



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“ESTUDIO COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO
DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TRABAJANDO
CON R134a Y R1234yf PARA AUTOMOCIÓN”**

Trabajo de titulación

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES: EDWIN DAVID LÓPEZ LÓPEZ

EDWIN SANTIAGO VILLACÍS BENÍTEZ

Riobamba – Ecuador

2021



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“ESTUDIO COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO
DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TRABAJANDO
CON R134a Y R1234yf PARA AUTOMOCIÓN”**

Trabajo de Titulación

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES: EDWIN DAVID LÓPEZ LÓPEZ

EDWIN SANTIAGO VILLACÍS BENÍTEZ

DIRECTOR: Ph.D. FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO

Riobamba – Ecuador

2021

©2021, Edwin David López López; Edwin Santiago Villacís Benítez

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, EDWIN DAVID LÓPEZ LÓPEZ y EDWIN SANTIAGO VILLACÍS BENÍTEZ, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y los resultados son auténticos y originales. Los textos presentes en el documento que provienen de fuentes externas están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de la totalidad del contenido del presente trabajo de titulación; El patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, julio 16 de 2021



Edwin David López López

060405642-4



Edwin Santiago Villacís Benítez

180461325-3

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

El Tribunal del Trabajo de Titulación certifica que: El trabajo de titulación; tipo proyecto de investigación, **ESTUDIO COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TRABAJANDO CON R134a Y R1234yf PARA AUTOMOCIÓN**, realizado por los señores: **EDWIN DAVID LÓPEZ LÓPEZ** y **EDWIN SANTIAGO VILLACÍS BENÍTEZ**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del trabajo de titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación

FIRMA

FECHA

Ing. José Pérez Fiallos

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

JOSE FRANCISCO PEREZ FIALLOS
Firmado digitalmente por JOSE FRANCISCO PEREZ FIALLOS

2021-07-16

Ph.D. Fernando Mauricio Tello Oquendo
DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN

FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO
Firmado digitalmente por FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO
Nombre de reconocimiento (DN): cn=FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO, serialNumber=290721114124, ou=ENTIDAD DE CERTIFICACION DE INFORMACION, o=SECURITY DATA S.A. 2, c=EC
Fecha: 2021.09.06 17:29:43 -05'00'

2021-07-16

Ph.D. Carina Daniela Vásconez Núñez
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DANIELA CARINA VASCONEZ NUNEZ
Firmado digitalmente por DANIELA CARINA VASCONEZ NUNEZ
Nombre de reconocimiento (DN): cn=DANIELA CARINA VASCONEZ NUNEZ, serialNumber=300721141225, ou=ENTIDAD DE CERTIFICACION DE INFORMACION, o=SECURITY DATA S.A. 2, c=EC

2021-07-16

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación está dedicado a mis amados padres, Alonso López y Rebeca López, quienes han sido, son y serán mi mayor ejemplo de humildad y superación. Con su amor, enseñanzas, valores, sacrificio y apoyo incondicional, me permiten hoy ser la persona que soy y culminar esta hermosa carrera.

A mis queridos hermanos Kevin, Lenin, Marilyn y Anthony, que han llenado mi vida de alegría, amistad, compañía y apoyo, día a día me invade el orgullo de ser su hermano.

A mis abuelitos, tíos y primos, que cuando lo he necesitado, sin dudarlo me han brindado su apreciable ayuda.

A mis amigos, que me han permitido vivir tantas experiencias, entre alegrías y tristezas comprender el verdadero valor de la amistad.

Edwin David López López

Dedico el presente trabajo de titulación de todo corazón a mis padres Amira Benítez y Edwin Villacís, que han depositado en mi toda su confianza, y día a día me han demostrado su apoyo incondicional al ser grandes ejemplos de perseverancia. Todo su cariño, enseñanzas y consejos me han permitido llegar a una de mis metas en la vida y así terminar mis estudios universitarios.

A mi querida hermana María de los Ángeles, que siempre ha estado en las buenas y en las malas, y con sus locuras siempre me ha sacado más de una sonrisa y ha sido la razón de nunca rendirme en este camino.

A mi abuelo Miguel que siempre me ha brindado un consejo y pese a no estar cerca, ha sido el motor que siempre me impulsó a seguir en pie de lucha y no dejarme vencer por las adversidades.

A mi tío Sergio que a pesar de la distancia siempre me ha brindado toda su ayuda y colaboración y toda mi familia que se han hecho presente en los momentos que he requerido su ayuda y su apoyo.

A todos mis amigos y amigas, que durante este tiempo hemos compartido momentos inolvidables y me han demostrado el verdadero significado de amistad.

Edwin Santiago Villacís Benítez

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi familia por ser el soporte y motivación durante toda mi vida, por saber comprender mis decisiones y apoyarme sin condiciones.

El agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, a la Facultad de Mecánica, a la Escuela de Ingeniería Automotriz, a sus autoridades y personal. A los maestros que han brindado todo su conocimiento y guía, en especial a quienes lo han hecho con la vocación que requiere tan noble labor, entre ellos he conocido varios que han sido ejemplo y referentes de profesionalismo y valores humanos, por lo cual los recordaré siempre.

Finalmente, el sincero agradecimiento a los ingenieros Fernando Tello y Daniela Vásconez, por brindarme la oportunidad para desarrollar este trabajo de titulación, con su incondicional soporte y dirección, lo cual ha permitido además de cumplir los objetivos, adquirir conocimientos valiosos a futuro, lo cual personalmente me llena de orgullo y satisfacción.

Edwin David López López

Agradezco a Dios por la vida y la gran familia que me ha tocado que sin importar las circunstancias me han demostrado todo su apoyo y cariño.

Agradezco a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, a la Facultad de Mecánica, a la Escuela de Ingeniería Automotriz, a las autoridades y un agradecimiento especial a los docentes que han impartido sus conocimientos permitiendo que sus enseñanzas sean puestas en práctica y no solo en lo laboral si no también en la vida diaria, siendo un gran ejemplo para la sociedad a quienes siempre los recordaré.

Por último, un agradecimiento de corazón a los ingenieros Fernando Tello y Daniela Vásconez, por darme la oportunidad al desarrollar este trabajo de titulación, y ser un pilar fundamental al impartir sus conocimientos y ser guías para poder cumplir con los objetivos, además de ampliar mis conocimientos los cuales podré aplicarlos en un futuro, lo que me llena de mucha satisfacción.

Edwin Santiago Villacís Benítez

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xii
ÍNDICE DE ANEXOS	xiv
RESUMEN	xv
ABSTRACT.....	xvi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	7
1. MARCO TEÓRICO.....	7
1.1. Termodinámica.....	7
1.2. Transferencia de calor.....	7
1.3. Principio de la conservación de la energía	7
1.4. Aire Acondicionado	8
1.5. Refrigeración	8
1.6. Ciclo ideal de compresión de vapor.....	8
1.7. Ciclo real de compresión de vapor	9
1.8. Compresor.....	10
1.8.1. Tipos de compresores.....	11
1.8.1.1. Compresores dinámicos	11
1.8.1.2. Compresores de desplazamiento positivo	11
1.8.1.3. Compresores recíprocantes	11
1.8.1.4. Compresor rotativo de aletas	12
1.8.1.5. Compresor rotativo de tornillo.....	12
1.8.1.6. Compresor rotativo tipo scroll	13
1.9. Intercambiadores de Calor	14

1.9.1.	<i>Tipos de intercambiadores de calor</i>	14
1.9.1.1.	<i>Intercambiadores de calor de tubos concéntricos</i>	14
1.9.1.2.	<i>Intercambiadores de calor de flujo cruzado</i>	15
1.9.1.3.	<i>Intercambiador de calor de carcasa y tubos</i>	15
1.9.1.4.	<i>Intercambiador de calor de núcleo compacto</i>	16
1.9.1.5.	<i>Intercambiador de calor de placas soldadas</i>	16
1.9.1.6.	<i>Intercambiador de calor de microcanales</i>	17
1.9.2.	<i>Evaporador</i>	18
1.9.3.	<i>Condensador</i>	19
1.10.	<i>Válvula de expansión</i>	19
1.11.	<i>Refrigerantes</i>	20
1.11.1.	<i>Refrigerante R134a</i>	20
1.11.2.	<i>Refrigerante R1234yf</i>	21
1.12.	<i>Potencial de calentamiento global (GWP)</i>	22
1.13.	<i>Capacidad frigorífica</i>	23
1.14.	<i>COP</i>	23
1.15.	<i>Número de Reynolds (Re)</i>	23
1.15.1.	<i>Tipos de flujos</i>	23
1.15.1.1.	<i>Flujo laminar</i>	23
1.15.1.2.	<i>Flujo turbulento</i>	24
1.15.1.3.	<i>Flujo de transición</i>	24
1.16.	<i>Número de Nusselt (Nu)</i>	24
1.17.	<i>Número de Prandtl (Pr)</i>	25
CAPITULO II		26
2.	MARCO METODOLÓGICO	26
2.1.	Modelado termodinámico del sistema de A/C automotriz	28
2.1.1.	<i>Modelado de los intercambiadores de calor</i>	30
2.1.1.1.	<i>Modelado del condensador</i>	33

2.1.1.2.	<i>Modelado del evaporador.....</i>	45
2.1.2.	<i>Modelado del compresor.....</i>	51
2.2.	Estrategia para la validación del modelo del sistema A/C automotriz	55
2.3.	Simulación del funcionamiento del A/C automotriz	57
2.3.1.	<i>Estrategia de simulación</i>	57
2.3.2.	<i>Definición de condiciones de operación.....</i>	58
CAPÍTULO III.....		64
3.	MARCO DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS.....	64
3.1.	Resultados de la validación del modelo A/C automotriz.....	64
3.1.1.	<i>Revisión del comportamiento del ciclo y perfiles de temperatura.....</i>	64
3.1.2.	<i>Determinación de variables influyentes en la validación</i>	67
3.1.3.	<i>Evaluación de causas de los conflictos para la validación</i>	73
3.2.	Validación del modelo	77
3.3.	Evaluación del desempeño del sistema de A/C automotriz.....	80
3.3.1.	<i>Evaluación del sistema A/C, fijando el flujo de aire hacia el evaporador.....</i>	83
3.3.1.1.	<i>Comparación de la temperatura de descarga del compresor</i>	83
3.3.1.2.	<i>Comparación de las eficiencias del compresor</i>	84
3.3.1.3.	<i>Comparación de la capacidad frigorífica.....</i>	86
3.3.1.4.	<i>Comparación del consumo del compresor.....</i>	87
3.3.1.5.	<i>Comparación del COP</i>	88
3.4.	Evaluación del COP a lo largo de un día.	90
3.5.	COP al fijar velocidad de compresor y flujo hacia el condensador	91
3.6.	Optimización del funcionamiento del sistema A/C	92
3.7.	Análisis de un escenario futuro con el refrigerante R1234yf.....	96
CONCLUSIONES.....		98
RECOMENDACIONES.....		100
BIBLIOGRAFÍA		
ANEXOS		

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1: Propiedades fisicoquímicas del refrigerante R134a.	21
Tabla 2-1: Propiedades fisicoquímicas del refrigerante R1234yf.	21
Tabla 3-1: Propiedades físicas de los refrigerantes R1234yf y R134a.	22
Tabla 4-1: Números Prandtl para fluidos comunes.	25
Tabla 1-2: Características de los elementos del sistema A/C Ford Escort para R134a.	27
Tabla 2-2: Coeficientes para calcular el número de Nusselt.	35
Tabla 3-2: Datos experimentales de eficiencia volumétrica del compresor.	52
Tabla 4-2: Datos experimentales para la eficiencia isentrópica del compresor.	53
Tabla 5-2: Condiciones representativas de operación del sistema de A/C usadas para la validación.	55
Tabla 6-2: Resultados experimentales de las variables representativas del sistema A/C automotriz con R134a, usados para la validación.	56
Tabla 7-2: Temperaturas medidas a lo largo de un día en el habitáculo y ambiente en la ciudad de Ambato.	61
Tabla 8-2: Parámetros y condiciones de operación establecidos para la simulación.	62
Tabla 9-2: Tomas para las simulaciones con sus condiciones de operación.	63
Tabla 1-3: Resultados en condiciones medias de funcionamiento con R134a.	80
Tabla 2-3: Resultados en condiciones medias de operación con R1234yf.	82
Tabla 4-3: Resultados fijando SC a 13°C.	95

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1:	Ciclo ideal de compresión de vapor.....	9
Figura 2-1:	Ciclo real de compresión de vapor.	10
Figura 3-1:	Compresor automotriz.....	10
Figura 4-1:	Compresores dinámicos de flujo radial (a) y flujo axial (b).....	11
Figura 5-1:	Compresor reciprocante de un pistón.	12
Figura 6-1:	Compresor rotativo de aletas.	12
Figura 7-1:	Compresor de tornillo único.....	13
Figura 8-1:	Etapas de funcionamiento del compresor scroll.	13
Figura 9-1:	Intercambiadores de calor.....	14
Figura 10-1:	Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.....	14
Figura 11-1:	Intercambiador de calor de flujo cruzado.	15
Figura 12-1:	Intercambiador de calor de carcasa y tubos.	16
Figura 13-1:	Configuraciones del intercambiador de núcleo compacto.	16
Figura 14-1:	Intercambiador de placas soldadas.	17
Figura 16-1:	Evaporador automotriz.....	18
Figura 17-1:	Condensador automotriz.....	19
Figura 18-1:	Válvulas de expansión.....	20
Figura 19-1:	Tipos de flujo según el número de Reynolds.....	24
Figura 1-2:	Esquema general de un sistema de compresión de vapor.	26
Figura 2-2:	Diagrama P-h de un sistema de compresión de vapor.	27
Figura 3-2:	Esquema para el modelado termodinámico del sistema A/C automotriz.	29
Figura 4-2:	Variación de temperaturas en flujo paralelo y contraflujo.....	31
Figura 5-2:	Zonas de transferencia de calor en el condensador.....	33
Figura 6-2:	Esquema del intercambiador de calor de placas y aletas.....	34
Figura 7-2:	Zonas de transferencia de calor en el evaporador.	45

