

## MODELO EMPÍRICO DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN USANDO R1234ze(E)

Estephanía Jazvi Casas del Ángel<sup>1</sup>, Luis Andrés López López<sup>2</sup>, Juan Alejandro Vazquez Aguilar<sup>1</sup>,  
Ana Isabel Camarena Ortiz<sup>1</sup>, Javier Ulises Jiménez García<sup>1</sup>, Juan Manuel Belman Flores<sup>1</sup>

<sup>1</sup> División de Ingenierías del Campus Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato, Salamanca Valle de Santiago km 3.5+1.8  
Salamanca Gto. C.P. 36885

<sup>2</sup> Departamento de Tecnología del Frío, Escuela Superior de Apan, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, C.P. 43900  
[ej.casasdelangel@ugto.mx](mailto:ej.casasdelangel@ugto.mx), [lo440960@uaeh.edu.mx](mailto:lo440960@uaeh.edu.mx), [ja.vazquezaquilar@ugto.mx](mailto:ja.vazquezaquilar@ugto.mx), [ai.camarenaortiz@ugto.mx](mailto:ai.camarenaortiz@ugto.mx),  
[ju.jimenezgarcia@ugto.mx](mailto:ju.jimenezgarcia@ugto.mx), [jfbelman@ugto.mx](mailto:jfbelman@ugto.mx)

### Resumen

En este trabajo se presenta el desarrollo de un modelo matemático basado en un ciclo simple de compresión de vapor operando con el refrigerante R1234ze(E), esto mediante datos obtenidos de un banco experimental. Los datos son aquellos que representan cierta estabilidad en el funcionamiento de la instalación experimental, para lo cual se obtuvieron 20 datos para proponer regresiones experimentales con el fin de predecir comportamientos de la instalación. El trabajo experimental consistió en manipular la instalación bajo cuatro parámetros operacionales, temperatura y caudal volumétrico, de los circuitos secundarios que simulan la carga y la disipación térmicas del ciclo de compresión de vapor. Las regresiones experimentales obtenidas muestran mejor grado de correlación para el coeficiente de desempeño, COP, con el cual se puede proyectar el funcionamiento del sistema de refrigeración.

**Palabras clave:** modelo, R1234ze(E), instalación experimental, correlaciones empíricas.

### 1. Introducción

Los sistemas de refrigeración juegan un papel muy importante en diferentes sectores de la sociedad. Sin embargo, el mundo está cambiando derivado de las prácticas inadecuadas de estrategias sustentables, aumentando el impacto que provocan las tecnologías en el cambio climático. Este año en México, se alcanzaron las temperaturas más altas registradas. Un ejemplo de esto fue la temperatura alcanzada en Ciudad de México el pasado 9 de mayo llegando hasta los 34.3 °C marcando el historial derivado de la ola de calor vivida en el último semestre. Así como la capital, el territorio mexicano sufrió históricos aumentos de temperatura, impactando de forma significativa la vida de sus habitantes [1].

Derivado de dichas problemáticas climáticas, la población se vio en la necesidad de adquirir equipos de refrigeración para oficinas, habitaciones, edificios y más; marcaron notablemente un incremento en la demanda de dichos equipos. Con esto, no solo incrementó el consumo energético a nivel nacional, también el impacto al medio ambiente por el uso de los sistemas de refrigeración y de climatización.

Los sistemas de refrigeración, basados en la compresión de vapor, son las tecnologías más comúnmente usadas ya sea para refrigeradores domésticos o sistemas de aire acondicionado. Los sistemas de refrigeración consumen aproximadamente del 30 al 50% del total del costo reflejado en los recibos de electricidad, a su vez, el uso de refrigerantes representa un elemento significativo en función del consumo. Refrigerantes de la segunda y algunos de la tercera generación con alto potencial de calentamiento global (GWP por sus siglas en inglés) han sido desplazados como lo marca la ruta planteada por la enmienda de Kigali en México. En este sentido, es importante el desarrollo y evaluación de refrigerantes alternos con ultra bajo GWP con el fin de proveer sistemas de refrigeración más sostenibles, ya sea por el ahorro energético y/o el uso de refrigerantes inocuos al ambiente [2].

