

MODELLING AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A CO₂ CONCENTRIC TUBE EVAPORATOR USING HEAT TRANSFER CORRELATIONS AND FLOW PATTERN MAPS

Alejandro Sáez Pastor¹, Jorge Patiño Pérez¹, Lledó Prades Martell¹, Guillem Monrós-Andreu¹, Enrique Marín¹, Daniel Sánchez García-Vacas², Rodrigo Llopís Doménech² and Ramón Cabello López²

1: Departamento I+D Innovación 4.0, Frost-Trol S.A., España. CV 159 KM 2, C.P.12180-Cabanes (Castellón), España; 2: GIT, Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción, Universitat Jaume I, España

Alejandro Sáez Pastor
a.saez@frost-trol.es

.....

Resumen: *Las regulaciones en materia de medio ambiente adoptan medidas cada vez más restrictas en aras de reducir la contaminación medioambiental, principalmente regulan dos aspectos en el mundo de la refrigeración, la carga máxima admisible de refrigerante en la instalación y el empleo de refrigerantes de bajo GWP. Por este motivo es importante disponer de una herramienta capaz de predecir el funcionamiento de los evaporadores de los sistemas de refrigeración dentro de las regulaciones estipuladas. En este artículo se presenta el modelo matemático generado para simular el funcionamiento de un evaporador de CO₂ de tubos concéntricos y su validación experimental. La validación del modelo se realiza con el fin de generar una herramienta de cálculo capaz de optimizar el proceso de dimensionamiento de los evaporadores que se montan en los muebles frigoríficos en Frost-trol.*

Para realizar los cálculos de transferencia de calor se han introducido en el modelo correlaciones empíricas y correlaciones pseudoempíricas (patrones de flujo). Para la validación de los resultados del modelo se ha procedido al dimensionamiento y montaje de una instalación experimental. En este trabajo se realiza una comparación entre los resultados obtenidos para cada una de las diversas correlaciones y los datos medidos experimentales. El modelo final contendrá la correlación que más se ajuste a los datos experimentales.

Palabras clave: CO₂, modelling, heat transfer

1. INTRODUCCIÓN

Realizar un diseño óptimo de los equipos de refrigeración es un requisito para mejorar el rendimiento y la eficiencia de los sistemas de refrigeración. La modelización de los componentes permite predecir el rendimiento de cada elemento y el comportamiento global del sistema de refrigeración, reduciendo así el tiempo de experimentación y su coste asociado. Al respecto, el diseño del intercambiador de calor desempeña un papel importante para mejorar la eficiencia de los sistemas de refrigeración.

La cuestión clave en la modelización de los intercambiadores de calor es la correcta predicción de los coeficientes de transferencia de calor en el refrigerante y en el fluido secundario. Estos valores dependen de las propiedades termo físicas, los caudales y las dimensiones geométricas de los intercambiadores de calor considerados. Además, la predicción de estos coeficientes es más difícil cuando se consideran intercambiadores de calor con procesos bifásicos.

En la bibliografía actual, los métodos mayormente utilizados para el cálculo del coeficiente de convección durante los procesos de evaporación se basan en correlaciones empíricas obtenidas experimentalmente [1-5]. Todas las correlaciones anteriores son capaces de predecir con precisión los coeficientes de transferencia durante la evaporación con suficiente precisión. Sin embargo, durante las últimas décadas ha surgido un nuevo enfoque para evaluar los coeficientes de transferencia de calor a partir de diagramas de patrones de flujo [6-9]. La principal diferencia entre ambos es que el método basado en patrones de flujo incorpora expresiones matemáticas para caracterizar el comportamiento del refrigerante a lo largo del cambio de fase. Debido a que el objetivo de este trabajo es la validación del modelo matemático del evaporador ambas metodologías serán comparadas, las correlaciones pseudo-empíricas y las basadas en patrones de flujo.

Los modelos para simular el comportamiento de los intercambiadores de calor pueden clasificarse en cuatro categorías: modelos de caja negra, modelos de una zona, modelos de dos zonas y modelos distribuidos. El modelado de caja negra se basa en la teoría de la automatización y el control del sistema, utilizándose principalmente para el evaporador [10,11]

Los modelos de una zona, dos zonas y distribuidos se establecen a partir de las leyes físicas de conservación de la energía, la masa y el momento. En los modelos de una zona, el intercambiador de calor se analiza a partir de las variables que representan el componente de forma general [12,13]. Los modelos de dos zonas son los más utilizados, el evaporador se divide en zonas de evaporación y recalentamiento y el condensador se subdivide en tres zonas, de recalentamiento, condensación y subenfriamiento [14,15].