Figura 8-2: Diagrama del proceso aplicado para la validación del modelo del sistema A/C automotriz.	57
Figura 1-3: Representación gráfica del ciclo termodinámico del modelo sobre un diagrama P-H con R134a.	65
Figura 2-3: Perfil de temperaturas del condensador, elaborado con el modelo en EES.....	66
Figura 3-3: Perfil de temperaturas del evaporador, elaborado con el modelo en EES.....	66

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-2: Linealización de datos experimentales de eficiencia volumétrica del compresor.	52
Gráfico 2-2: Linealización de datos experimentales de la eficiencia isoentrópica del compresor.	54
Gráfica 3-2: Temperatura medida al interior del habitáculo a lo largo de un día en la ciudad de Ambato.	59
Gráfica 4-2: Temperatura medida del ambiente exterior al vehículo a lo largo de un día en la ciudad de Ambato.	60
Gráfico 1-3: Validación de COP, ajustando el área total de transferencia de calor.....	67
Gráfico 2-3: Validación de la capacidad frigorífica, ajustando el área total de transferencia de calor.	68
Gráfico 3-3: Validación de COP, ajustando el área frontal de los intercambiadores.	69
Gráfico 4-3: Validación de la capacidad frigorífica, ajustando el área frontal de los intercambiadores.	69
Gráfico 5-3: Validación del COP, fijando SH a 10 K y SC a 5 K.	70
Gráfico 6-3: Validación de la capacidad frigorífica, fijando SH a 10 K y SC a 5 K.....	71
Gráfico 7-3: Validación del COP, fijando SH a 5 K y SC a 10 K.	72
Gráfico 8-3: Validación de la capacidad frigorífica, fijando SH a 5 K y SC a 10 K.....	72
Gráfico 9-3: Comparación de las etapas de validación y la influencia de los ajustes en el COP.	73
Gráfica 10-3: Comparación de las etapas de validación con los ajustes y su influencia en la capacidad frigorífica.....	74
Gráfico 11-3: Curva de eficiencia isoentrópica que ajusta los puntos conflictivos de la validación.....	75
Gráfico 12-3: Curva de eficiencia volumétrica que ajusta los puntos conflictivos de la validación.....	76
Gráfico 13-3: Validación del COP con los resultados experimentales y del modelo matemático.	77

Gráfico 14-3: Validación de la capacidad frigorífica mediante los resultados experimentales y del modelo matemático.	78
Gráfico 15-3: Validación de variables complementarias del modelado.....	79
Gráfico 16-3: Comparación de las temperaturas de descarga de los refrigerantes R134a y R1234yf en las diferentes condiciones de operación.	84
Gráfico 17-3: Eficiencia volumétrica del compresor al trabajar con un flujo de aire al evaporador de $0.0826\text{m}^3/\text{s}$, en las tres condiciones de operación.	85
Gráfico 18-3: Eficiencias isoentrópica del compresor al trabajar con un flujo de aire al evaporador de $0.0826\text{m}^3/\text{s}$, en las tres condiciones de operación.	86
Gráfico 19-3: Comparación de la capacidad frigorífica y temperatura del habitáculo en las diferentes condiciones de operación.....	87
Gráfico 20-3: Consumo del compresor en las diferentes condiciones de operación.	88
Gráfico 22-3: Comportamiento del COP a diferentes condiciones.	89
Gráfico 21-3: COPs y temperatura del habitáculo a lo largo del día.	91
Gráfico 23-3: Influencia del flujo de aire en el evaporador sobre el COP.	92
Gráfico 24-3: Influencia del SC y SH en el COP.	94
Gráfico 25-3: Influencia del SH en el COP.....	94

ÍNDICE DE ANEXOS

- Anexo A:** Tablas del método e-NTU para intercambiadores de calor
- Anexo B:** Tablas de correlaciones de transferencia de calor
- Anexo C:** Modelo matemático del sistema de A/C automotriz (Formatted equations).
- Anexo D:** Ejemplo del diagrama P-H y perfiles de temperatura del modelo (Plots).
- Anexo E:** Tabla de resultados experimentales usados para la validación.
- Anexo F:** Temperaturas del ambiente y del habitáculo a lo largo del día en Ambato.
- Anexo G:** Tabulación de resultados y gráficas principales de comparación.

RESUMEN

En la presente investigación se desarrolló un estudio comparativo del desempeño de un sistema de A/C automotriz trabajando con R134a y R1234yf, mediante la revisión bibliográfica de estudios similares. Posteriormente, se implementó un modelo termodinámico capaz de simular el comportamiento real del sistema, para comparar su rendimiento energético trabajando con ambos refrigerantes. Los intercambiadores de calor se modelaron con el método e-NTU, considerando las fases del refrigerante dentro de los mismos, el condensador se divide en tres zonas y el evaporador en dos. El compresor se modeló utilizando curvas de eficiencia en función de las relaciones de presiones. Para validar el modelo se utilizaron datos experimentales de un sistema A/C automotriz real. Se realizaron simulaciones considerando variables de entrada, que permiten el estudio del sistema de una manera global y real en condiciones locales de funcionamiento. Los resultados muestran que la velocidad de giro del compresor, el flujo de aire hacia el condensador, y las temperaturas del habitáculo y ambiente influyen en el desempeño del sistema. Se concluye que, el presente trabajo reproduce el sistema A/C automotriz de una manera global considerando las temperaturas del aire a los alrededores de los intercambiadores. Manteniendo un flujo intermedio constante de aire hacia el evaporador, se tiene con el R1234yf una temperatura de descarga de 13K menor a la obtenida con el R134a en ralentí (flujo de aire al condensador de $0.3778 \text{ m}^3/\text{s}$, velocidad del compresor de 950rpm y un flujo de aire al evaporador de $0.0472 \text{ m}^3/\text{s}$), también se observa un COP para R1234yf de 3.30% menor al R134a, esta diferencia se incrementa hasta un 5.24% en condiciones de carretera (flujo de aire al condensador de $0.59 \text{ m}^3/\text{s}$, una velocidad del compresor de 3000rpm y un flujo de aire al evaporador de $0.118 \text{ m}^3/\text{s}$).

Palabras clave: <AIRE ACONDICIONADO> <REFRIGERANTE> <POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL> <CAPACIDAD FRIGORÍFICA> <CONSUMO ENERGÉTICO>.



Firmado electrónicamente por:
**HOLGER GERMAN
RAMOS UVIDIA**

1569-DBRA-UPT-2021

2021-08-17

Abstract

This research deals with the comparative study of the performance of the automotive air conditioning system among R134a y R1234yf, through the bibliographic review of similar studies. Subsequently, a thermodynamic model was implemented; to simulate the real performance of the system and compare its energy performance working with both refrigerants. The heat exchangers were modeled with the e-NTU method, considering the phases of the refrigerant within them, the condenser is divided into three zones and the evaporator in two. The compressor was modeled using efficiency curves as a function of the pressure relationships. To validate the model, experimental data from a system were used real automotive A/C. Simulations were carried out considering input variables, which allow the study of the system in a global and real way under local operating conditions. The results show that the rotational speed of the compressor, the airflow to the condenser, and cabin and ambient temperatures influence system performance. It concludes that the present work reproduces the automotive A/C system in a global way considering the air temperatures around the exchangers. Keeping a flow constant intermediate air towards the evaporator, with R1234yf a temperature of 13K discharge less than that obtained with R134a at idle (airflow to the condenser 0.3778 m³ / s, compressor speed of 950rpm and airflow to the evaporator of 0.0472 m³ / s). There is also a COP for R1234yf of 3.30% lower than R134a, this difference is increases up to 5.24% under road conditions (airflow to condenser 0.59 m³ / s, a compressor speed of 3000rpm and an airflow to the evaporator of 0.118 m³ / s).

Keywords: <AIR CONDITIONING> <REFRIGERANT> <GLOBAL WARMING POTENTIAL>
<REFRIGERATING CAPACITY> <CONSUMPTION ENERGY>.



Firmado electrónicamente por:
PATRICIA PILAR
MOYOTA AMAGUAYA

INTRODUCCIÓN

Antecedentes

A nivel mundial se han realizado estudios de refrigerantes potencialmente aplicables a la industria automotriz, en sustitución al R134a. Como publicaciones relevantes se puede mencionar: “*Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigación*” (Reasor, et al., 2010, p.1), donde se consideró que los refrigerantes con bajo GWP ganan importancia y es pertinente estudiar los potenciales sustitutos al R134a, entre los cuales se consid era al R1234yf y al R410A, y se orienta la investigación a comparar las propiedades termo-físicas de los tres refrigerantes. Se concluyó que el R1234yf y el R134a tienen resultados similares en temperatura de descarga de refrigerante, pero una variación en la caída de presión y un incremento de consumo con el R1234yf de 4.26% mayor con respecto a los otros refrigerantes. Además, se mencionó que pueden requerir cambios de diseño en los intercambiadores.

Una comparación de desempeño entre el R1234yf y R134a sobre un banco de pruebas para bombas de calor automotrices, bajo condiciones de operación de un sistema de aire acondicionado automotriz, equipado con un compresor de tipo abierto; se desarrolla en “*A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications*” (Lee & Jung, 2011, p.242) y sus resultados expresan que en un proceso de reemplazo directo (drop-in), bajo condiciones de invierno y verano existe un decremento del COP con R1234yf entre 2.7% y 4.0% con respecto a los resultados obtenidos con R134a.

En el estudio “*Revisión del refrigerante R1234yf como alternativa de bajo GWP en refrigeración y climatización*”(Mota Babiloni, et al., 2012, p.836) se revisan estudios realizados para determinar las ventajas y desventajas de la utilización del R1234yf, considerando varios factores de importancia como efectos al medio ambiente en caso de fugas y características fundamentales de seguridad tales como inflamabilidad y toxicidad; luego se comparan las propiedades termo-físicas del refrigerante R1234yf y R134a. Finalmente, se concluye que aunque no presenta problemas significativos el reemplazo directo de refrigerante en sistemas que trabajan con R134a, se obtiene peores resultados de rendimiento y recomienda plantear mejoras al ciclo de compresión de vapor o utilizar mezclas que permitan un mejor rendimiento del R1234yf.

Un análisis experimental y comparativo entre el R1234yf y el R134a se realiza en “*Experimental anlysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system*” (Navarro Esbrí, et al., 2012, p.870) donde se elabora el estudio de un sistema de A/C con un ciclo de compresión de vapor, enfocándose en la comparación del rendimiento energético del R1234yf con el R134a. Se llevaron a cabo pruebas experimentales, variando la temperatura de condensación, la temperatura de evaporación, el grado de sobrecalentamiento, la velocidad de compresor. Se consideró la implementación de un intercambiador de calor interno y se tomó como base de

referencia al R134a. En un intervalo de variación de temperatura de evaporación entre 265.5 y 280.5 K y temperatura de condensación entre 313 y 333 K. Los resultados mostraron que, utilizando el R1234yf, la capacidad frigorífica del sistema desciende en un 9% aproximadamente, el COP es aproximadamente 19% menor y estas diferencias se reducen usando el intercambiador de calor interno.

En el trabajo “*Comparative experimental study of an open piston compressor working with R1234yf, R134a and R290*” (Navarro, et al., 2012, p.772), se compara el desempeño de un compresor abierto de pistones trabajando con R134a, R290 y R1234yf. Los resultados muestran que, con el R1234yf, se incrementan las eficiencias en comparación con las del R134a para relaciones de presión superiores a 8 y la temperatura de descarga es aproximadamente 10 K menor que la temperatura de descarga con el R134a y el R290.

En el trabajo “*Simulación energética de un aire acondicionado automotriz trabajando con refrigerantes R-1234yf y R-134a*” (Belman Flores, et al., 2013, p.1) se desarrolló un modelo físico para el análisis energético de un sistema de aire acondicionado automotriz trabajando con refrigerantes R134a y R1234yf. Se realizaron simulaciones considerando cinco parámetros de entrada que influyen en el comportamiento del sistema de aire acondicionado como son el régimen de giro del compresor, los flujos máscicos y las temperaturas del aire que circulan por el evaporador y el condensador. Los resultados muestran la máxima diferencia de desempeño del sistema funcionando con el refrigerante R1234yf, con prestaciones energéticas (COP) hasta un 10.9% inferiores a las obtenidas con el R134a, con una velocidad del compresor entre 1700 y 5000 rpm y un flujo máscico de aire hacia el condensador entre 0.3 y 0.6 kg/s.

El estudio “*Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a*” (Moles Ribera, 2014, p.43) muestra un análisis de datos experimentales de un sistema de compresión de vapor para determinar la influencia de un intercambiador intermedio en el desempeño del sistema, trabajando con R134a y el R1234yf. El estudio concluye que el intercambiador intermedio provoca un incremento en la potencia frigorífica y el COP. Las disminuciones en potencia frigorífica y COP causadas por el uso del R1234yf y el intercambiador reduce los decrementos del COP y capacidad frigorífica, entre un 2% y 6% hasta casi compensarlas.

Una simulación de un sistema de aire acondicionado automotriz con características de intercambiadores reales y un compresor de placa oscilante es llevada a cabo en “*A comparative study on the performance of HFO-1234yf and HFC-R134a as an alternative in automotive air conditioning systems*” (Daviran, et al., 2016, p.1091), donde variando la velocidad del compresor desde 1800 a 3000 rpm, obtiene entre otros resultados que el COP desciende en función del régimen de

giro del compresor, y al comparar entre los refrigerantes se observó que el COP con R1234yf es menor entre 1.3% y 5.0%, con respecto a lo obtenido con el R134a.