Por otro lado, el uso de modelos matemáticos aplicados a los sistemas de refrigeración tiene como objetivo, lograr un mejor entendimiento de las características del sistema. La importancia de representar un ciclo de compresión de vapor en términos de relaciones matemáticas consta de resolver dichas relaciones

simultáneamente y obtener una predicción acerca del funcionamiento del sistema. Existen diversos modelos desarrollados en el campo de la refrigeración, ya sea para componentes individuales o sistemas globales [3].

Por ejemplo, los modelos empíricos se basan en datos experimentales, se construyen correlaciones paramétricas de datos de salida en función de datos de entrada; algunos modelos pueden utilizar conocimientos físicos de los componentes del sistema. Los modelos empíricos tienen como su principal ventaja que son simples y rápidos, pero en la mayoría de los casos son incapaces de predecir el comportamiento del sistema fuera de las condiciones de prueba [3, 4].

Acorde a lo anterior, el presente trabajo del verano de investigación se enfoca en el desarrollo de un modelo empírico simple capaz de predecir el funcionamiento energético de un sistema de refrigeración operando con un refrigerante alterno como el R1234ze(E). Para esto, se cuenta con un banco experimental dentro de las instalaciones del Grupo IRSE que puede operar a diferentes condiciones operativas, lo cual brindará la información suficiente para el desarrollo del modelo. Las ecuaciones y el análisis se desarrollarán usando el software EES (Engineering Equation Solver).

## 2. Propiedades del refrigerante a evaluar.

El refrigerante R1234ze(E) es una hidrofluoroolefina (HFO), se le considera un refrigerante sintético ligeramente inflamable. Su GWP es extremadamente bajo. Es considerado como una posible alternativa al refrigerante R134a en aplicaciones de media y alta temperatura. En la Tabla 1 se muestran las principales propiedades termofísicas del refrigerante a evaluar en este trabajo y su referencia respecto al refrigerante convencional R134a.

**Tabla 1. Propiedades del refrigerante R1234ze(E) versus R134a [5].**

Propiedad	R134a	R1234ze(E)
ASHRAE seguridad	A1	A2L
GWP	1300	<1
ODP	0	0
Presión crítica (kPa)	4059	3632
Temperatura crítica (°C)	101	109.4
Punto de ebullición a 1atm (°C)	-26	-19
ASHRAE Flamabilidad	No	Baja
ASHRAE Toxicidad	No	No
Peso molecular (kg/mol)	102	114
Densidad de líquido* (kJ/kg-K)	1295	1241
Densidad de vapor* (kJ/kg-K)	14.36	11.86
Calor específico de líquido* ((W/m-K)	1.34	1.32
Calor específico de vapor* (kJ/kg)	0.89	0.89
Calor latente de vaporización (kJ/kg)	198.7	184.3
Conductividad térmica de líquido* (W/m-K)	94.7e-3	84.5e-3
Conductividad térmica de vapor* (W/m-K)	12.1e-3	11.5e-3
Viscosidad de líquido* (Pa/s)	266e-6	253.2e-6
Viscosidad de vapor* (Pa/s)	10.9e-6	13.5e-6

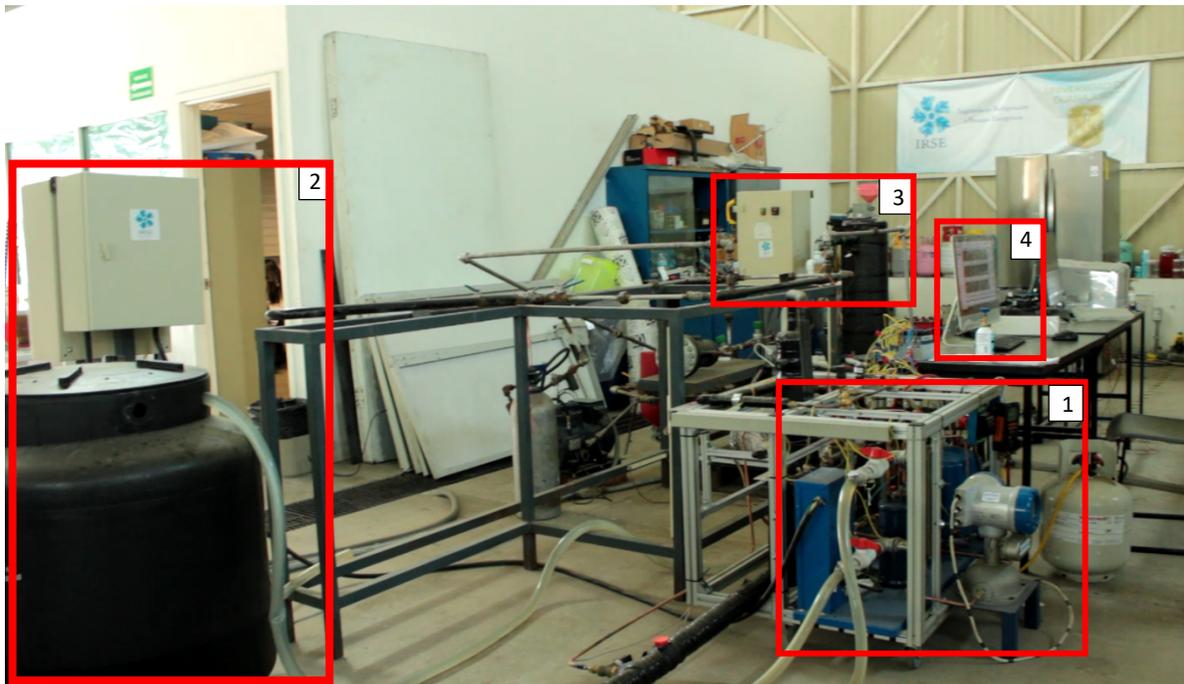
\*a 273 (K)