Los modelos distribuidos se han utilizado ampliamente durante los últimos años [16-20]

En estos modelos, el intercambiador de calor se divide en varios volúmenes de control pequeño en los cuáles se aplican los equilibrios de masa, energía y momento. La elección del modelo a utilizar debe hacerse principalmente en función de la geometría de los intercambiadores de calor.

2. PLANTA EXPERIMENTAL

La planta experimental dónde se han realizado las pruebas necesarias para validar el modelo se muestra en la Figura 1.

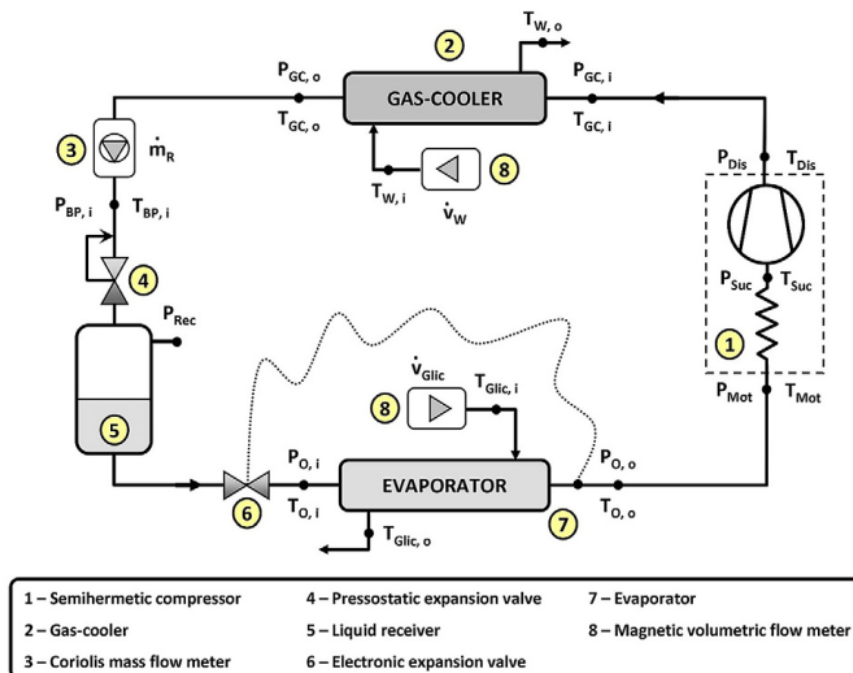


Figura 1. Esquema de la instalación experimental.

El circuito frigorífico de la instalación se encuentra compuesto por un compresor semi-hermético alternativo, un separador de aceite, un gas cooler de tubos concéntricos, un caudalímetro de coriolis, un depósito de líquido, un filtro deshidratador, dos sistemas de expansión y un evaporador de tubos concéntricos. El refrigerante empleado es CO₂ y los fluidos secundarios son agua en el gas cooler y una mezcla de agua/monoetilenglicol (50 % en volumen) en el evaporador. El control de la instalación se realiza con los dispositivos mostrados en la Tabla 1.

Tabla 1. Dispositivos de medición de la instalación experimental.

Sensores	Variable de medición	Dispositivo de medición	Rango de calibración	Rango de precisión
12	Temperature	T-type thermocouple	-40.0 to 145.0 °C	±0,5°C
5	Pressure	Pressure gauge	0.0-16.0 MPa	±0.096 MPa
4	Pressure	Pressure gauge	0.0-8.0 MPa	±0.048 MPa
1	Refrigerant mass flow rate	Coriolis mass flow meter	0.00-1.38 kg s ⁻¹	±0.1% of reading
2	Secondary fluid volume rates	Magnetic flow meter	0-4 m ³ h ⁻¹	±0.25% of reading
1	Power consumption	Digital wattmeter	0-6 W	±0.5% of reading
1	Compressor speed	Analogical signal from the inverter drive	0-1750 rpm	±1.3% of reading

Las dimensiones geométricas del evaporador se muestran en la Tabla 2. El intercambiador se encuentra compuesto por dos tubos concéntricos. Para evitar pérdidas energéticas con el entorno el intercambiador ha sido aislado, de esta forma se puede asumir que todo el calor cedido por el refrigerante es absorbido por el fluido secundario.