En el Ecuador no se han elaborado investigaciones similares, sin embargo se han encontrado estudios referentes a sistemas de aire acondicionado automotriz, como “*Estudio del aire acondicionado en el consumo de combustible, potencia del motor y confort térmico en la cabina de un vehículo liviano*” (Acosta Corral & Tello Flores, 2016, p.73-74), en el que se considera la incidencia del sistema de aire acondicionado, en el consumo de combustible en un vehículo con un ciclo de conducción definido. En el estudio se evaluó el consumo de combustible y potencia del sistema de aire acondicionado sin considerar otras variables que pueden influir en el consumo como presión de neumáticos o peso neto del vehículo.

En el trabajo “*Evaluación del sistema del sistema R134a, utilizando un compresor de A/C automotriz tipo 1234yf*” (Saltos Altamirano, 2020, p.13), se evaluó el comportamiento del sistema de A/C sustituyendo el compresor Tahoe R134a por uno Tahoe R1234yf y se compararon los resultados. Este estudio tiene un enfoque en la influencia del compresor, mas no del cambio de refrigerante, es decir solo se ha evaluado con R134a.

En la bibliografía revisada se ha observado muy pocos estudios que consideren globalmente el sistema de A/C automotriz, es decir, incluyendo las características reales de los intercambiadores de calor aplicados en la industria automotriz y las temperaturas del aire como variables de entrada para su evaluación. La mayoría de los estudios se enfocan más al estudio experimental en bancos de prueba, a menudo con intercambiadores para uso doméstico o industrial y fijando temperaturas de evaporación y condensación, los cuales permiten evaluar el rendimiento del sistema, pero no logran predecir realmente el comportamiento real de las condiciones externas al ciclo termodinámico, además, no se han encontrado estudios sistemáticos del funcionamiento del sistema A/C trabajando con los dos refrigerantes. En el país no se han encontrado estudios del comportamiento de un sistema A/C automotriz al cambiar el refrigerante R134a por R1234yf, y mucho menos bajo condiciones de operación (condiciones climáticas) propias del Ecuador.

Planteamiento del problema

La comisión europea determina que el transporte terrestre (vehículos de carretera) es el responsable de aproximadamente el 72.8% de las emisiones que contribuyen al efecto invernadero por parte del sector del transporte. (European Commission, 2016, p.14)

En el Ecuador el inventario de gases de efecto invernadero responsabiliza al sector del transporte de un 45% de estos gases nocivos. (Ministerio del Ambiente del Ecuador, 2016, p.15)

Se puede analizar varios sistemas automotrices importantes con respecto a las emisiones, uno de ellos es el sistema HVAC, que es determinante pues obtiene energía mecánica del motor de combustión interna y además trabaja con fluidos refrigerantes que pueden ser nocivos si se expulsan a la atmósfera.

Para determinar la nocividad de los gases se tiene indicadores que la cuantifican, como el GWP (Global warming potential) y el ODP (Ozone depletion potential), anteriormente en estos sistemas se usaba el R12 que tenía un ODP de 0,95 y GWP de 8500, lo cual es demasiado alto, que fue discontinuada su aplicación, a su reemplazo llegó el R134a.

La normativa europea Fgas considera prohibidos los refrigerantes con GWP mayores a 2500 a partir del año 2020 y desde el año 2025 se prohíben los refrigerantes con un GWP igual o mayor a 750. (Amabat, 2021)

El refrigerante vigente en el parque automotor del país es el R134a, debido a su buen desempeño en los sistemas de aire acondicionado automotriz y un ODP de cero, pero su principal desventaja es su impacto negativo al ambiente, ya que presenta un potencial de calentamiento global (GWP) de 1430, y el principal sustituto es el R1234yf, que reduce el GWP a 4. En el país se presenta la necesidad de estudiar las prestaciones de refrigerantes alternativos, puesto que se aproxima la inminente discontinuación del R134a en el sector automotriz. Esto ya es una realidad en otros países que han desarrollado normativas referentes al uso de refrigerantes. Sin embargo, el Ecuador no cuenta con las normativas de uso de refrigerantes, consecuentemente, es oportuno estudiar el comportamiento de los sistemas de aire acondicionado con las sustancias alternativas al R134a, en este caso el R1234yf ya que es el principal sustituto a nivel mundial. En la escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH, se ha reformado la estructura curricular incrementando el interés de estudio de la eficiencia energética de los sistemas de aire acondicionado, centrando el foco en los nuevos refrigerantes que tienen propiedades menos nocivas en cuanto a la polución ambiental y generar aportes desde el campo de la ingeniería automotriz.

Justificación

El refrigerante R134a es un hidrofluorocarburo (HFC), el cual fue implementado en reemplazo del refrigerante R12, ya que su potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP) es de cero, gracias a su composición libre de cloro, su baja inflamabilidad y toxicidad. Este refrigerante es ampliamente utilizado en sistemas de refrigeración ya sea de uso doméstico, industrial, comercial o transporte y los sistemas de aire acondicionado automotriz no son la excepción, ya que es el refrigerante aplicado en una gran mayoría del parque automotor. Sin embargo, en la actualidad la problemática mundial del calentamiento global es motivo de normativas más estrictas con estas sustancias refrigerantes, tomando en cuenta su GWP que considera el potencial que tiene una sustancia de contribuir al calentamiento global. En este contexto, el R134a es un refrigerante fluorado que tiene un GWP de 1430. Por esta razón es necesario considerar la utilización de refrigerantes alternativos de menor GWP. Una de las alternativas es el refrigerante R1234yf, que es una hidrofluoroolefina (HFO), que tiene un GWP de 4 y propiedades termo-físicas que le permitirían el reemplazo sin cambios significativos en los sistemas de aire acondicionado (A/C) automotriz.

Para el continuo desarrollo tecnológico e investigativo en el sistema de aire acondicionado automotriz se estudiará el comportamiento del refrigerante R1234yf en comparación con el actual R134a. Este estudio se ha realizado en varios países, sin embargo, en el país no se ha podido desarrollar de la mejor manera debido a las atrasadas normativas ambientales con respecto a refrigerantes destinados a estos sistemas. Por ello, se propone el estudio comparativo entre estos refrigerantes en un mismo sistema de aire acondicionado para conocer las diferencias de rendimiento energético.

Analizar el rendimiento del refrigerante R1234yf tomando como referencia el R134a, nos permitirá determinar si el proceso de reemplazo de refrigerante o drop-in es factible, o se necesitaría adecuaciones en el ciclo de compresión de vapor. Por lo tanto, el estudio permitirá determinar los componentes críticos del sistema. Conscientes de las diferencias en las propiedades de estos refrigerantes, se procederá a las diferencias en el desempeño del sistema A/C.

Como aporte al sector productivo, el estudio ofrece herramientas de conocimiento a futuro, ya que el cambio de refrigerante es inevitable y es pertinente conocer el comportamiento del R1234yf en comparación al R134a.

Objetivos

Objetivo general

Realizar una comparación del rendimiento energético de un sistema de aire acondicionado automotriz, trabajando con R-134a y R-1234yf, para establecer las diferencias en las prestaciones del sistema de aire acondicionado.

Objetivos específicos

- Realizar una revisión bibliográfica sobre comparación de prestaciones entre el R134a y el R1234yf.
- Implementar un modelo termodinámico del sistema de aire acondicionado automotriz, que permita simular su comportamiento.
- Simular el funcionamiento del sistema de aire acondicionado en varias condiciones de operación, para evaluar la capacidad frigorífica, el consumo energético, y el COP del sistema de aire acondicionado con los dos refrigerantes.
- Comparar los resultados obtenidos con los dos refrigerantes y proponer medidas para optimizar el funcionamiento del sistema.

CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se exponen los conocimientos básicos que se incluyen conceptos primordiales de termodinámica, conceptos relevantes de transferencia de calor, los cuales ayudarán a la comprensión del trabajo de investigación.

1.1. Termodinámica

La termodinámica es una ciencia que se encarga del estudio de la energía y sus transformaciones. El término *termodinámica* se deriva de las palabras griegas *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza), lo cual corresponde a los procesos para convertir el calor en energía. (Cengel & Boles, 2012, p.2).

1.2. Transferencia de calor

La termodinámica trata la transferencia de calor como la cantidad de energía que se transporta de un sistema que pasa por un proceso de estado de equilibrio a otro, sin importar el tiempo del proceso, mientras que la transferencia de calor se interesa por la razón o la rapidez de la transferencia. Existen tres medios básicos de transferencia de calor, entre los que tenemos; *conducción*, la cual traslada la energía de partículas más energéticas hacia las próximas menos energéticas por medio de interacción entre ellas; *convección*, en la que interactúa una superficie sólida y líquido o gas que están cercanos en movimiento, lo que comprende una combinación de la conducción y el movimiento del fluido y *radiación*, que es la energía difundida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (Cengel, 2007, p.1).

Para el presente estudio se ha enfocado en la transferencia de calor por medio de convección ya que el refrigerante del sistema está en constante movimiento ya sea en estado líquido o en estado gaseoso. La convección se puede clasificar en convección natural y forzada, principalmente esto depende de la manera en que comienza el movimiento del fluido. *La convección forzada* se da cuando se exige al fluido que transite sobre una superficie o en tubos por medios externos, esto puede ser por una bomba o un ventilador. *La convección natural* se da por cualquier movimiento del fluido en que sea por medios naturales. La convección también se clasifica como *externa* o *interna*, lo que depende es de la manera en que se obliga al fluido a circular sobre una superficie o un tubo (Cengel, 2007, p.26).

1.3. Principio de la conservación de la energía

El principio de conservación de energía es también conocido como la primera ley de la termodinámica, la cual expresa que, durante la interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra, pero su cantidad total permanece constante. En resumen, la energía no se puede crear ni se destruir (Cengel & Boles, 2012, p.2).

1.4. Aire Acondicionado

Desde hace milenios se ha considerado un enfoque en el confort de las personas ya sea calentando, enfriando, y ventilando los espacios que se requieran. En la década de 1880 los sistemas de refrigeración se consideraron con fines industriales. Las principales aplicaciones fueron congelar carnes para transporte y hacer hielo. Sin embargo, a principios del siguiente siglo nació la iniciativa de mantener frescas las edificaciones, este enfriamiento con fines de confort se ha considerado aire acondicionado. La industria de la refrigeración se ha desarrollado tanto que ahora se considera el término HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado) y ha cambiado gradualmente hasta considerar el control total de: temperatura, humedad del aire, suministro de aire exterior, filtración de partículas suspendidas, movimiento del aire en el espacio ocupado, etc. (McDowall, 2007, p.2-3).

1.5. Refrigeración

Refrigerar es extraer el calor de un elemento o espacio, el cual se desea mantener a una temperatura menor a la del entorno, por tanto, es necesario poner en contacto al elemento directa o indirectamente con otro que tenga una temperatura inferior. (Hernández Goribar, 2009, p.227).

1.6. Ciclo ideal de compresión de vapor

Es el ciclo de mayor aplicación en sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. Consta de cuatro procesos termodinámicos:

- 1-2 Compresión isentrópica
- 2-3 Evacuación de calor a presión constante
- 3-4 Caída de presión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante

El ciclo ideal de compresión de vapor se muestra en la Figura 1-1. El ciclo inicia en el estado 1, donde se admite refrigerante en un compresor como vapor saturado y se comprime isentropicamente hasta la presión de un condensador (estado 2), en este proceso de compresión el refrigerante eleva su temperatura hasta superar la del entorno o medio circundante. A continuación, el refrigerante que se encuentra en forma de vapor sobrecalentado (estado 2) entra a un condensador para modificar su fase y así evacuar como líquido saturado (estado 3), como resultado del cambio de fase existe un rechazo de calor desde el refrigerante hacia el entorno por medio del condensador. El refrigerante líquido saturado (estado 3) se estrangula hasta igualar la presión del evaporador (estado 4), esto mediante una válvula de expansión o un tubo capilar, obteniendo refrigerante bifásico (vapor húmedo de baja calidad), este proceso de expansión causa un descenso de la temperatura del refrigerante hasta llegar a una temperatura menor a la del

espacio refrigerado, el refrigerante bifásico (estado 4) ingresa al evaporador y completa su evaporación causando una absorción de calor, a la salida del evaporador se tiene vapor saturado (estado 1), y vuelve a ingresar al compresor para repetir el ciclo. (Cengel & Boles, 2012, p.619).

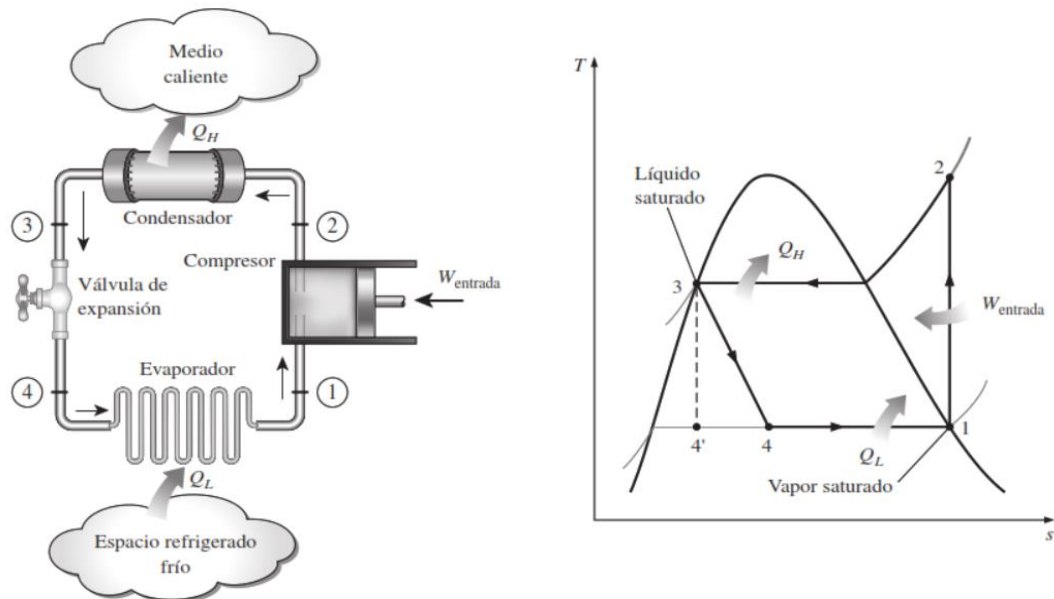


Figura 1-1: Ciclo ideal de compresión de vapor.