Se puede observar en la Tabla 1 que el R1234ze(E) representa una opción ambientalmente viable acorde a su ultra bajo valor de GWP en comparación con el R134a. Las propiedades en cuanto a densidad y calor específico son muy similares entre ambos. Los calores específicos también son muy parecidos, en general sus propiedades muy similares hacen que el R1234ze(E) sea considerado un reemplazo ideal del R134a.

### 3. Procedimiento experimental

#### 3.1. Banco experimental

Se realizaron pruebas utilizando el refrigerante R1234ze(E) dentro de la instalación designada para la realización de los ensayos; a continuación, en la Figura 1, se presenta el banco experimental utilizado para dichas pruebas.



**Figura 1: Banco experimental del grupo IRSE UG; 1) Sistema de compresión de vapor, 2) Circuito de disipación de carga térmica, 3) Circuito de simulación de carga térmica, 4) Sistema de adquisición de datos.**

La instalación trabaja bajo el principio de un ciclo simple de compresión de vapor. Para dichas consideraciones en el diseño, se incorporan dos instalaciones secundarias encargadas de simular y disipar una determinada carga térmica [5].

El circuito encargado de la simulación de carga térmica consta de un tanque de almacenamiento con una mezcla agua-glicol (70-30%) en volumen. Adentro del tanque se encuentra una resistencia eléctrica que a través de un termostato se logra manipular la temperatura de salida de la mezcla. Además, existe una bomba de velocidad variables que mediante un variador de frecuencia se manipula el caudal volumétrico.

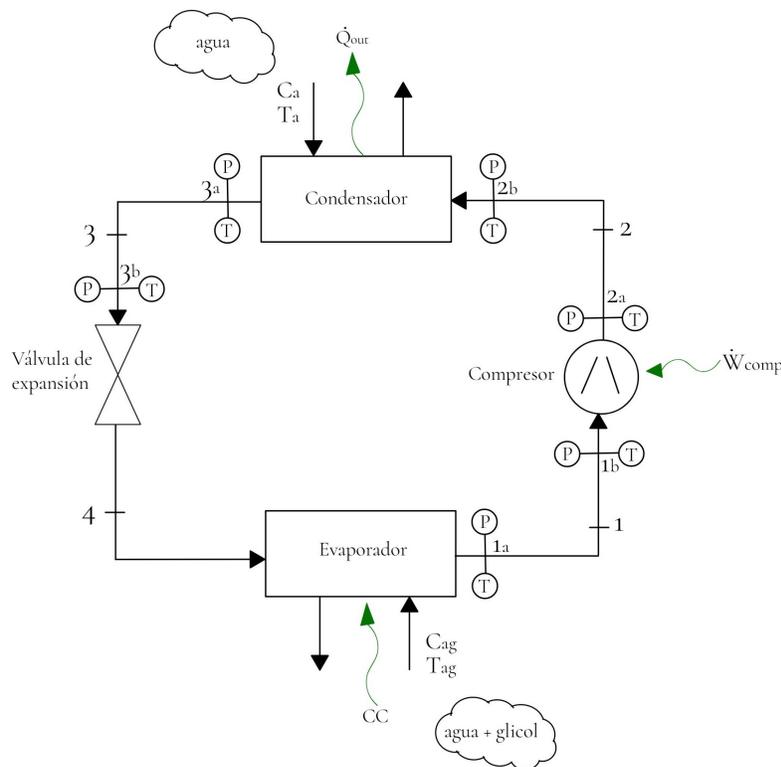
Por otro lado, el circuito de disipación está formado por un *chiller* con el cual se manipula la temperatura del agua, fluido secundario, y con una válvula tipo STAD se controla el caudal volumétrico. De esta manera, se controlan 4 parámetros que influyen en el comportamiento del ciclo de compresión de vapor.