Tabla 2. Características del evaporador

Evaporador	
Modelo:	VCI33 WT66 (-8) – G (K5) / CR
Potencia nominal:	15 kW
Longitud:	6 m
Zona Refrigerante	
Ø exterior:	5/16" (7.94 mm)
nº de tubos:	7
Zona Agua/monoetilenglicol	
Ø exterior:	1 "
nº de tubos:	1

3. MODELO DE EVAPORADOR

En este apartado se describe el modelo matemático empleado para simular el funcionamiento de un evaporador de CO₂ de tubos concéntricos, este modelo se realiza con el fin de generar una herramienta de cálculo capaz de optimizar el proceso de dimensionamiento de los evaporadores. El cálculo se realiza empleando un método por volúmenes finitos como el empleado en [21,22]. Este consiste en la subdivisión del intercambiador en n volúmenes

finitos de con las mismas características geométricas y en cada uno de estos volúmenes se calculan las propiedades termodinámicas para ambos fluidos. El modelo funciona a partir de unos inputs de entrada para posteriormente dar como resultados las temperaturas de salida de ambos fluidos y la potencia intercambiada. Las consideraciones que se toman para la realización de estos cálculos son las siguientes:

- Las propiedades termo-físicas en cada volumen son evaluadas a la temperatura media de cada volumen de control.
- Las pérdidas de calor al ambiente, las resistencias que introducen el fouling y el aceite, los cambios en energía cinética y potencial, y las pérdidas de presión a lo largo del intercambiador, se consideran despreciables.
- Se considera que toda la potencia cedida/absorbida por el refrigerante es absorbida/cedida por el fluido secundario.
- Se asumen condiciones estables, es decir, que el flujo másico de refrigerante y agua no varían entre la entrada y salida del intercambiador.

A continuación, se muestran las correlaciones para evaluar los procesos de transferencia de calor a lo largo del intercambiador. El calor transmitido desde el tubo por el que circula el refrigerante al refrigerante se evalúa con la ec.(1), donde h_r es el coeficiente de convección del refrigerante con las paredes del tubo, A_{ref} es el área de transferencia del refrigerante y T_{tub} y T_{ref} son las temperaturas media del tubo y el refrigerante respectivamente.

$$\dot{Q}_r = h_r A_r (T_{tub} - T_r) \quad (1)$$

El calor transmitido desde el fluido secundario (mezcla agua-etilenglicol) se calcula con la ec.(2), donde h_w es el coeficiente de convección del agua con las paredes del tubo, A_w es el área de transferencia del agua y T_w es la temperatura media del agua.

$$\dot{Q}_w = h_w A_w (T_w - T_{tub}) \quad (2)$$

Asumiendo que toda la potencia cedida por el refrigerante es absorbida por el fluido secundario se calcula la temperatura del tubo despejando de las ec.(1) y (2). Esta igualdad es el primer criterio de convergencia del modelo, para alcanzar dicho criterio se van iterando y recalculando las temperaturas de los fluidos y sus coeficientes de transferencia hasta que se alcanza la igualdad.

Cuando se calcula la transferencia de calor entre ambos fluidos esta se usa para evaluar el cambio energético a lo largo del volumen de control, de esta forma se puede obtener la variación de temperatura del fluido secundario ec.(3) y el cambio de entalpía en el refrigerante ec.(4). Las propiedades termofísicas del CO2 son calculadas con la base de datos de Refprop [23] y las propiedades del fluido secundario (mezcla agua- monoetilenglicol) mediante expresiones interpoladas de [24].

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r (H_{r,out} - H_{r,in}) \quad (6)$$

El diagrama de flujo para el cálculo de cada uno de los volúmenes de control (VC) del evaporador y el diagrama que relaciona los VC entre sí se muestran en la Figura 2 y 3 respectivamente.

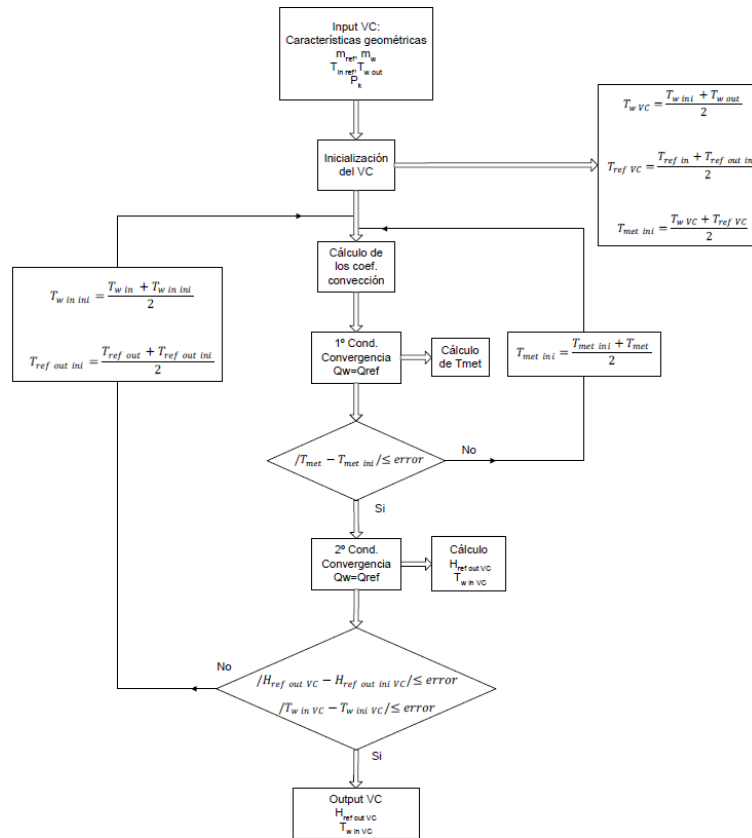


Figura 2. Diagrama de flujo para el cálculo de cada uno de VC del evaporador.