Fuente: Cengel & Boles, 2012, pág. 619.

1.7. Ciclo real de compresión de vapor

En comparación con un ciclo ideal de compresión de vapor, un ciclo real tiene diferencias notables debido a las irreversibilidades propias de varios componentes. Las dos fuentes comunes de irreversibilidad son la transferencia de calor hacia o desde los alrededores y la fricción del fluido refrigerante, por lo que se tiene caídas de presión. En el ciclo ideal se considera que ingresa al compresor vapor saturado, pero en la realidad no es posible controlar el estado del refrigerante con tal precisión, por tanto, se diseñan los sistemas de tal manera que el refrigerante se sobrecalienta ligeramente para asegurar la completa evaporación del mismo. En el ciclo real generalmente las líneas que conectan los componentes son muy largas y es previsible que se tengan caídas de presión a causa de la fricción del fluido. Además, la transferencia de calor desde el refrigerante hacia el entorno o viceversa pueden ser muy significativas lo cual puede acarrear un mayor consumo de potencia en el compresor. El proceso de compresión en teoría es isentrópico pero debido a la fricción de los elementos del compresor, este proceso no es totalmente isentrópico, es decir, la entropía tiende a aumentar. Los procesos que en el ciclo ideal son isobáricos, en los intercambiadores es inevitable que se generen ciertas caídas de presión como en todas las líneas de conductos (Cengel & Boles, 2012, p.622). El esquema de un ciclo de compresión de vapor real y el diagrama temperatura-entropía se muestran en la Figura 2-1.

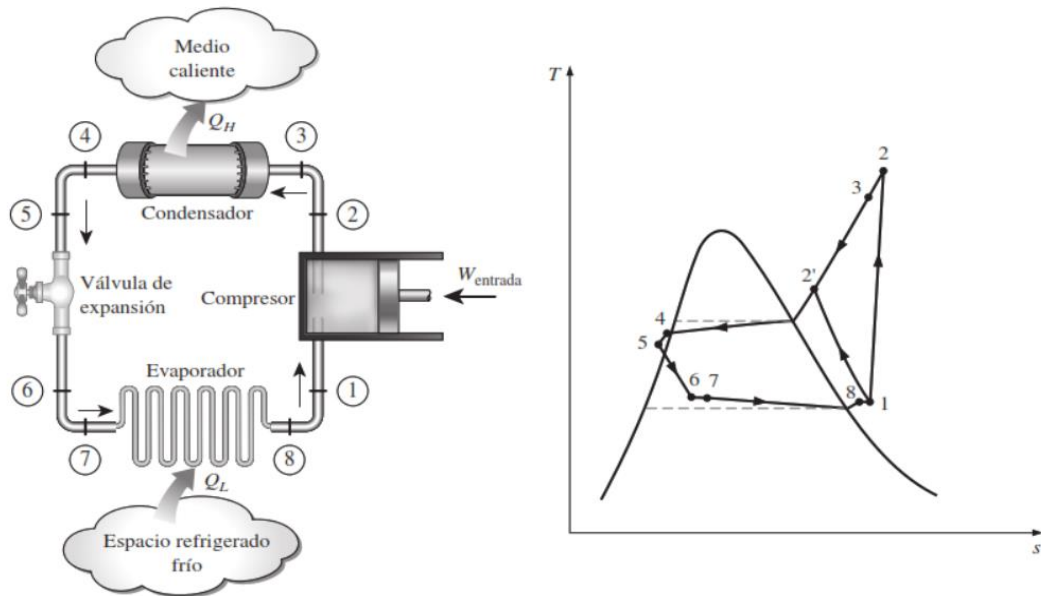


Figura 2-1: Ciclo real de compresión de vapor.

Fuente: Cengel & Boles, 2012, pág. 622.

1.8. Compresor

Un compresor es una máquina térmica cuya finalidad es incrementar la presión de un fluido, generalmente gases, ya que por su naturaleza son fluidos compresibles. El principio básico de funcionamiento de los compresores es reducir el volumen de control y por tanto elevar presión y temperatura del fluido (Widman & Linares, 2008). Un ejemplo de compresor utilizado en la industria automotriz se muestra en la Figura 3-1.



Figura 3-1: Compresor automotriz.

Fuente: Denso, 2018, pág. 7.

1.8.1. Tipos de compresores

1.8.1.1. Compresores dinámicos

La muestra más simple de un compresor de este tipo es un ventilador, el cual es usado para aumentar la velocidad del aire. Son aplicados cuando se requiere mucho volumen a baja presión. Además, poseen pocos elementos en movimiento, disminuyendo las pérdidas energéticas por fricción o calentamiento. Se pueden clasificar en flujo radial o centrífugo (Figura 4-1 a) y flujo axial (Figura 4-1 b) (Widman & Linares, 2008).

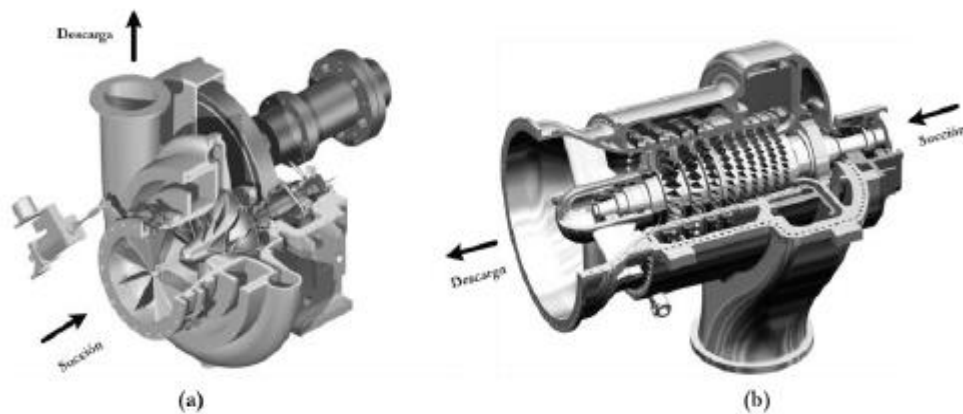


Figura 4-1: Compresores dinámicos de flujo radial (a) y flujo axial (b).

Fuente: Cajas F., Torres C., 2018, pág. 51.

1.8.1.2. Compresores de desplazamiento positivo

Las dimensiones son fijas y se aplica el principio de reducción de volumen, de similar funcionamiento a un inflador de bicicleta. Normalmente son aplicados para altas presiones o poco volumen (Widman & Linares, 2008).

Los compresores de desplazamiento positivo están catalogados en dos grupos: reciprocantes y rotativos.

1.8.1.3. Compresores reciprocantes

El elemento principal de compresión es un pistón que tiene un movimiento alternativo en el interior de un cilindro con el fin de reducir el volumen del gas a comprimir. Entre estos se puede mencionar varios grupos según sus características como: compresor de pistón libre, tipo laberinto y de diafragma (Arroyo, 2013). Se presenta un compresor de tipo pistón en la Figura 5-1.

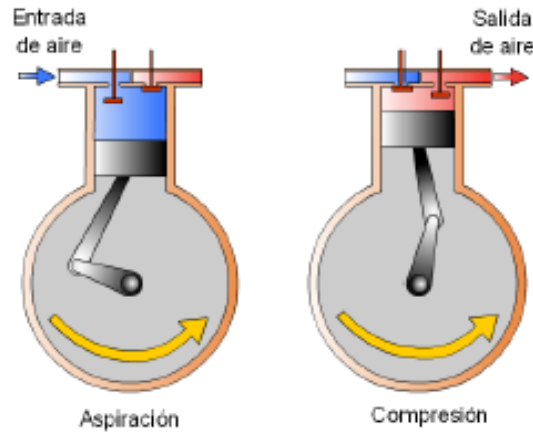


Figura 5-1: Compresor recíprocante de un pistón.

Fuente: Bueno A. sf, pág. 8.

1.8.1.4. Compresor rotativo de aletas

Este tipo de compresor posee un eje del motor excéntrico con respecto al eje del estator y concéntrico con respecto al eje del rotor, se presenta un ejemplo de este compresor en la Figura 6-1. Por efectos de fuerza centrífuga, las palas aprietan y ajustan sus extremos deslizantes en el interior del estator. El volumen decrece por efectos de la excentricidad de los ejes (Fernández Díez, 2019, p.28).

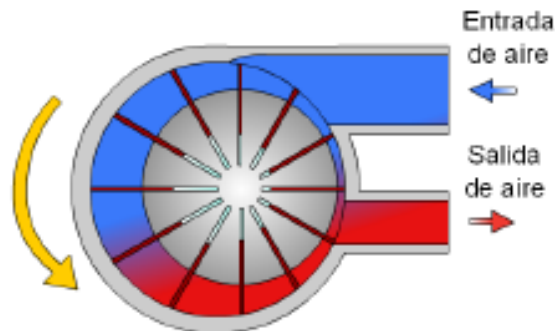


Figura 6-1: Compresor rotativo de aletas.

Fuente: Bueno A., sf, pág. 9.

1.8.1.5. Compresor rotativo de tornillo

También son llamados helicoidales simples o dobles según el número de rotores o tornillos. El rotor se encuentra en el interior de una camisa cilíndrica y tiene a todas sus cámaras comunicadas con la cavidad de admisión en sus extremos, según engranan las cámaras con los dientes de las ruedas dentadas se produce la aspiración del fluido, al seguir rotando las cámaras se aíslan mediante el engrane de otro diente de la rueda, reduciendo progresivamente el volumen. Un ejemplo de compresor de tornillo simple se muestra en la Figura 7-1 (Fernández Díez, 2019, p.19).

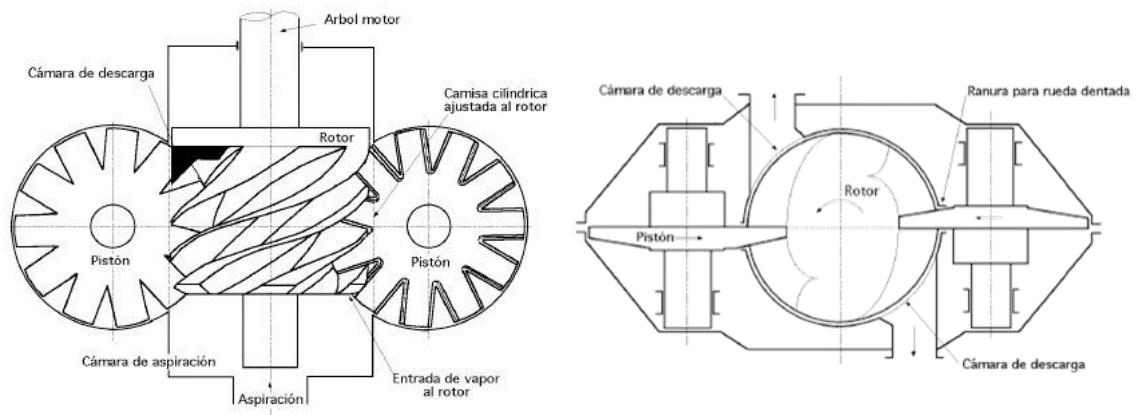


Figura 7-1: Compresor de tornillo único.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Fernández P, 2019, pág. 21.

1.8.1.6. Compresor rotativo tipo scroll

Este diseño de compresor fue conocido en 1905, sin embargo, este requiere de una fabricación muy precisa con tolerancias muy estrechas, por tanto, con las actuales técnicas de mecanización por control numérico han hecho una realidad su fabricación y confiabilidad. Consta de dos espirales, una móvil anexada al rotor y una fija anexada al estator. Mientras exista rotación el volumen se irá reduciendo progresivamente (Fernández Díez, 2019, p.31). Un modelo de las etapas de funcionamiento de un compresor scroll se presenta en la Figura 8-1.

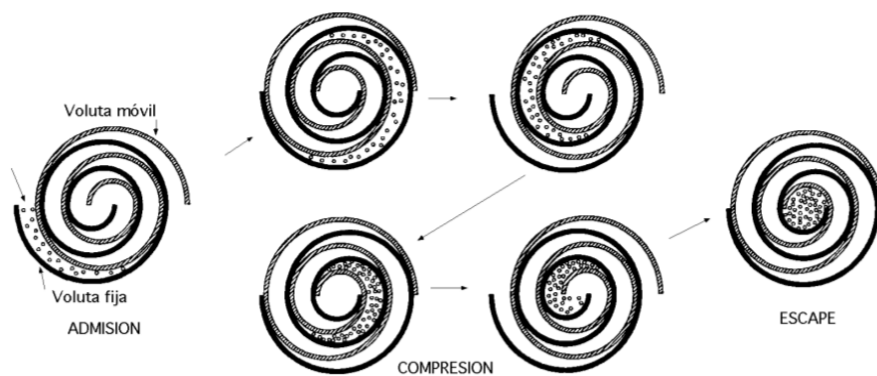


Figura 8-1: Etapas de funcionamiento del compresor scroll.