### 3.1.1. Sistema de adquisición de datos

Con la finalidad de conocer y caracterizar de mejor manera el funcionamiento del banco experimental (sistema de refrigeración), el sistema se encuentra completamente instrumentado, para lo cual se usan termopares tipo K para medir la temperatura del refrigerante a la entrada y salida de cada componente principal del ciclo de compresión de vapor. También se tienen acoplado dos transductores de presión a la entrada y salida del compresor para conocer las presiones de trabajo del sistema, y a la entrada y salida de los demás componentes. Finalmente, se cuenta con un caudalímetro tipo Coriolis para medir el flujo másico de refrigerante que circula por el ciclo. La adquisición de datos se lleva a cabo cada 2 segundos.

### 3.2. Procedimiento de experimentación

En el transcurso de las pruebas se realizaron variaciones en los parámetros de la instalación; anteriormente mencionados. A continuación, se muestra un diagrama del ciclo simple de compresión de vapor con los componentes y las variables a considerar para los fines del presente trabajo.



**Figura 2: Esquema para el ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor.**

Las variables se definieron de la siguiente manera:

- Condensador: Temperatura del agua ( $T_a$ ), caudal volumétrico del agua ( $C_a$ ).
- Evaporador: Temperatura de la mezcla ( $T_{ag}$ ), caudal volumétrico de la mezcla ( $C_{ag}$ ), recordando que la mezcla está formada por agua-glicol. Una vez definidos los parámetros se realizaron diversas pruebas, siendo un total de veinte pruebas con las especificaciones de cada corrida que se muestran en la Tabla 2.

**Tabla 2. Variaciones realizadas para obtener los ensayos en condiciones estacionarias.**

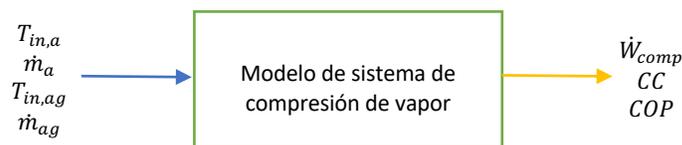
Grado de apertura de la válvula de expansión (%)	Temperatura del agua (°C)	Caudal del agua (grado de apertura)	Temperatura agua-glicol (°C)	Caudal agua-glicol (rpm)
45	15, 20, 30	15, 25, 35	13, 16, 19	1900, 2000, 2100
60	15, 30	15, 35	13, 19	1900, 2100

Cabe señalar que las temperaturas a la entrada y a la salida de cada componente son de gran importancia, ya que con ello se realizará el desarrollo de las correlaciones para parámetros de interés como la potencia del compresor,  $\dot{W}_{comp}$ , la capacidad de enfriamiento, CC, y el coeficiente de desempeño, COP. Para la obtención de los resultados a través del sistema de adquisición de datos, se dio lectura a los primeros cinco ciclos estables en cada prueba, después estos datos fueron extraídos para obtener su promedio y posterior a esto, los valores obtenidos se ingresaron al modelo matemático planteado en el programa EES.

## 4. Resultados

### 4.1. Desarrollo del modelo

En esta sección se plantea el análisis del ciclo compresión de vapor simple mediante la Figura 3, donde se observan los parámetros de entrada y los de salida. De éstos últimos, el interés de plantear las regresiones que representen el funcionamiento del sistema de refrigeración en función de los parámetros de entrada.



**Figura 3: Planteamiento del modelo empírico o caja negra.**

Mediante los datos experimentales de temperatura y presión obtenidos a distintas condiciones operativas (Tabla 2), se procede a calcular las propiedades termofísicas del refrigerante R1234ze(E) en cada uno de los estados que conforman al ciclo de refrigeración representado en la Figura 2 utilizando el software EES.