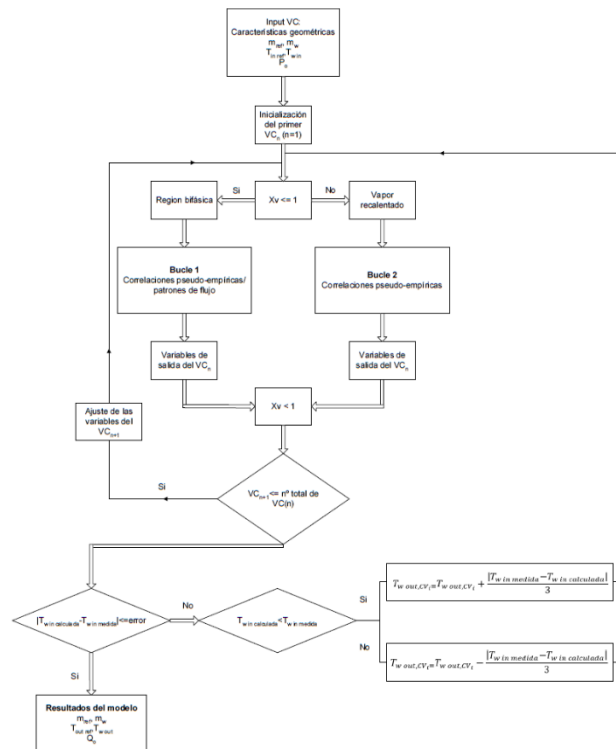


Figura 3. Diagrama de flujo que relaciona los VC entre sí.

En el lado del refrigerante, en este modelo se empleará la correlación pseudo-empírica de Gungor & Winterton y la correlación basada en los patrones de flujo la de Cheng [8 y 9] cómo en la zona bifásica, una vez el refrigerante pasa a la zona de recalentamiento se emplean las correlaciones de Gnielinski [4]. El fluido empleado para aportar la carga térmica al evaporador es una mezcla de monoetilenglicol y agua. Las correlaciones empleadas son las formuladas por Hewitt [25].

Tabla 3. Correlaciones para el cálculo del coeficiente de convección

Gungor & Winterton [5]	$h_i = 0.023 * Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} k_L / D$ $h_{pool} = 55 * p_r^{0.12} * -\log(p_r)^{-0.55} * M_{Ref}^{-0.5} * q^{0.67}$ $E = 1 + 24000 * Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86}$ $S = \frac{1}{1 + 1.15 * 10^{-6} * E^2 * Re_L^{1.17}}$ $h_{tp} = E h_i + S h_{pool}$	
Cheng [8],[9]	Mist zone	$h_{Mist} = 2 * 10^{-8} \left(Re_H^{1.97} Pr_v^{1.06} Y^{-1.83} \frac{k_v}{D_{eq}} \right)$
	Dryout zone	$h_{TP} = \frac{\theta_{dry} h_v + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi}$ $h_v = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.4} \frac{k_v}{D_{eq}}$ $h_{wet} = [(S \cdot h_{nb})^3 h_{cb}^3]^{\frac{1}{3}}$ $h_{dryout} = h_{TP}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [h_{TP}(x_{di}) - h_{Mist}(x_{de})]$
	Other regions	$h_{TP} = \frac{\theta_{dry} h_v + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi}$ $h_{wet} = [(S \cdot h_{nb})^3 h_{cb}^3]^{\frac{1}{3}}$ $h_v = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.4} \frac{k_v}{D_{eq}}$ $h_{cb} = 0.023 Re_\delta^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{k_L}{\delta}$ $h_{nb} = 131 Pr^{-0.0063} (-\log_{10} Pr)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.58}$

4. VALIDACIÓN DEL MODELO

Con el fin de validar el modelo desarrollado se han empleado los ensayos experimentales realizados en [26]. Estos muestran distintas condiciones de funcionamiento obtenidas al modificar las siguientes variables:

- Temperaturas de entrada del fluido refrigerante y de la mezcla agua/monoetilenglicol.
- Caudales máxicos de refrigerante y de la mezcla agua/monoetilenglicol.
- Presión de gas-cooler.