Fuente: Fernández P.,2019, pág. 33.

1.9. Intercambiadores de Calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor entre dos fluidos de diferente temperatura, y evitar que se mezclen entre sí. La transferencia de calor entre ambos fluidos depende del espacio en la diferencia de temperatura local, la cual cambia a lo largo del intercambiador (Cengel, 2007, p.609). En la Figura 9-1 se muestran varios intercambiadores de calor.



Figura 9-1: Intercambiadores de calor.

Fuente: Denso, 2018, pág. 9.

1.9.1. Tipos de intercambiadores de calor

1.9.1.1. Intercambiadores de calor de tubos concéntricos

Es el más simple, en éste los fluidos fríos y calientes se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en la construcción de un tubo concéntrico (o doble tubo). En la disposición de flujo paralelo (Figura 10-1 a), los fluidos fríos y calientes ingresan por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. Al contrario, para un intercambiador de contraflujo (Figura 10-1 b), los fluidos entran por los extremos opuestos, fluyen en direcciones contrarias y salen por los otros extremos opuestos (Bergman, et al., 2011, p.706).

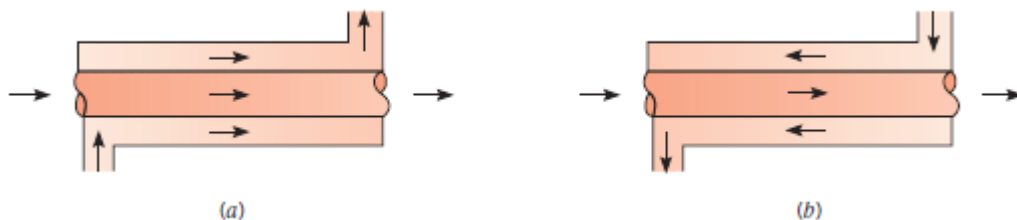


Figura 10-1: Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

Fuente: Bergman T., 2011, pág. 706.

1.9.1.2. Intercambiadores de calor de flujo cruzado

Este diseño de intercambiador permite que los fluidos puedan moverse en flujo transversal (perpendiculares entre sí), para esto tenemos los intercambiadores de calor tubular con aletas y sin aletas. La principal diferencia entre las dos configuraciones es que el movimiento del fluido sobre los tubos puede ser no mezclado o mezclado. Para la primera disposición (Figura 11-1 a), el flujo del fluido transversal no está mezclado, porque las aletas inhiben el movimiento en la dirección (y) que es transversal a la dirección del flujo principal (x), en este caso, la temperatura del fluido del flujo transversal varía con x & y . Por lo contrario, para el haz de tubos sin aletas (Figura 11-1 b), es posible el movimiento del fluido, por lo tanto, el mezclado en la dirección transversal y las variaciones de temperatura se producen principalmente en la dirección del flujo principal. Ya que el flujo del tubo no se mezcla en ninguno de los intercambiadores de calor, los dos fluidos no se mezclan en el intercambiador de aletas, mientras que el fluido de flujo cruzado se mezcla y el fluido del tubo no se mezcla en el intercambiador sin aletas (Bergman, et al., 2011, p.706).

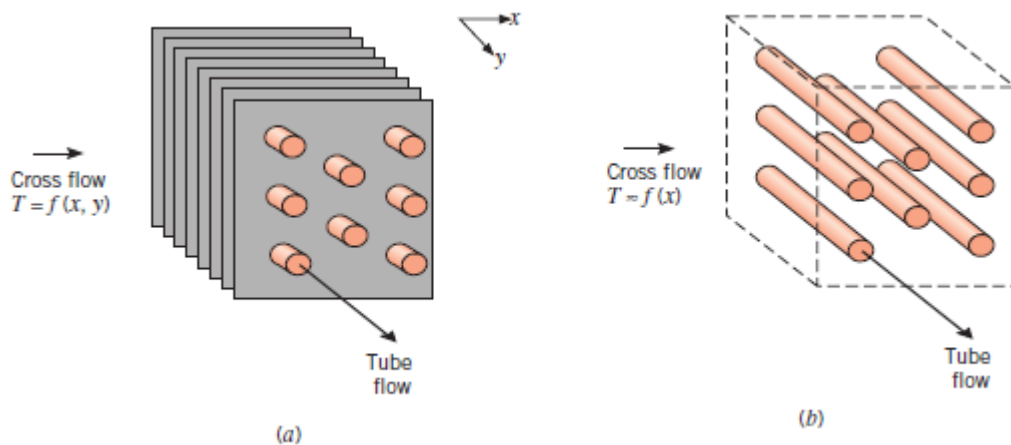


Figura 11-1: Intercambiador de calor de flujo cruzado.

Fuente: Bergman T., 2011, pág. 706.

1.9.1.3. Intercambiador de calor de carcasa y tubos

Las formas específicas difieren según el número de pasadas de carcasa y tubo, y la forma más simple implica pasadas de un solo tubo y de carcasa, como se puede observar en la Figura 12-1. Los deflectores generalmente se instalan para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la carcasa al inducir turbulencia y un componente de velocidad de flujo cruzado en relación con los tubos, además los deflectores sostienen físicamente los tubos, lo que reduce la vibración del tubo inducido por el flujo (Bergman, et al., 2011, p.707).

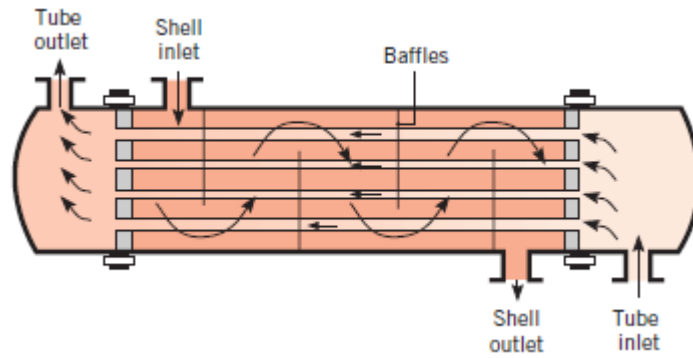


Figura 12-1: Intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Fuente: Bergman T., 2011, pág. 707.

1.9.1.4. Intercambiador de calor de núcleo compacto

Se utilizan en casos especiales para lograr una superficie de transferencia de calor muy grande, son denominados intercambiadores de calor compacto y tienen conjuntos densos de tubos o placas con aletas y se utilizan normalmente cuando al menos uno de los fluidos es un gas y por tanto se caracterizan por un coeficiente de convección bajo. Las diferentes configuraciones de un intercambiador de núcleo compacto se muestran en la Figura 13-1. (a) tubo de aletas con tubos planos y aletas de placa continua, (b) tubo de aletas con tubos circulares y aletas de placa continua, (c) tubo de aletas con tubos y aletas circulares, de placas paralelas con aletas o corrugados de paso simple (d), (e) paso múltiple (Bergman, et al., 2011, p.708).

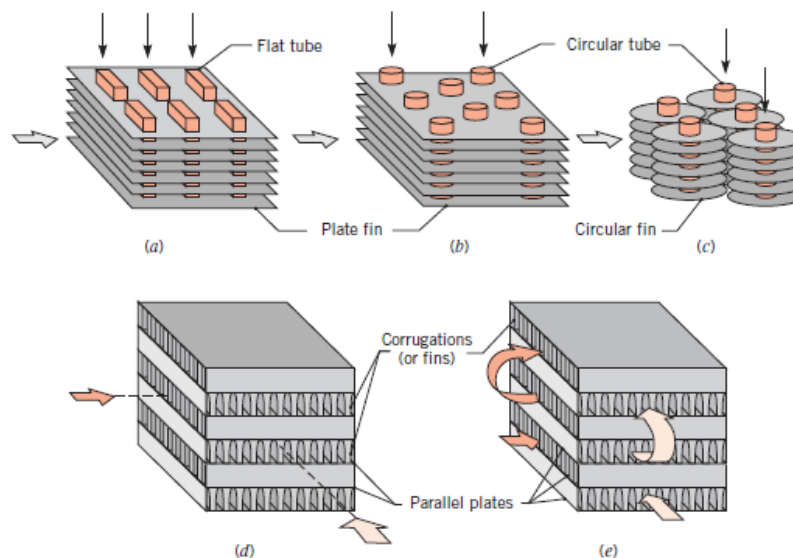


Figura 13-1: Configuraciones del intercambiador de núcleo compacto.

Fuente: Bergman T., 2011, pág. 708.

1.9.1.5. Intercambiador de calor de placas soldadas

En estos intercambiadores, las corrientes de los fluidos están separadas por placas las cuales están unidas por medio de soldaduras que garantizan estanqueidad. Soportan presiones hasta de 30-32

bares, pero su principal inconveniente es que, no puede ser desmontado para limpiarlos y tampoco se permite alterar el número de placas (Salazar Quispe, 2018, p.31-32). Se presenta un modelo de este tipo de intercambiador en la Figura 14-1.



Figura 14-1: Intercambiador de placas soldadas.

Fuente: Salazar J., 2018, pág. 40.

1.9.1.6. Intercambiador de calor de microcanales

Los intercambiadores de calor de microcanales son dispositivos de refrigeración en donde el fluido circula por canales de tamaño de orden de micras, las características de estos intercambiadores conceden altos coeficientes de transmisión de calor y altas eficiencias. Su gran compacidad permite que sean compactos y ligeros, por lo que se emplean en condensadores de aire acondicionado y radiadores. Se los puede clasificar en dos grupos, de flujo simple y de flujo de dos fases, un modelo de sistema de refrigeración con intercambiador de dos fases se muestra en la Figura 15-1 (Casado Rodríguez, 2011, p.49).

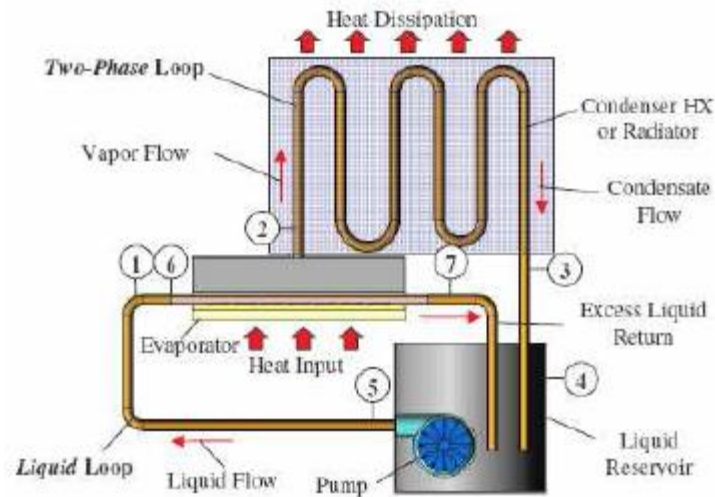


Figura 15-1: Sistema de refrigeración con intercambiador de calor de microcanales con flujo de dos fases.

Fuente: Casado M., 2011, pág. 49.

1.9.2. Evaporador

El evaporador en principio es un intercambiador de calor que está diseñado para absorber el calor de un espacio o recinto a refrigerar y transmitir ese calor al fluido refrigerante que contiene. El evaporador es donde el refrigerante ebulle gracias al calor absorbido y sale del evaporador vapor saturado del refrigerante (Anfuso, 2015, p.2). Se muestra un evaporador del sistema de aire acondicionado utilizado en vehículos Tucson de la marca Hyundai en la Figura 16-1.



Figura 16-1: Evaporador automotriz.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Hyundai-Vehysa.

1.9.3. Condensador

El condensador en principio es un intercambiador de calor que se diseña para licuar los vapores de refrigerante a alta presión provenientes del compresor. Se produce el fenómeno de condensación del vapor poniéndolo en contacto con un fluido más frío a través de la superficie metálica del condensador, siguiendo principios de transmisión de calor. En el condensador se llevan a cabo tres etapas el enfriamiento del vapor hasta alcanzar la temperatura de condensación, cesión de calor latente de condensación a temperatura constante y enfriamiento del líquido hasta sub-enfriarlo (Anfuso, 2015, p.9). Un ejemplo de condensador utilizado por Hyundai para sus vehículos se presenta en la Figura 17-1.



Figura 17-1: Condensador automotriz.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Hyundai-Vehysa.

1.10. Válvula de expansión

Este dispositivo de expansión en un sistema de refrigeración tiene como función controlar el flujo de refrigerante líquido que entra al evaporador. El líquido refrigerante a alta presión llega a la válvula y fluye por ella y se transforma en una mezcla de líquido y vapor a baja presión para posteriormente ingresar al evaporador (Ruano Domínguez, 2013). Se observa diferentes modelos de la válvula de expansión en la Figura 18-1.



Figura 18-1: Válvulas de expansión.

Fuente: Denso, 2018, pág. 11.

1.11. Refrigerantes

Son fluidos de trabajo utilizados en los sistemas de refrigeración, ya que absorben calor a bajas temperaturas y presiones y ceden calor a temperaturas y presiones altas, esto produce cambios de estado del refrigerante (Renedo, 2010).

Los refrigerantes son fluidos vitales en los sistemas de refrigeración; fundamentalmente, cualquier fluido que cambie su estado de líquido a vapor y viceversa tiene la capacidad de ser refrigerante. Su aplicación dependerá de las presiones y temperaturas a las que cambie de estado. Desde el año 2000 se dejaron de producir algunos refrigerantes como: R11, R12, R113, R115, etc., esto debido a que son altamente nocivos con la capa de ozono. En la actualidad, se usan refrigerantes menos nocivos como: R123, R134a, y mezclas ternarias. La problemática actual del calentamiento global hace que los fabricantes e industrias relacionadas, sigan en desarrollo de nuevos refrigerantes (Plazas Monroy, 2012, p.39).