El trabajo del compresor,  $\dot{W}_{comp}$ , se define mediante la Ecuación (1),

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_{2a} - h_{1b}) \quad (1)$$

donde, las entalpías a la entrada y salida del compresor se obtienen a través de las siguientes ecuaciones:

$$h_{1b} = \text{Enthalpy}(R1234ze(E), T = T_{1b}, P = P_{1b}) \quad (2)$$

$$h_{2a} = \text{Enthalpy}(R1234ze(E), T = T_{2a}, P = P_{2a}) \quad (3)$$

A partir de un balance de energía en el condensador como se muestra en la Ecuación (4), fue necesario calcular el flujo másico del agua con la finalidad de corroborar con los valores experimentales que se

obtuvieron en cada prueba, de tal manera que, en el condensador se presenta un intercambio de energía entre el fluido secundario que es el agua y el fluido refrigerante, se obtiene la Ecuación (5),

$$\dot{m}_{ref}(h_{2b} - h_{3a}) = \dot{m}_a C_{p,a}(T_{out,a} - T_{in,a}) \quad (4)$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{ref}(h_{2b} - h_{3a})}{C_{p,a}(T_{out,a} - T_{in,a})} \quad (5)$$

y para calcular las entalpías de la Ecuación (5), se definen las siguientes ecuaciones:

$$h_{2b} = \text{Enthalpy}(R1234ze(E), T = T_{2b}, P = P_{2b}) \quad (6)$$

$$h_{3a} = \text{Enthalpy}(R1234ze(E), T = T_{3a}, P = P_{3a}) \quad (7)$$

Por otro lado, en la válvula de expansión se presenta un proceso isoentálpico y se puede definir como:

$$h_{3b} = h_4 \quad (8)$$

donde,

$$h_{3b} = \text{Enthalpy}(R1234ze(E), T = T_{3b}, P = P_{3b}) \quad (9)$$

La capacidad de enfriamiento en el evaporador,  $CC$ , se determina por la Ecuación (10),

$$CC = \dot{m}_{ref}(h_{1a} - h_4) \quad (10)$$

de tal manera que, la entalpía a la entrada del evaporador se obtiene por la Ecuación (8) y la entalpía a la salida se puede estimar por la siguiente ecuación:

$$h_{1a} = \text{Enthalpy}(R1234ze(E), T = T_{1a}, P = P_{1a}) \quad (11)$$

Del mismo modo, mediante un balance de energía en el evaporador como se muestra en la Ecuación (12), nos permite estimar el flujo másico de la mezcla agua-glicol, así mismo, para corroborar con los valores experimentales que se obtuvieron en cada prueba, obteniendo así la Ecuación (13):

$$CC = \dot{m}_{ag} C_{p,ag}(T_{out,ag} - T_{in,ag}) \quad (12)$$

$$\dot{m}_{ag} = \frac{CC}{C_{p,ag}(T_{out,ag} - T_{in,ag})} \quad (13)$$

El grado de sobrecalentamiento en este trabajo se llevó a cabo por dos grados de apertura de la válvula de expansión, los cuales fueron del 45 y 60%, por lo que, resulta útil obtener el sobrecalentamiento ( $SH$ ) en cada prueba que se hizo, ya que, se proporciona la temperatura y presión del refrigerante a la salida del evaporador, lo cual se puede estimar por la Ecuación (14) la temperatura de saturación evaluada a esa presión de salida del refrigerante:

$$T_{sat,1a} = T_{sat}(R1234ze(E), P = P_{1a}) \quad (14)$$

$$SH = T_{1a} - T_{sat,1a} \quad (15)$$

Finalmente, el coeficiente de desempeño del ciclo simple de compresión de vapor ( $COP$ ) se puede definir como la relación entre la capacidad de enfriamiento y el trabajo suministrado al compresor a través de la Ecuación (16):

$$COP = \frac{CC}{\dot{W}_{comp}} \quad (16)$$

#### 4.2. Valores obtenidos

En la Tabla 3 se muestran los valores experimentales de los parámetros de entrada como lo son:  $T_{in,a}$ ,  $T_{in,ag}$ ,  $\dot{m}_a$  y  $\dot{m}_{ag}$ , así como también los resultados obtenidos de los parámetros de salida como lo son:  $\dot{W}_{comp}$ ,  $CC$  y  $COP$  de los 20 ensayos que se realizaron. También fue determinante calcular el sobrecalentamiento ( $SH$ ).