Para llevar a cabo una validación lo más amplia posible del modelo del evaporador, se han utilizado 3 ensayos con distintas temperaturas de evaporación, 0 °C, -10 °C y -17 °C y a 3

niveles distintos de disipación. Cada punto experimental mostrado corresponde a un estado estacionario con una duración mínima de 20 minutos, en los cuales la desviación máxima admisible de las mediciones experimentales se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4. Margen de variabilidad admisible

Margen de variabilidad admisible	
Alta presión:	± 0.3 bar
Media y Baja presión:	± 0.2 bar
Temperatura:	± 0.2 °C
Recalentamiento útil:	± 2 °C

En total se han empleado 558 estacionarios, siendo las variables elegidas para el proceso de validación las siguientes: la potencia frigorífica generada en el evaporador, la temperatura del refrigerante y del fluido secundario a la salida del evaporador y la entalpía de salida del refrigerante. La validación se ha realizado con las correlaciones basadas en patrones de flujo específicas para CO₂ [8,9] y la correlación pseudoempírica [5].

La validación de las propiedades de salida de los fluidos del evaporador se presenta en la Fig.4 para el refrigerante y en la Fig.5 para el fluido secundario. El modelo es capaz de predecir con mayor precisión en el lado del fluido secundario (e_{avg} (°C)=0.3193) que en el del refrigerante (e_{max} (°C)=1.9698) en comparación con las mediciones experimentales. Por otro lado, la validación de la potencia frigorífica intercambiada en el evaporador se presenta en la Fig. 6 para el refrigerante y en la Fig. 7 para el fluido secundario. El modelo es capaz de predecir con mayor precisión en el lado del refrigerante (e_{avg} (%)=0.2679) que en el del fluido secundario (e_{max} (%)=3.6863) . Por último, en la Fig. 8 se muestra la validación de la entalpía de salida del refrigerante predicha por el modelo, está alcanza un error medio en las predicciones del 0.0933 %. Los resultados obtenidos se muestran en las Tabla 5,6 y 7 disgregados por temperatura de evaporación y correlaciones para el cálculo de los coeficientes de convección respectivamente. Se puede observar que la aproximación para calcular los coeficientes de convección que obtiene menor desviación respecto los datos medidos experimentalmente corresponde a los patrones de flujo de Cheng [8,9], no obstante, con las correlaciones pseudo-empíricas de Gungor & Winterton [5] se obtienen desviaciones muy aceptables para poder predecir el comportamiento del evaporador de forma adecuada.

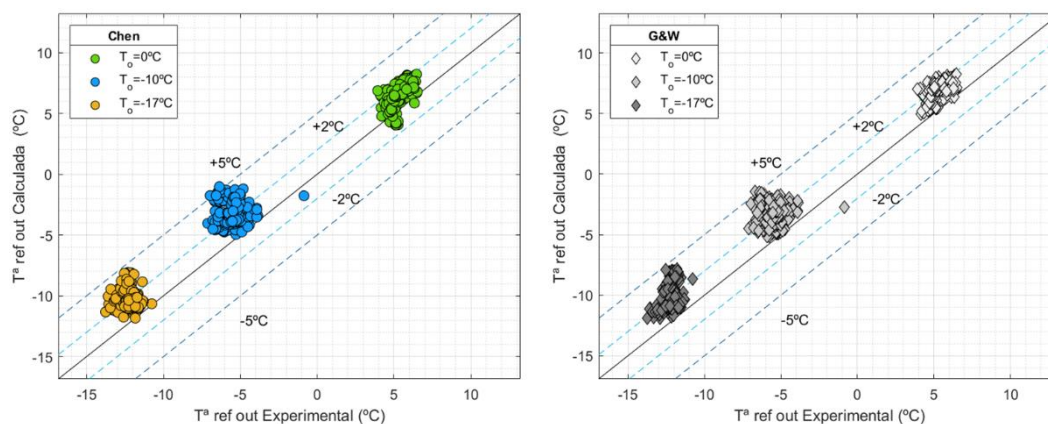


Figura 4. Validación de la temperatura de salida del refrigerante en el evaporador.

