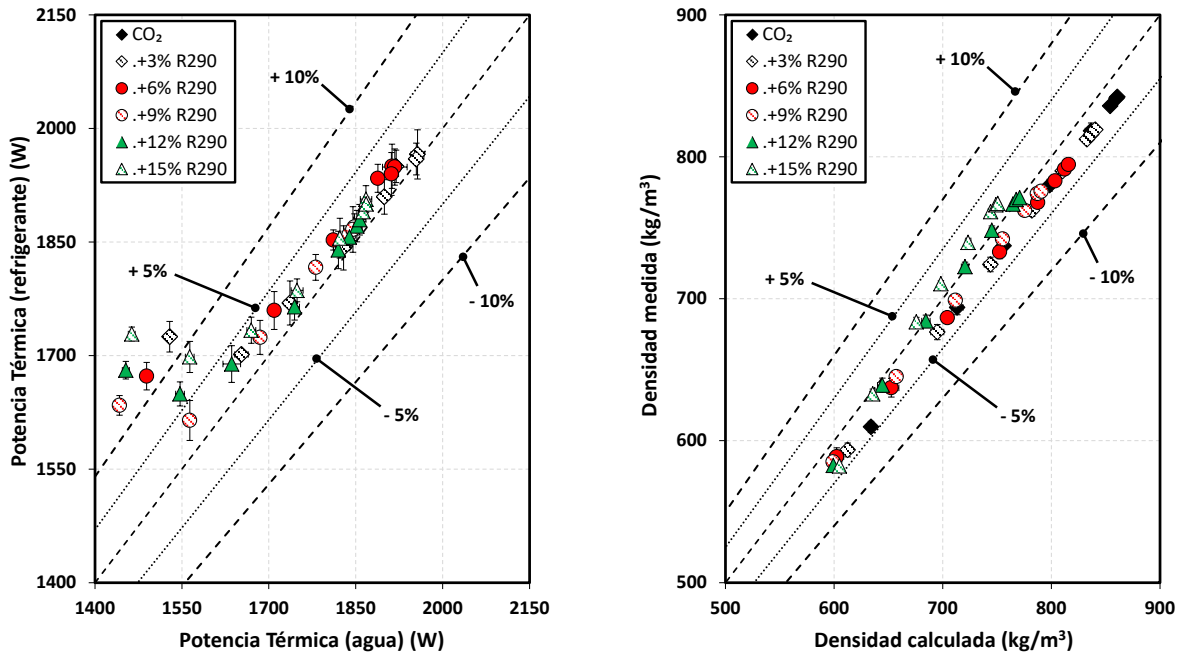


Figura 3. Validación de la potencia calorífica (izquierda) y de la densidad (derecha)

4. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Teniendo en cuenta las condiciones de ensayos indicadas en el Apartado 3.2, la *Figura 1* muestra como varía el COP y la potencia calorífica (\dot{Q}_h) de la instalación al modificar la presión de descarga de compresor (P_{hp}), según diferentes concentraciones de R290. De acuerdo con la *Figura 1*, para todas las mezclas ensayadas existe una presión de descarga del compresor que maximiza el COP, la cual disminuye a medida que aumenta la fracción másica de R290. Además, a medida que aumenta el contenido de R290 en la mezcla, el COP de la instalación aumenta hasta alcanzar un máximo de 1.816 en torno al 11-12% de R290, con una presión óptima de 74bar.

Tomando como referencia el funcionamiento de la instalación con CO₂ puro, la *Tabla 6* compara los valores experimentales de los principales parámetros energéticos en los puntos de máximo COP. A partir de esta tabla se aprecia como la mezcla de R744/R290 (88/12%), reduce hasta 11 bar la presión óptima, reduciendo al mismo tiempo el consumo eléctrico del compresor hasta un 12.8%. Efecto similar ocurre sobre las potencias calorífica y frigorífica, las cuales disminuyen un 7.4 y un 6.5%, respectivamente, a pesar del ligero aumento que se tiene en el caudal másico trasegado (3.4%). Por último, dado que el caudal de agua permanece constante en todos los ensayos, se observa una reducción de casi 3K en la temperatura de salida del agua del gas-cooler. No obstante, se sigue cumpliendo con el requisito establecido en la *Tabla 5*.