1.11.1. Refrigerante R134a

El hidrofluorocarbono HFC-134a fue introducido por DuPont para reemplazar a los clorofluorocarbonos (CFCs) en muchas de sus aplicaciones. Los CFCs que tenían propiedades físicas, químicas y termodinámicas que los hacían ideales para diversidad de aplicaciones principalmente en el campo de la refrigeración, así como se muestra en la Tabla 1-1. Sin embargo, por su contenido de cloro son íntimamente relacionados con el agotamiento de la capa de ozono, como resultado se ha descontinuado su producción para pasar a la introducción de un refrigerante ambientalmente más aceptable como el HFC 134a. El HFC 134a es libre de cloro, por tanto, su potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP) es de cero (Dupont, 2004, p.1).

Tabla 1-1: Propiedades fisicoquímicas del refrigerante R134a.

Propiedades	Unidad	HFC-134 ^a
Nombre químico		1,1,1,2-Tetrafluoroetano
Fórmula química		CH_2FCF_3
Peso molecular	<i>g/mol</i>	102,03
Punto de ebullición a 1 atm (101.3 kPa o 1.013 bar)	°C	-26,1
Punto de congelación	°C	-103,3
Temperatura crítica	°C	101,1
Presión crítica	kPa	4.067
Densidad crítica	<i>Kg/m³</i>	508
Solubilidad del R134a en agua (25°C a 1,013bar)	wt%	0,15
Inflamabilidad	-	No
Potencial de agotamiento del ozono (ODP)	-	0
Potencial de calentamiento global (GWP)	-	1430

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: GASSERVEI, 2012, pág. 2.

1.11.2. Refrigerante R1234yf

El hidrofluorolefina HFO-1234yf es un nuevo refrigerante desarrollado por laboratorios de Europa y América cuya finalidad es la de reemplazar a los hidrofluorocarbonos debido a que su GWP es de solo 4, y el ODP es nulo, convirtiéndolo en un refrigerante inofensivo con el medio ambiente. La fórmula química del HFO-1234yf es 2,3,3,3-Tetrafluoropropeno. Este refrigerante es usado principalmente en la industria automotriz y sistemas de aire acondicionado. Uno de los inconvenientes de este gas es la inflamabilidad, aunque es muy ligera, por lo que una descarga eléctrica estática no provoca ignición (Zapico Alonso, 2014, p.55). Las propiedades fisicoquímicas que presentan este refrigerante se presentan en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1: Propiedades fisicoquímicas del refrigerante R1234yf.

Propiedades	Unidad	HFO-1234yf
Nombre químico	-	2,3,3,3-Tetrafluoropropano
Fórmula química	-	$CF_3CF = CH_2$
Peso molecular	<i>g/mol</i>	114,0
Punto de ebullición	°C	-29,4
Temperatura crítica	°C	94,7
Presión crítica	<i>bar</i>	3381
Densidad crítica	<i>Kg/m³</i>	475,55

Densidad	Kg/m^3	1100
Solubilidad en agua (24°C)	mg/l	198,2
Límite inferior de inflamabilidad	Kg/m^3	0,289
Temperatura de autoignición	°C	405
Potencial de agotamiento del ozono (ODP)	-	0
Potencial de calentamiento global (GWP)	-	4

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: GASSERVEI,2012, pág. 2.

Las propiedades termofísicas del refrigerante R-134a y R-1234yf son similares, así como se puede apreciar en la Tabla 3-1. Es por lo que varios fabricantes de vehículos han optado por reemplazar el R-134a en aplicaciones de aire acondicionado automotriz (Barragan, et al, 2014, p.18-27).

Tabla 3-1: Propiedades físicas de los refrigerantes R1234yf y R134a.

Propiedades Físicas	HFO-1234yf	HFC-134a
Punto de ebullición	-29°C	-26°C
Punto crítico	95°C	102°C
Presión de vapor (25°C)	2,44 MPa	2,63 MPa
Densidad líquida (25°C)	1094 kg/m^3	1207 kg/m^3
Densidad de vapor (25°C)	37,6 kg/m^3	32,4 kg/m^3
Poder de Calentamiento Global	4	1300

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Zapico Alonso, 2011, pág. 55.

1.12. Potencial de calentamiento global (GWP)

Como parte de una multitud de estrategias de control a los efectos en el cambio climático se necesita un marco y valores numéricos para el compromiso entre las emisiones de diferentes sustancias. El potencial de calentamiento global u otras métricas de emisiones brindan una referencia para lograr implementar políticas de control integrales y rentables en las que sea cuantificable las características de las sustancias relacionadas al calentamiento global. Debido a que cuantificar la potencialidad de afección de una sustancia hacia la capa de ozono se establece una referencia notable. En este caso se considera el potencial de la sustancia en un plazo de 100 años y como gas de referencia se tiene 1 kg de CO₂. Esto se desarrolló para el protocolo de Kyoto en 1997 (Forster, et al., 2007, p.143).

1.13. Capacidad frigorífica

Se considera como la magnitud de calor liberado del sistema, este parámetro se mide en el cambio de fase del refrigerante, es decir cuando cambia su fase líquida a vapor en el evaporador. Este es el producto entre el caudal másico y la diferencia de entalpías en el evaporador (Haro Ortuño, 2018, p.155).

1.14. COP

Conocido como coeficiente de desempeño del sistema (Coefficient of Performance), el cual se define como la relación entre el calor absorbido y la potencia del compresor, es decir, éste es una medida de eficiencia la cual indica el rendimiento del sistema de refrigeración. (Haro Ortuño, 2018, p.162).

1.15. Número de Reynolds (Re)

La transición de flujo laminar a turbulento es dependiente del área geométrica, la aspereza superficial, la rapidez del flujo, temperatura del área y tipo de fluido. Es decir que el régimen de flujo depende especialmente de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido, por lo que es una cantidad adimensional. Cabe mencionar que, a números de Reynolds elevados, las fuerzas de inercia, que son proporcionales a la densidad y a la rapidez del fluido, son elevadas relacionadas con las fuerzas viscosas y, como resultado, estas últimas no tienen la posibilidad de impedir las fluctuaciones aleatorias y rápidas del fluido. No obstante, a números de Reynolds pequeños o moderados, las fuerzas viscosas son suficientemente grandes como para suprimir estas fluctuaciones y conservar “alineado” el fluido. Por consiguiente, para el primer caso el flujo es turbulento y sus valores son mayores a 10000 ($Re > 10000$), mientras que el segundo corresponde al flujo laminar cuyos valores son inferiores a 2300 ($Re < 2300$), y para el caso intermedio de transición los valores son mayores a 2300 y menores de 10000 ($2300 < Re < 10000$). El número de Reynolds se expresa en la Ecuación (1), donde ρ es la densidad del fluido, V la velocidad de la corriente libre del fluido, y L_c la longitud característica, que para este estudio se refiere al diámetro D (Cengel, 2007, p.454).

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu} \quad (1)$$

1.15.1. Tipos de flujos

1.15.1.1. Flujo laminar

El flujo del fluido es muy ordenado lo que permite identificar las líneas de corriente en las cuales se mueven las partículas del fluido, este comportamiento altamente ordenado continúa hasta que se alcanza la zona de transición (Bergman, et al., 2011, p.389).

1.15.1.2. Flujo turbulento

El flujo completamente turbulento es muy irregular, se caracteriza por un movimiento tridimensional aleatorio de espacios de fluido respectivamente grandes, son movidas por vórtices a lo largo de la corriente del fluido generando rayas de forma intermitente las cuales crecen y se descomponen rápidamente (Bergman, et al., 2011, p.389).

1.15.1.3. Flujo de transición

En esta zona el flujo cambian con el tiempo, el flujo puede presentarse con un comportamiento laminar o con un comportamiento turbulento (Bergman, et al., 2011, p.389).

Cada uno de los flujos mencionados se representa en la Figura 19-1.

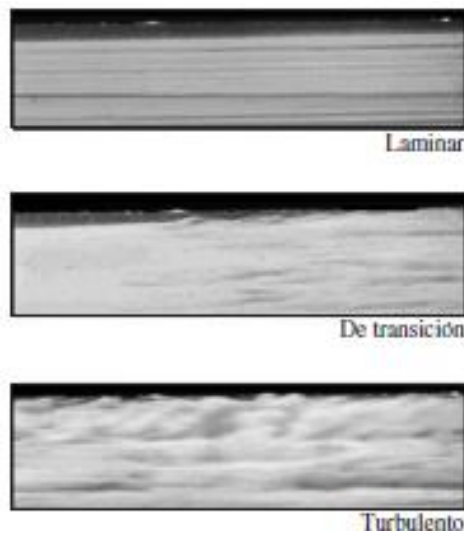


Figura 19-1: Tipos de flujo según el número de Reynolds.

Fuente: Cengel, 2007, pág. 360.

1.16. Número de Nusselt (Nu)

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor se utiliza el Número de Nusselt, el cual permite reducir el número de variables totales, además, ayuda a quitar las dimensiones del coeficiente, lo que significa que representa el mejoramiento de la transferencia de calor. Nusselt se define en la Ecuación (2), donde k es la conductividad térmica, L_c la longitud característica y h es el coeficiente de transferencia de calor. Entre mayor sea el número de Nusselt, será más eficaz la convección. Cuando $Nu = 1$ para una lámina de fluido, se interpreta que la transferencia de calor en conducción pura (Cengel, 2007, p.358).

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2)$$

1.17. Número de Prandtl (Pr)

El número de Prandtl se define como la relación entre la viscosidad cinética o difusividad del momento y la difusividad térmica expresada en la Ecuación (3), es una medida de la eficacia relativa del transporte del momento y energía por difusión en las capas límites de velocidad y térmica (Bergman, et al., 2011, p.407).

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (3)$$

Este número permite explicar el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica por medio de un número adimensional, el número de Prandtl de los fluidos varía desde menos de 0.01 para metales líquidos, hasta más de 100 000 para aceites pesados, detallado en la Tabla 4-1. (Cengel, 2007, p.365).

Tabla 4-1: Números Prandtl para fluidos comunes.

Fluido	Pr
Metales líquidos	0.004 - 0.030
Gases	0.7 - 1.0
Agua	1.7 - 13.7
Fluidos orgánicos ligeros	5 - 50
Aceites	50 - 100 000
Glicerina	2 000 – 100 000

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Cengel, 2007, pág. 365.

CAPITULO II

2. MARCO METODOLÓGICO

En esta sección se explican las metodologías utilizadas para la consecución de los objetivos de la investigación.

En primer lugar, para estudiar el comportamiento del sistema de aire acondicionado automotriz trabajando con R134a y R1234yf, se utilizó un modelo termodinámico del ciclo de compresión de vapor, cuyos componentes son: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. Los estados termodinámicos referenciales y características propias de un sistema de A/C automotriz se representan en la Figura 1-2.

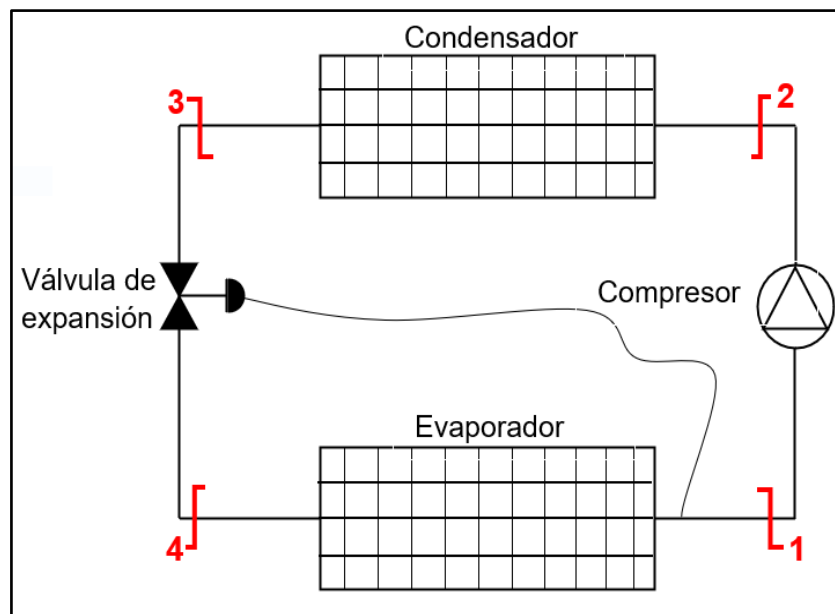


Figura 1-2: Esquema general de un sistema de compresión de vapor.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En la Figura 2-2 se muestra el diagrama P-H representativo de un ciclo de compresión de vapor con los procesos y estados termodinámicos definidos para el presente estudio.

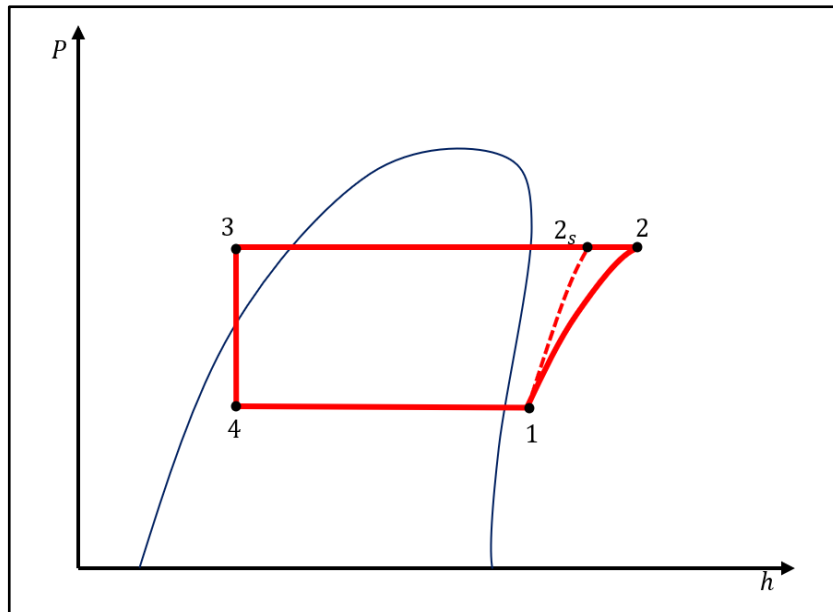


Figura 2-2: Diagrama P-h de un sistema de compresión de vapor.