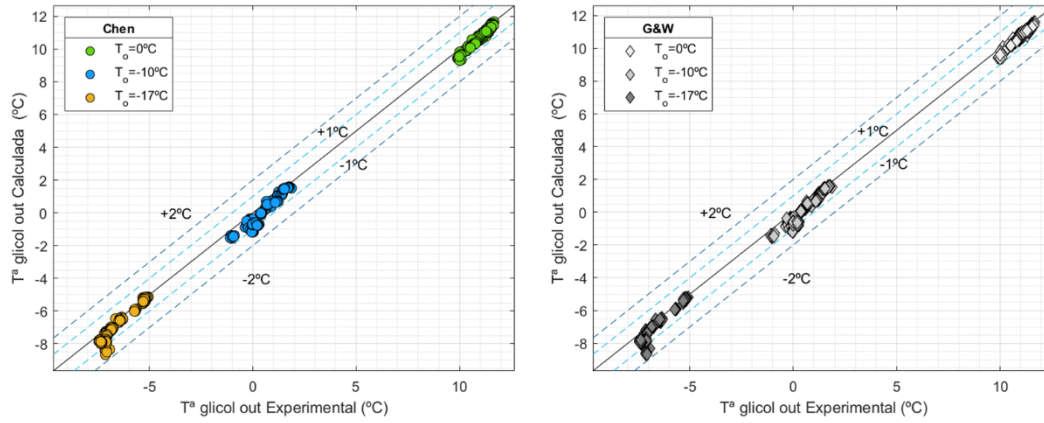


Figura 5. Validación de la temperatura de salida del fluido secundario en el evaporador.

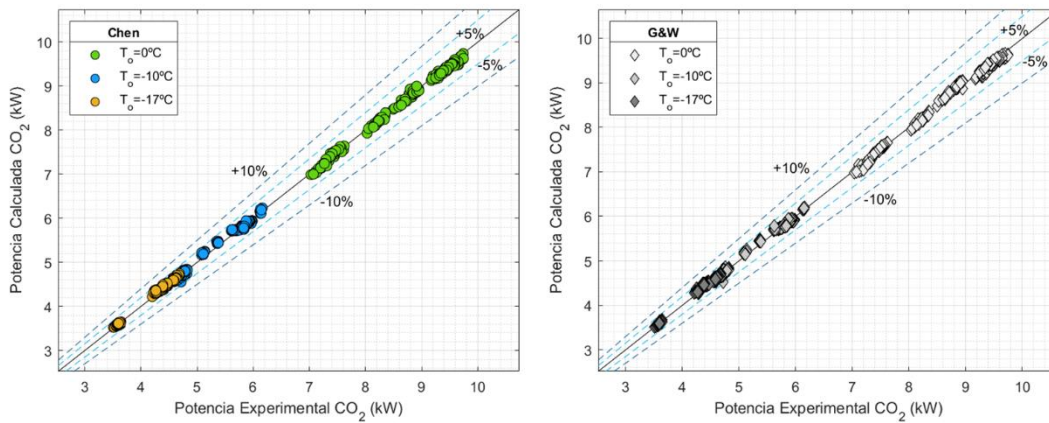


Figura 6. Validación de la potencia frigorífica del refrigerante en el evaporador.

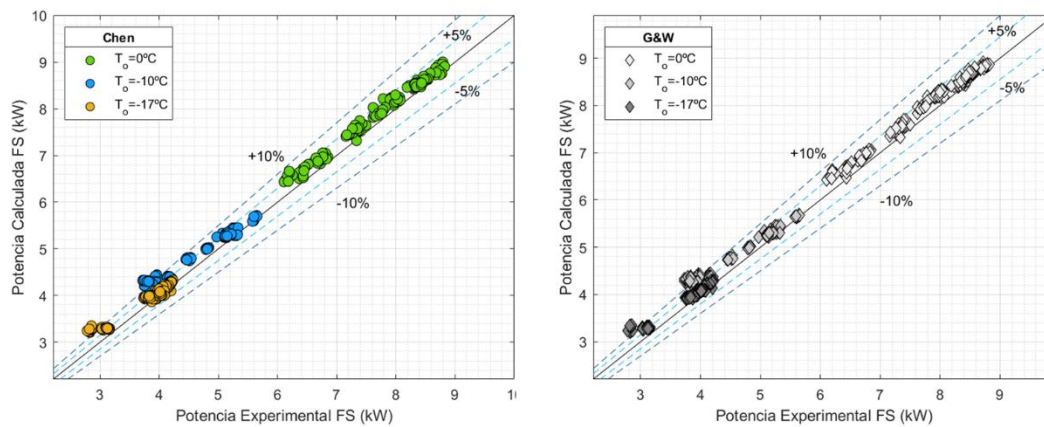


Figura 7. Validación de la potencia absorbida del fluido secundario en el evaporador.