**Tabla 3. Resultados obtenidos para el  $\dot{W}_{comp}$ ,  $CC$ , y  $COP$  del modelo matemático generado en el EES.**

	17	18	19	20	21	22	23	24
	$T_{in,agua}$ [°C]	$T_{in,aglicol}$	$\dot{m}_{agua}$ [kg/s]	$\dot{m}_{aglicol}$ [kg/s]	$CC$ [kJ/s]	$\dot{W}_{comp}$ [kJ/s]	$SH$ [°C]	$COP$
Run 1	16.39	19.44	0.2804	0.1461	2.481	0.7294	14.4	3.402
Run 2	24.48	23.95	0.3627	0.1648	2.86	0.8937	16.23	3.2
Run 3	29.5	17.77	0.3751	0.1515	2.478	0.8828	5.675	2.807
Run 4	22.39	18.71	0.3046	0.1461	2.581	0.8875	9.479	2.908
Run 5	21.27	25.79	0.393	0.1543	2.649	0.7422	18.72	3.569
Run 6	21.4	25.39	0.429	0.1489	2.642	0.81	17.6	3.262
Run 7	22.33	27.34	0.2992	0.1495	2.729	0.8398	18.12	3.25
Run 8	22.26	16.73	0.2888	0.1451	2.5	0.948	5.049	2.637
Run 9	22.19	19.51	0.284	0.1438	2.593	0.8868	10.58	2.924
Run 10	22.31	28.81	0.2958	0.1596	2.752	0.8707	19.37	3.161
Run 11	22.03	28.06	0.2693	0.163	2.468	0.79	20.11	3.124
Run 12	22.17	27.02	0.2782	0.1763	2.705	0.8719	17.88	3.103
Run 13	21.74	24.8	0.389	0.1664	3.239	0.986	11.06	3.284
Run 14	21.89	23.21	0.3795	0.1658	3.182	0.9752	8.754	3.263
Run 15	22.14	19.12	0.4086	0.1894	3.024	0.8987	5.943	3.364
Run 16	20.82	18.84	0.5402	0.1781	2.961	0.8813	6.907	3.36
Run 17	21.86	20.58	0.385	0.1846	3.084	0.9353	6.39	3.297
Run 18	21.96	19.96	0.375	0.1971	3.08	0.9215	5.533	3.342
Run 19	17.64	20.49	0.3168	0.1551	3.016	0.8836	6.997	3.414
Run 20	30.19	18.21	0.5516	0.2052	2.524	0.8297	4.727	3.042

#### 4.3. Ecuaciones de regresión.

A continuación, se muestran las ecuaciones obtenidas con el grado de correlación entre los parámetros de salida y los parámetros de entrada (experimentales) mostrados en la Tabla 3 y haciendo uso del EES.

- **Capacidad de enfriamiento ( $CC$ ):**

En la ecuación (17) se puede observar que depende de los 4 parámetros de entrada (parámetros de manipulación), lo cual se obtuvo un grado de correlación de  $R^2=77.98\%$ .

$$\begin{aligned}
 CC = & -1.07408776E + 01 + 9.98459118E - 02T_a - 2.61869114E - 03T_a^2 + 2.24855328E \\
 & - 01T_{ag} - 5.17055996E - 03T_{ag}^2 + 7.56994866E + 00m_a \\
 & - 9.13657065E + 00m_a^2 + 9.76018990E + 01m_{ag} - 2.66311803E \\
 & + 02m_{ag}^2
 \end{aligned} \tag{17}$$

- **Potencia de entrada ( $\dot{W}_{comp}$ ):**

Por otro lado, para el trabajo del compresor se obtuvo la Ecuación (18), también dependió de los 4 parámetros de entrada obteniendo un grado de correlación bajo de  $R^2=57.94\%$ . Este grado de correlación bajo se puede deber a que existen ciertas pérdidas en el compresor que no se tomaron en cuenta, además del propio error en la medición de los parámetros medidos.