Fuente: López E., Villacís E., 2021.

Para representar un sistema real de aire acondicionado y sus características, se considera como base el estudio “Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO₂ versus conventional R134a” (McEnaney, et al., 1998, p.147), el cual relaciona dos sistemas diferentes de aire acondicionado uno para R134a y otro para R744 (CO₂). Para el desarrollo de la presente investigación se considera el sistema para R134a, que específicamente es de un vehículo Ford Escort. En la tabla 1-2 se resumen las características del sistema A/C para R134a.

Tabla 1-2: Características de los elementos del sistema A/C Ford Escort para R134a.

Sistema	Refrigerante	R134a
		Tipo
Compresor	Tipo	Reciprocante
	Desplazamiento	155 cm ³
Válvula de expansión		Tubo de orificio
Condensador	Descripción	Aletas onduladas, tubos redondos de aluminio, 21 pasos
	Masa	2.0 kg
	Área frontal	36.1 × 54.4 = 1964 cm ²
	Área (sección del aire)	7.2 m ²
	Área (sección del refrigerante)	0.4 m ²
Evaporador	Descripción	Placa de aluminio soldada (copa estirada, laminada) 4 pasos, 17 placas

	Masa	1.8 kg
	Área frontal	$18.4 \times 22.0 = 405 \text{ cm}^2$
	Área (sección del aire)	3.5 m^2
	Área (sección del refrigerante)	0.55 m^2

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: McEnaney, 1998, pág. 147.

2.1. Modelado termodinámico del sistema de A/C automotriz

Para comenzar con el modelado matemático de un sistema de aire acondicionado automotriz (MAC), se tomó en cuenta y se analizó cada componente del sistema. El modelo tiene las siguientes consideraciones:

- Análisis del ciclo en estado estable.
- Pérdidas de presión despreciables en las líneas y en los intercambiadores de calor.
- El proceso termodinámico de compresión (1-2) es analizado considerando un comportamiento de un gas ideal.
- El proceso de expansión en la válvula (3-4) se asume como isoentálpico.
- Las propiedades termo-físicas de los fluidos se analizan en su mayoría con temperaturas promedio.

La Figura 3-2 muestra un esquema del modelo matemático para un sistema A/C automotriz desarrollado en la presente investigación, en donde se considera como parámetros fijos del sistema: presión atmosférica local, sobrecalentamiento, subenfriamiento y características geométricas de los intercambiadores, siendo crucial para determinar las áreas de transferencia de calor. Como variables de control para las simulaciones (Inputs) se tiene: temperaturas de aire en los exteriores del condensador y evaporador, flujos volumétricos de aire a través de los intercambiadores, régimen de giro del compresor, y las respectivas propiedades termo-físicas de los fluidos.

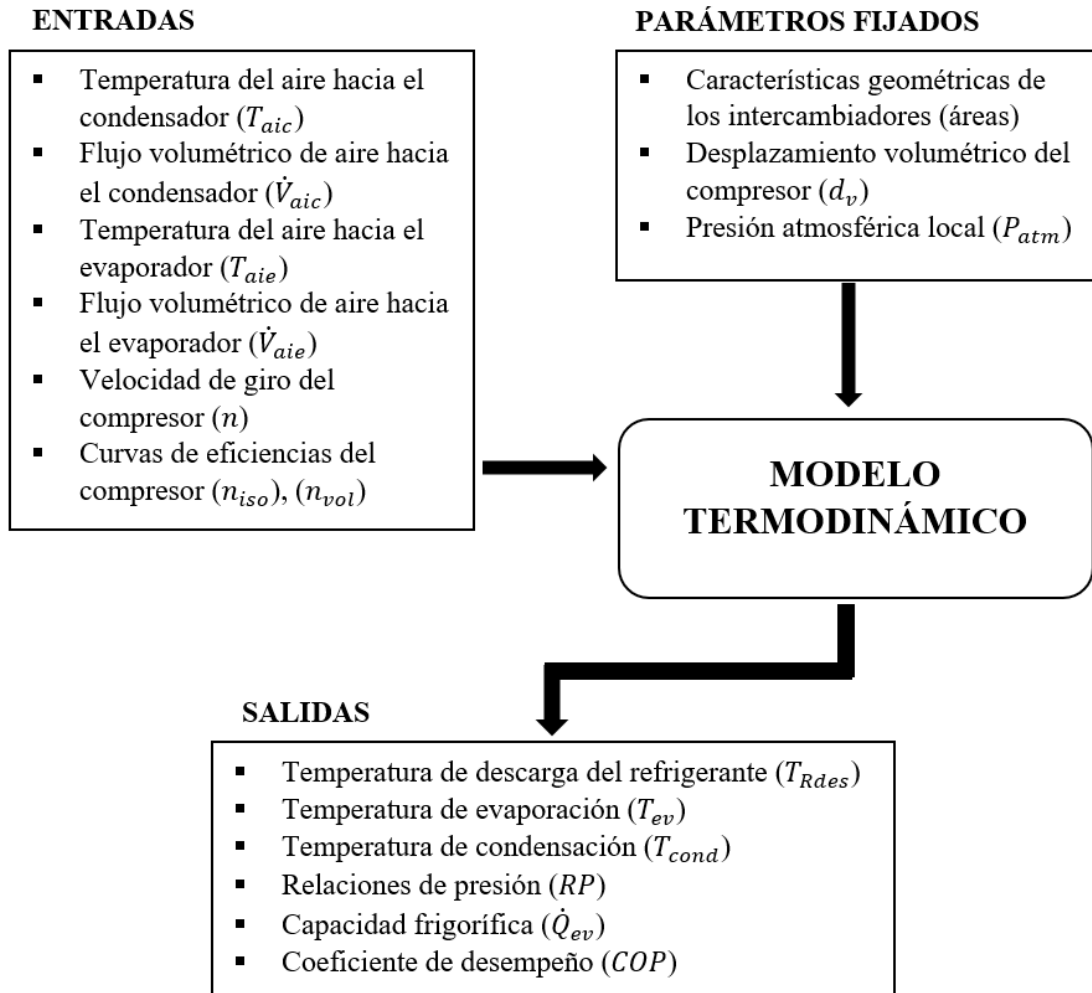


Figura 3-2: Esquema para el modelado termodinámico del sistema A/C automotriz.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

El modelo se desarrolla en el software EES (Engineering Equation Solver) el cual es una herramienta computacional potente para estudios de ingeniería, que permite la resolución eficiente de un gran número de ecuaciones algebraicas lineales o no lineales acopladas. Además, es de lo más aplicable al presente trabajo de titulación debido a que permite una gran cantidad de funciones matemáticas y lo más importante funciones para cálculos termo-físicos propios de la termodinámica y la transferencia de calor.

Con los lineamientos previos es posible empezar con el desarrollo del modelo matemático, pero es importante partir por los intercambiadores de calor, y se toma como referencia estructural del modelo matemático de intercambiadores la Unidad 8 de “Heat Transfer” (Nellis & Klein, 2009, p.823-936) de Cambridge University Press, que desarrolla los fundamentos de transferencia de calor basados en el software EES.

2.1.1. Modelado de los intercambiadores de calor

Como antes se menciona, el modelo se desarrolla partiendo desde el modelado del condensador, luego sobre éste, se integró el modelo del evaporador. Por último, se agregó las ecuaciones gobernantes del modelo del compresor para combinar por completo el modelo y sus variables.

Como estrategia de modelación y simulación existen varias opciones de estudio para los intercambiadores de calor: (1) Considerando al intercambiador como un elemento único, (2) dividiendo al intercambiador en zonas. Este modelado por zonas es el que se aplicó en el presente estudio, ya que considera un número de zonas según las fases del refrigerante a través del intercambiador. Este método permite una relativa rapidez de cálculo y aceptable precisión (Belman Flores, et al., p.1414-1416).

Para el estudio y simulación de los intercambiadores de calor es importante remarcar que se debe considerar secciones para cada fluido como: sección del refrigerante (flujo interno) o sección del aire (flujo externo).

Existen dos métodos para el cálculo de intercambiadores de calor, la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD) y la efectividad-NTU ($\epsilon - NTU$), los cuales algebraicamente son muy parecidos, pero con una representación diferente en la información (Nellis & Klein, 2009, p.841-867).

El método de LMTD es muy adecuado para determinar el tamaño de un intercambiador de calor. Este método posee dos implicaciones; con flujo a contraflujo y flujo paralelo equicorriente, mostrados en la Figura 4-2 con la única diferencia de las definiciones para ΔT_1 o ΔT_2 . Este método es aplicado cuando se conocen o se puede determinar las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos caliente y frío a partir del balance de energía. En la Ecuación (4) se muestra la definición de la diferencia de temperatura media logarítmica (Cengel, 2007, p.622-623).

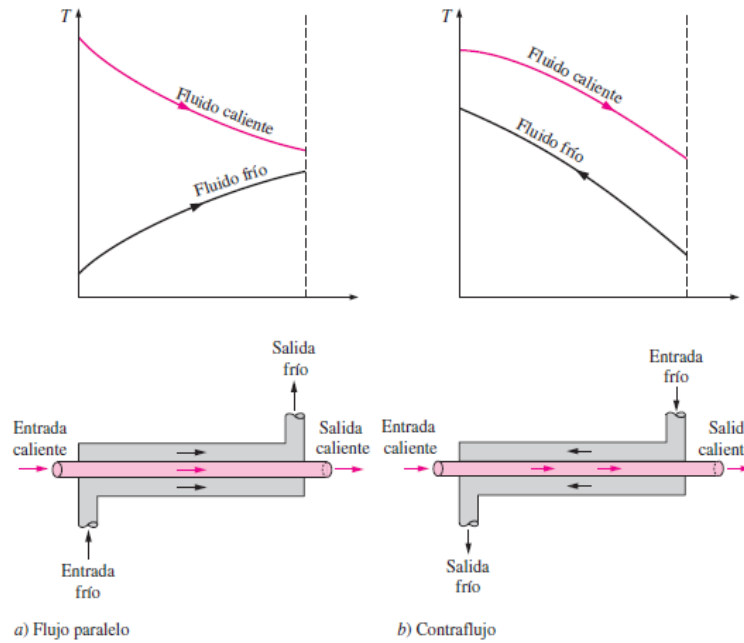


Figura 4-2: Variación de temperaturas en flujo paralelo y contraflujo.

Fuente: Cengel, 2007. pág. 610.

$$LMTD = \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (4)$$

Para expresar la razón de transferencia de calor en un intercambiador se puede aplicar la Ecuación (5), que es una analogía con la ley de Newton del enfriamiento (Cengel, 2007, p.623):

$$\dot{Q} = UA_s \cdot \Delta T_m \quad (5)$$

Donde U es el coeficiente total de transferencia de calor [W/m^2K], A_s es el área total de transferencia de calor [m^2], y ΔT_m es la diferencia de temperaturas media logarítmica [K].

El método de la efectividad-NTU determina las temperaturas de salidas de un intercambiador de calor cuando se conoce la conductancia o directamente se calcula la conductancia si se conocen las temperaturas de salida. Es un método más fácil que LMTD, además, proporciona los mismos resultados, pero es más adecuada para una amplia variedad de problemas de intercambiador de calor (Nellis & Klein, 2009, p.847). En este caso, se conoce el área superficial de transferencia de calor del intercambiador, pero no se toma en cuenta las temperaturas de salida, es decir se determina el rendimiento con relación a la transferencia de calor de un intercambiador específico o bien para determinar si un intercambiador cumplirá con el trabajo, este método se basa en un parámetro adimensional que se define como la efectividad del intercambiador (ϵ), en la Ecuación (6) que expresa una relación entre la transferencia de calor real y la transferencia de calor máxima posible (Cengel, 2007, p.632):.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (6)$$

La razón de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor (\dot{Q}) se define con la Ecuación (7), mientras que para determinar \dot{Q}_{max} se necesita conocer la capacitancia mínima entre los fluidos frío y caliente (C_{min}) y la diferencia de temperaturas (Cengel, 2007, p.633):

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (7)$$

Es decir que, la efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos. La efectividad de un intercambiador de calor es dependiente tanto de su disposición geométrica así como la configuración del fluido, y sus ecuaciones gobernantes se muestran en el Anexo A. Para este estudio se utilizó la efectividad (ε) de un intercambiador con flujo cruzado de un solo paso con ambos fluidos sin mezclarse, Ecuación (8) (Cengel, 2007, p.635):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{C} \cdot (\exp[-C \cdot NTU^{0.78}])\right] \quad (8)$$

Para el análisis de los intercambiadores de calor también resulta conveniente encontrar la relación de capacitancias (c) entre la mínima y máxima de los fluidos, Ecuación (9). (Cengel, 2007, p.636):

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (9)$$

Cuando se presenta un cambio de fase en un fluido, su temperatura es constante, y ($c = 0$), para esta condición se expresa la efectividad (ε) aplicando la Ecuación (10).

$$NTU = -\ln \cdot (1 - \varepsilon) \quad (10)$$

El número de unidades de transferencia de calor (NTU), Ecuación (11), es un parámetro adimensional que se utiliza para el análisis de intercambiadores de calor (Bergman, et al., 2011, p.723).