Tabla 6. Comparativa entre los puntos óptimos para R744 y R744/R290 en base a los datos experimentales

	COP	P_{opt} (bar)	\dot{Q}_h (W)	\dot{W}_c (W)	\dot{Q}_o (W)	$T_{w out}$ (°C)	\dot{m}_{ref} (kg/h)
R744	1.71	85.11	2711.3	1586.1	1707.1	51.90	26.81
R744/R290 (88/12%)	1.82	74.13	2510.9	1383.1	1595.4	48.92	27.73
Variación	6.2%	-10.97 bar	-7.4%	-12.8%	-6.5%	-2.98 K	3.4%

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se comparan los resultados experimentales obtenidos en una bomba de calor de doble etapa de compresión diseñada para CO₂ (R744), cuando se emplean diferentes mezclas de R744/R290 como *drop-in* al propio CO₂. Empleando una corriente de agua glicolada a -20°C como foco frío, y una corriente de agua a 10°C en la parte de foco caliente, la bomba de calor diseñada es capaz de calentar dicha corriente de agua hasta, como mínimo, 45°C de temperatura. Los resultados de las pruebas realizadas demostraron que al usar un 12% en masa de R290, el COP aumenta hasta un 6.2% con una reducción en la presión óptima de aproximadamente 11 bar. Además la mezcla introduce un ahorro en el consumo energético del 12.8%, con

una penalización en a potencia calorífica del 7.4%. Finalmente, los ensayos experimentales han permitido verificar que los efectos del aceite lubricante y el posible fraccionamiento en el depósito de líquido, tienen un impacto reducido en la composición de la mezcla.

6. AGRADECIMIENTOS

Los autores desean agradecer el apoyo financiero del Ministerio de Ciencia e Innovación con el proyecto PID2021-126926OB-C21 (HEALTHA) y el proyecto de investigación con referencia TED2021-130162B-I00 financiado por MCIN/AEI/ 10.13039/501100011033 y por “FEDER Una forma de hacer Europa” de la Unión Europea. Además, los autores desean agradecer el apoyo económico a este estudio por parte de la Unión Europea – “NextGenerationEU” a través de la subvención INVEST/2022/294 a R. Larrondo-Sancho.

REFERENCIAS

- [1] IDAE (2011). *Análisis del consumo energético del sector residencial en España. Informe final.* https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Informe_SPAHOUSEC_ACC_f68291a3.pdf
- [2] IDAE (2023). *Guía 025. La bomba de calor en la rehabilitación energética de edificios.* https://www.idae.es/sites/default/files/documentos/publicaciones_idae/Guias_IDAE_La_Bomba_de_calor_2023_V11.pdf
- [3] Wang J., Belusko M., Evans M., Liu M., Zhao C., Bruno Z., *A comprehensive review and analysis on CO₂ heat pump water heaters.* Energy Conversion and Management: X (2022), 15, 100277.
- [4] Elbel S., *Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning.* International Journal of Refrigeration (2011) 34, 7, 1545-1561.
- [5] Nekså P., Rekstad H., Reza Zakeri G., Arne Schiefloe P., *CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results.* International Journal of Refrigeration (1998) 21, 3, 172-179.
- [6] Cavallini A., Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zilio C., *Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis.* International Journal of Refrigeration (2005) 28, 2, 1274-1283.
- [7] Pitarch M., Navarro-Peris E., Gonzalez J., Corberan J.M., *Analysis and optimisation of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles for heating applications.* International Journal of Refrigeration (2016) 70, 235-242.
- [8] Illán-Gómez F., García-Cascales J.R., Velasco F.J.S., Otón-Martínez R.A., *Numerical performance of a water source transcritical CO₂ heat pump with mechanical subcooling.* Applied Thermal Engineering (2023) 219, 25, 119639.
- [9] Rajapaksha L. *Influence of special attributes of zeotropic refrigerant mixtures on design and operation of vapour compression refrigeration and heat pump systems.* Energy Conversion and Management (2007) 48, 2, 539-545.
- [10] Onaka Y., Miyara A., Tsubaki K., Koyama S. *Analysis of heat pump cycle using CO₂/DME mixture refrigerant.* International Refrigeration and Air Conditioning Conference (2008). Paper 956.
- [11] Bouteiller P., Terrier M.F., Tobaly P. *A methodology and bench design for experimental study of heat pump thermodynamic cycles using CO₂-based mixtures.* 12th IIR- Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, Edinburgh (2016). Paper 1015. DOI:10.18462/iir.gl.2016.1015CO2/32
- [12] Dai B., Dang C., Li M., Tian H., Ma Y. *Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater.* International Journal of Refrigeration (2015) 56: 1-14.
- [13] Bouteiller P., Terrier M.F., Tobaly P. *Experimental study of heat pump thermodynamic cycles using CO₂ based mixtures - methodology and first results.* AIP Conference Proceedings (2017) 1814: 020052.
- [14] Wang D., Lu Y., Tao L. *Thermodynamic analysis of CO₂ blends with R41 as an azeotropy refrigerant applied in small refrigerated cabinet and heat pump water heater.* Applied Thermal Engineering (2017) 125: 1490-1500.
- [15] ASHRAE *Standard 34-2019. Designation and safety classification of refrigerants* (2019).
- [16] IPCC. *Climate Change 2022: Impacts, Adaptation, and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* (2022) Cambridge University Press, Cambridge, UK and New York, NY, USA, 3056 pp.,