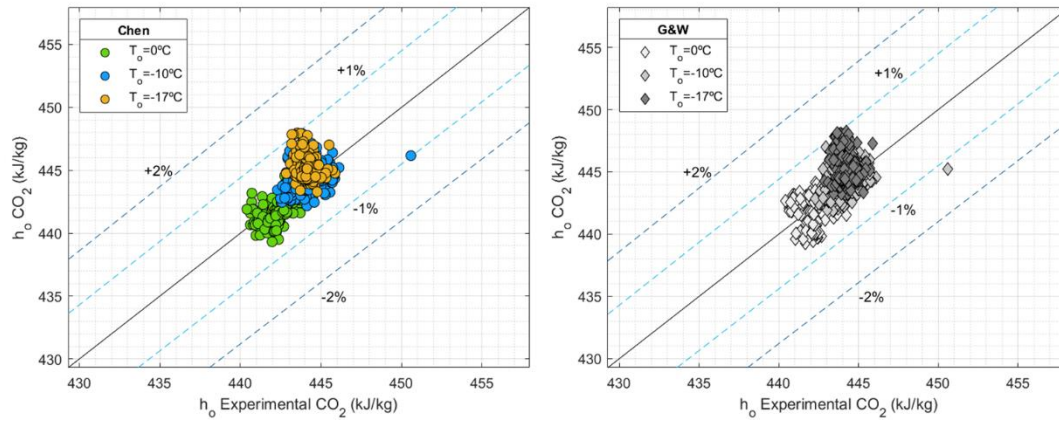


Figura 8. Validación de la entalpía de salida del refrigerante en el evaporador.

Tabla 5. Resultados de las predicciones de las temperaturas

	T_{evap}^a	T_{REF}			T_{GLIC}		
		$e_{max} (^{\circ}C)$	$e_{avg} (^{\circ}C)$	$\sigma (^{\circ}C)$	$e_{max} (^{\circ}C)$	$e_{avg} (^{\circ}C)$	$\sigma (^{\circ}C)$
Cheng [8],[9]	0	2,935	1,319	0,818	0,738	0,250	0,135
	-10	5,342	2,320	1,178	1,193	0,415	0,268
	-17	4,387	2,020	0,897	1,527	0,299	0,339
	T_{evap}^a	T_{REF}			T_{GLIC}		
		$e_{max} (^{\circ}C)$	$e_{avg} (^{\circ}C)$	$\sigma (^{\circ}C)$	$e_{max} (^{\circ}C)$	$e_{avg} (^{\circ}C)$	$\sigma (^{\circ}C)$
Gungor & Winterton [5]	0	3,056	1,602	0,719	0,652	0,249	0,120
	-10	5,280	2,203	1,108	1,218	0,395	0,261
	-17	4,612	2,355	0,979	1,609	0,307	0,329

Tabla 6. Resultados de las predicciones de las potencias

	T_{evap}^a	Pot_{ref}			Pot_w		
		$e_{max} (\%)$	$e_{avg} (\%)$	$\sigma (^{\circ}C)$	$e_{max} (\%)$	$e_{avg} (\%)$	$\sigma (^{\circ}C)$
Cheng [8],[9]	0	1,561	-0,290	0,052	7,552	2,526	0,086
	-10	2,753	0,222	0,047	16,297	4,994	0,130
	-17	2,860	0,711	0,033	17,410	3,405	0,112
	T_{evap}^a	Pot_{ref}			Pot_w		
		$e_{max} (\%)$	$e_{avg} (\%)$	$\sigma (^{\circ}C)$	$e_{max} (\%)$	$e_{avg} (\%)$	$\sigma (^{\circ}C)$
Gungor & Winterton[5]	0	1,422	-0,181	0,071	7,057	2,606	0,085
	-10	2,719	0,194	0,047	16,235	4,954	0,132
	-17	3,087	0,952	0,042	18,557	3,633	0,101

Tabla 7. Resultados de la predicción de la entalpía.

	T_{evap}^a	H_{ref}		
		e_{max} (%)	e_{avg} (%)	σ (°C)
Cheng [8],[9]	0	0,559	-0,100	1,161
	-10	0,815	0,070	1,186
	-17	1,050	0,251	0,967
	T_{evap}^a	H_{ref}		
		e_{max} (%)	e_{avg} (%)	σ (°C)
Gungor & Winterton [5]	0	0,515	-0,064	1,294
	-10	0,911	0,059	1,204
	-17	1,008	0,344	1,390

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha desarrollado un modelo matemático para un evaporador de tubos concéntricos basado en la metodología de volúmenes finitos. El modelo se ha programado para poder calcular los procesos de intercambio térmico mediante correlaciones pseudo-empíricas y aquellas basadas en diagramas de patrones de flujo específicas para CO₂.

Con el fin de validar los resultados obtenidos se han comparado los resultados simulados por el modelo con los datos medidos en una instalación experimental de CO₂ a lo largo de 558 estacionarios distintos.