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{comp} = & -3.21023638E + 00 + 9.99870273E - 02T_a - 1.98692037E - 03T_a^2 \\
 & + 2.06368523E - 02T_{ag} - 7.14387961E - 04T_{ag}^2 + 3.93737933E \\
 & - 01m_a - 7.84706208E - 01m_a^2 + 3.14809601E + 01m_{ag} \\
 & - 8.95026630E + 01m_{ag}^2
 \end{aligned} \tag{18}$$

- **Coefficiente de desempeño (COP):**

Finalmente, para el COP se obtuvo un mayor grado de correlación de  $R^2=89.34\%$ , lo que indica que el desempeño del sistema evaluado mediante un modelo empírico representa una aproximación adecuada usando el refrigerante R1234ze(E) para las condiciones evaluadas en este trabajo.

$$\begin{aligned}
 COP = & 3.57714775E + 00 - 2.57262909E - 01T_a + 4.34107464E - 03T_a^2 + 1.47623989E \\
 & - 01T_{ag} - 2.55541839E - 03T_{ag}^2 + 7.81595815E + 00m_a \\
 & - 8.24554693E + 00m_a^2 - 9.80737735E + 00m_{ag} + 3.97567074E \\
 & + 01m_{ag}^2
 \end{aligned} \tag{19}$$

## 5. Conclusiones

En este trabajo se utilizó un banco experimental de refrigeración basado en compresión de vapor trabajando con el refrigerante de bajo GWP R1234ze(E). Mediante una serie de ensayos se obtuvieron datos experimentales a distintas condiciones operativas para el desarrollo de un modelo empírico simple capaz de predecir el desempeño del sistema de refrigeración. Entre las conclusiones principales se pueden citar las siguientes:

- Al obtener valores superiores al 70% en el grado de correlación para el COP y el CC, podemos afirmar que las aproximaciones resultan favorables para la instalación bajo las condiciones operativas propuestas.
- El refrigerante tiene un comportamiento deseado al momento de realizar la comparación entre los valores obtenidos a través del modelo matemático y los valores obtenidos de forma empírica. El desempeño de la instalación está sujeto a posibles mejoras ya que el grado de apertura de la válvula de expansión resultó de gran influencia para el comportamiento de los componentes dentro de las experimentaciones.
- El modelado matemático de un sistema nos permite no comprometer la integridad de los equipos utilizados y poder realizar predicciones acerca del comportamiento de un refrigerante bajo ciertas condiciones. En caso de requerir la evaluación de futuros refrigerantes alternativos bajo los mismos principios de las experimentaciones antes mostradas, se puede deducir que los resultados serían confiables y están sujetos a un grado de mejora optimista en función de los parámetros físicos de la instalación.
- El refrigerante R1234ze(E) es una opción viable para emplear dichas condiciones operativas, ya que no se requiere un trabajo demandante para el compresor para obtener un COP deseable.

Una vez hecho el análisis se presentan las siguientes para mejorar la obtención de resultados:

- Realizar un DOE estructurado para declarar el número de variables que serán parte del experimento y establecer los intervalos usados para cada una. Además de establecer un número de tiradas proporcional para cada corrida y así minimizar el grado de incertidumbre que pueda existir en las correlaciones.
- Realizar una comparativa de desempeño bajo las mismas condiciones con otro refrigerante para sustentar aún mejor la decisión de cual presenta mejor desempeño durante las pruebas realizadas.

## Referencias

- [1] Rosete, E., Rosete, E., & Rosete, E. (2024, 10 mayo). Ciudad de México rompe el récord histórico de altas temperaturas registradas y alcanza los 34,3 grados. El País México. <https://elpais.com/mexico/2024-05-10/ciudad-de-mexico-rompe-el-record-historico-de-altas-temperaturas-registradas-y-alcanza-los-343-grados.html>

- [2] Méndez-Méndez, D., Pérez-García, V., & Morales-Fuentes, A. (2023). Experimental energy evaluation of R516A and R513A as replacement of R134a in refrigeration and air conditioning modes. *International Journal Of Refrigeration*, 154, 73-83. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.06.003>
- [3] Lee W.L., Chen Hua, Yik F.W.H. Modeling the performance characteristics of water-cooled air-conditioners. *Energy and Buildings* 4 (2008) 1456-1465.
- [4] Belman Flores, J. (2023). Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134A. validación experimental y aplicación para la simulación energética. [Tesis]. Universitat Jaume.
- [5] Méndez Méndez, D. M. M. (2019). Construcción y puesta en marcha de una instalación por compresión de vapor usando R1234ZE(E) [Tesis profesional para obtener el grado de maestro en ingeniería mecánica.]. Universidad de Guanajuato.