Los resultados del modelo se han comparado con las temperaturas de salida de ambos fluidos, la potencia intercambiada por ambos fluidos y la entalpía de salida del refrigerante, todos ellos medidos experimentalmente en la instalación de CO₂. Del análisis realizado se puede concluir que el modelo es capaz de predecir con precisión el comportamiento real del evaporador para un amplio rango de condiciones de funcionamiento.

Por otro lado, se puede concluir que la aproximación basada en los patrones de flujo de Chen obtiene menor desviaciones respecto a los datos experimentales que aquellas basadas en correlaciones pseudo-empíricas.

REFERENCIAS

- [1] Shah, M. M. (2019). Improved correlation for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels. *International Journal of Refrigeration*, 98, 222-237.
- [2] Chang, Y. S., Kim, M. S., & Ro, S. T. (2000). Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system. *International journal of refrigeration*, 23(3), 232- 242.
- [3] [3] Liu, Z., & Winterton, R. H. S. (1991). A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *International journal of heat and mass transfer*, 34(11), 2759-2766.
- [4] Gnielinski V. Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. *Forsch Im Ing Wes – Eng Res* 1995;6:240–8
- [5] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Znt. J. Heat Mass Transfer* 29, 351-358 (1986).
- [6] Thome, J. R., El Hajal, J., & Cavallini, A. (2003). Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(18), 3365-3387.

- [7] L. Wojtan, T. Ursenbacher, J.R. Thome, Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map, *Int. J. Heat Mass Transfer* 48 (2005) 2955–2969.
- [8] L. Cheng, G. Ribatski, J. Moreno Quibén, J.R. Thome, New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops, *Int. J. Heat Mass Transfer* 51 (2008) 111–124.
- [9] L. Cheng, G. Ribatski, J.R. Thome, New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II – An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns, *Int. J. Heat Mass Transfer* 51 (2008) 125–135.
- [10] Wenxue H, Kraft H. A mathematical model of an evaporator based on the step exciting method. In: XVIIIth Int. Cong. Refrigeration, Montreal, 1991. p. 1217±31.
- [11] Outtagarts A, Haberschill P, Lallemand M. Comportement dynamique d'un évaporateur de machine frigorifique soumis à des variations de débit. In: 19th Int. Cong. Refrigeration, vol. IIIa, La Haye, Netherlands, August 1995, p. 413±20.
- [12] Darrow JB, Lovatt SJ, Cleland AC. Assessment of a simple mathematical model for predicting the transient behavior of a refrigeration system. In: XVIIIth Int. Cong. Refrigeration, Montreal, 1991, p. 1189±92.
- [13] Murphy WE, Goldschmidt VW. Cycling characteristics of a residential air conditioner. Modeling of shutdown transients. *ASHRAE Trans* 1986;92(1a):186±201.]
- [14] Welsby P, Devotta S, Diggory PJ. Steady- and dynamic-state simulations of heat-pumps. Part I: literature review. *Applied Energy* 1988;31:189±203.
- [15] Salim M, Sadasivam M, Balakrishnan AR. Transient analysis of heat pump assisted distillation systems I. The heat pump. *Int J Energy Research* 1991;15:123±35.]
- [16] Macarthur JW, Grald EW. Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data. *Int J Refrig* 1989;12:29±41.
- [17] Wang H, Touber S. Distributed and non-steady-state modelling of air cooler. *International Journal of Refrigeration* 1991;1:98±110.
- [18] Nyers J, Stoyan G. A dynamical model adequate for controlling the evaporator of a heat pump. *Int J Refrig* 1994;17(2):101±8.
- [19] Jia X, Tso CP, Chia PK, Jolly P. A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator. *Int J Refrig* 1995;18(5):336±42.
- [20] Ferreira CI, Kalkman H. Transient behavior of economizers for multi-stage refrigeration plant. In: Int. Refrigeration Conference at Purdue, Purdue University, 1996. p. 241±46.].
- [21] Patiño, J., Llopis, R., Sánchez, D., Sanz-Kock, C., Cabello, R., & Torrella, E. (2014). A comparative analysis of a CO₂ evaporator model using experimental heat transfer correlations and a flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71, 361-375.
- [22] Patiño Pérez, J. (2013). Experimentación de nuevas configuraciones destinadas a la mejora del COP en ciclos de compresión de vapor que utilizan CO₂ como refrigerante. Universitat Jaume I.
- [23] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, vol. 9, National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, USA, 2010.
- [24] ASHRAE, ASHRAE Handbook-Fundamentals, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc, 2005.]
- [25] G.F. Hewitt, in: Heat Exchanger Design Handbook 2002, Begell House Inc, 2002.
- [26] Cabello, R., Sánchez, D., Llopis, R., & Torrella, E. (2008). Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions. *Applied thermal engineering*, 28(13), 1596-1604.