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m} c_p)_{min}} \quad (11)$$

2.1.1.1. Modelado del condensador

Considerando la estrategia actual de simulación con respecto a los intercambiadores, el condensador se divide en tres zonas: desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento, representadas en la Figura 5-2.

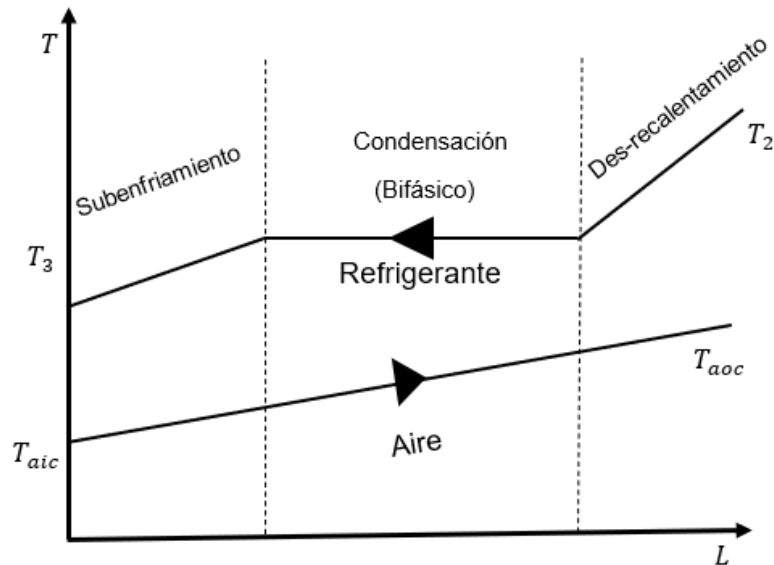


Figura 5-2: Zonas de transferencia de calor en el condensador.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

El tipo de intercambiador de calor es de tubos y aletas. Se tomó en consideración la geometría del condensador, en la cual se tienen los siguientes parámetros: diámetro externo (D_{ex}), espesor de la pared del tubo (esp), número de filas ($N_{t,filas}$), número de circuitos ($N_{t,c}$), altura del intercambiador (H), ancho del intercambiador (W), longitud del intercambiador en sentido del flujo de aire (L), separación vertical de los tubos (s_v), separación horizontal de los tubos (s_h), espesor de las aletas (esp_{al}), paso entre aletas (pas_{al}). Además, como variables de control tenemos: flujo volumétrico del aire (\dot{V}_{air}), la presión atmosférica (P), la temperatura de entrada de aire ($T_{air,in}$), la temperatura de entrada del refrigerante ($T_{R,in,cond}$), el flujo másico del refrigerante (\dot{m}_R), la presión de condensación del refrigerante (P_R). En la Figura 6-2 se muestra un esquema de las magnitudes antes mencionadas para las características geométricas de un intercambiador de calor.

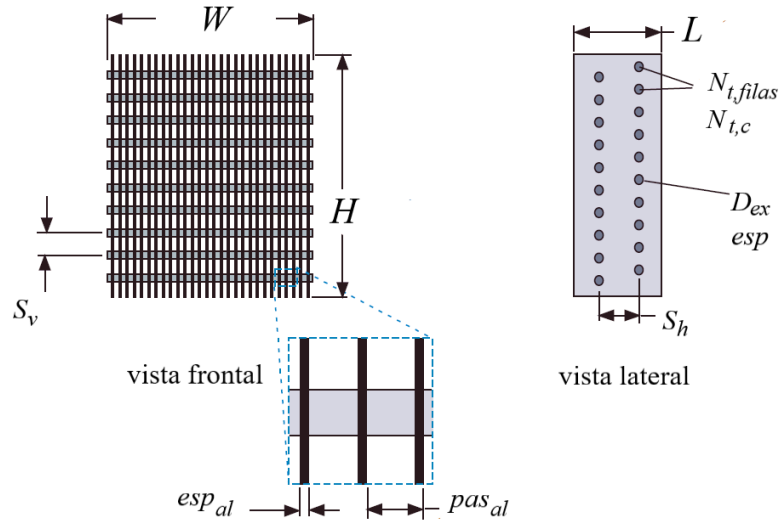


Figura 6-2: Esquema del intercambiador de calor de placas y aletas.

Fuente: Nellis G., 2009, pág. 832.

La determinación de los parámetros geométricos del condensador se comienza con el cálculo de la longitud del tubo (L_{tub}) con la Ecuación (12):

$$L_{tub} = N_{t,filas} \cdot N_{t,c} \cdot W \quad (12)$$

El área total sin aletas ($A_{s,sal}$) y el área de las aletas ($A_{s,al,tot}$), se calculan con las Ecuaciones (13) y (14), respectivamente. El área total de transferencia en el intercambiador (A_{tot}) se calcula con la Ecuación (15).

$$A_{s,sal} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L_{tub} \cdot \left(1 - \frac{esp_{al}}{pas_{al}}\right) \quad (13)$$

$$A_{s,al,tot} = 2 \cdot \frac{W}{pas_{al}} \cdot \left(H \cdot L - N_{t,filas} \cdot N_{t,col} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ext}^2}{4}\right) \quad (14)$$

$$A_{tot} = A_{s,al,tot} + A_{s,sal} \quad (15)$$

Se calcula una temperatura promedio de equilibrio (\bar{T}_{prom}), entre las temperaturas del aire ($T_{air,in}$) y refrigerante ($T_{R,in,cond}$), con la Ecuación (16), en lo posterior permite determinar las propiedades termo-físicas de los fluidos en esta zona:

$$\bar{T}_{prom} = \frac{(T_{R,in,cond} + T_{air,in})}{2} \quad (16)$$

La densidad del aire (ρ_{air}) se obtuvo mediante el llamado interno de las propiedades de EES ($\rho_{air} = density(Air, T = T_{prom}, P = P)$), (Lemmon, et l., 2010, p.1), y con el flujo volumétrico de

aire (\dot{V}_{air}) que es un parámetro conocido esto se complementa la Ecuación (17) de flujo másico de aire hacia el condensador:

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \cdot \dot{V}_{air} \quad (17)$$

También se calculó el área frontal del intercambiador (A_{fr}) con la Ecuación (18), lo que posteriormente permite determinar la velocidad del aire:

$$A_{fr} = W \cdot H \quad (18)$$

La velocidad del aire (V_{air}) se define con la Ecuación (19). Se necesitó hacer un llamado interno de las propiedades del ESS por lo cual se consiguió la viscosidad ($\mu_{air} = \text{Viscosity}(\text{Air}, T = T_{prom})$), el número de Prandtl ($Pr_{air} = \text{Prandtl}(\text{Air}, T = T_{prom})$), y la conductividad del aire ($k_{air} = \text{Conductivity}(\text{Air}, T = T_{prom})$). Para determinar las condiciones de flujo del aire se calcula el número de Reynolds para el aire (Re_{air}), con la Ecuación (20)

$$V_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} \cdot A_{fr}} \quad (19)$$

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} \cdot V_{air} \cdot D_{ext}}{\mu_{air}} \quad (20)$$

El número de Nusselt se calculó con la correlación de Hilpert (Ecuación (21)), aplicable para convección forzada exterior a través de un cilindro circular (Coronel Toro, 2014, p.27-28).

$$Nuss_{air} = C \cdot Re_{air}^m \cdot Pr_{air}^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

Donde, Re_{air} es el número de Reynolds del aire, Pr_{air} es el número de Prandtl para el aire, C y m son coeficientes de la correlación definidos por las condiciones de la Tabla 2-2. Existen otras correlaciones las cuales podemos encontrar en el Anexo B.

Tabla 2-2: Coeficientes para calcular el número de Nusselt.

Número de Reynolds	C	m
$0.4 \leq Re_{air} \leq 4$	0.989	0.330
$4 \leq Re_{air} \leq 40$	0.911	0.385
$40 \leq Re_{air} \leq 4000$	0.683	0.466
$4000 \leq Re_{air} \leq 40000$	0.193	0.618
$40000 \leq Re_{air} \leq 400000$	0.027	0.805

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Coronel, 2014, pp.27.

También se puede aplicar la correlación de Churchill y Bernstein para el cálculo del número de Nusselt, la cual no ocupa coeficientes como la correlación de Hilpert y es más exacta. Para el

presente estudio se optó por la correlación de Churchill y Bernstein (Ecuación (22)). (Coronel Toro, 2014, pp.27).

$$Nuss_{air} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re_{air}^{0.5} \cdot Pr_{air}^{[1/3]}}{[1 + (0.4 \cdot Pr_{air})^{2/3}]^{1/7}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_{air}}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (22)$$

Una vez que se halló el número de Nusselt se procedió a calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección de la sección del aire (flujo externo) con la Ecuación (23):

$$\bar{h}_{air} = \frac{k_{air} \cdot Nuss_{air}}{D_{ext}} \quad (23)$$

El radio efectivo de aletas se obtuvo de la Ecuación (24):

$$A_{s,al,tot} = 2 \cdot \frac{L_{tub}}{pas_{al}} \cdot \pi \cdot \left[r_{ef,al}^2 - \left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 \right] \quad (24)$$

La conductividad térmica de la tubería (k) se determinó gracias al llamado interno de las propiedades de ESS ($k = Conductivity(Aluminum, T = T_{prom})$), se consideró que el material es Aluminio, así mismo se lo hizo para obtener la eficiencia de las aletas ($Ef_{al} = eta_{fin,annular,rect}(esp_{al}, \frac{D_{ext}}{2}, r_{ef,al}, h_{bar,air}, k_{tub})$), de esta manera se calculó la eficiencia del área total ($Ef_{tot,o}$) aplicando la Ecuación (25).

$$Ef_{tot,o} = 1 - A_{s,l,tot} \cdot \left[\frac{1 - Ef_{al}}{A_{tot}} \right] \quad (25)$$

Una vez que se determinó la eficiencia del área total se aplica la Ecuación (26) de la resistencia térmica total en la sección del aire (R_{air}). Es importante notar que esta resistencia es de la totalidad del condensador, es decir para las tres zonas.

$$R_{air} = \frac{1}{Ef_{tot,o} \cdot \bar{h}_{air} \cdot A_{tot}} \quad (26)$$

Para aplicar la estrategia de dividir el condensador en las tres zonas, se asume una fracción de desrecalentamiento (F_{sh}), definida con la Ecuación (27), la cual permite determinar la longitud del tubo que abarca esta zona (L_{sh}).

$$L_{sh} = F_{sh} \cdot L_{tub} \quad (27)$$

Con la fracción del intercambiador que abarca la zona de desrecalentamiento se estableció la resistencia térmica de la sección del aire (flujo externo) para la zona de SH aplicando la Ecuación (28).

$$R_{air,sh} = \frac{R_{air}}{F_{sh}} \quad (28)$$

Para continuar con el modelado de la zona SH se considera la resistencia térmica el refrigerante.

Se aplica el llamado de las funciones internas de ESS con lo que se obtuvo la temperatura de vapor saturado del refrigerante ($T_{R,V,sh} = Temperature(R$, $P = P_R, x = 1)$), basándonos en la presión de condensación (P_R) en principio asumida, y la calidad de saturación ($x = 1$); con la Ecuación (29) se obtiene la temperatura promedio del refrigerante en SH:$

$$T_{prom,R,sh} = \frac{T_{R,V,sh} + T_{R,in,cond}}{2} \quad (29)$$

Para la sección del refrigerante (interior) es necesario considerar el diámetro interno del tubo. Este diámetro se calcula con la Ecuación (30), en base a los parámetros geométricos disponibles.

$$D_{int} = D_{ext} - 2 \cdot esp \quad (30)$$

A partir de la temperatura promedio y la presión de condensación asumida, se determina la densidad del refrigerante en SH con las propiedades internas del software ($\rho_{R,sh} = Density(R$, $T = T_{prom}, P = P_R)$), de manera que con la Ecuación (31) se determinó la velocidad media del refrigerante en esta zona.$

$$Vmr_{sh} = \frac{\dot{m}_R}{\rho_{R,sh} \cdot \pi \cdot \left[\frac{D_{int}}{2}\right]^2} \quad (31)$$

Se hizo un llamado interno de las propiedades del refrigerante en SH en ESS como: la viscosidad ($\mu_{r,sh} = Viscosity(R$, $T = T_{prom}, P = P_R)$), la conductividad térmica ($k_{r,sh} = Conductivity(R$, $P = P_R, x = 1)$), y se determinó el número de Reynolds del refrigerante en SH ($Re_{r,sh}$) mediante la Ecuación (32)$$

$$Re_{r,sh} = \frac{\rho_{R,sh} \cdot Vmr_{sh} \cdot D_{int}}{\mu_{r,sh}} \quad (32)$$

De la misma manera, se llamó a las propiedades del refrigerante en SH en ESS pero esta vez para conocer el número de Prandtl ($Pr_{r,sh} = Prandtl(R$, $T = T_{prom}, P = P_R)$). Esto permitió aplicar la correlación de Dittus-Boelter para flujo interno por una tubería circular la cual se define en la Ecuación (33):$

$$Nuss_{r,sh} = 0.023 \cdot Re_{r,sh}^{0.8} \cdot Pr_{r,sh}^{0.4} \quad (33)$$

Con la Ecuación (34) se calculó el coeficiente convectivo de transferencia de calor interno en SH (\bar{h}_{Rsh}):

$$\bar{h}_{Rsh} = Nuss_{r,sh} \cdot \frac{k_{r,sh}}{D_{int}} \quad (34)$$

Una vez encontrado el coeficiente convectivo de transferencia de calor interno en sobrecalentamiento, en base a la Ecuación (35) se halló la resistencia térmica de la sección del refrigerante en SH ($R_{R,sh}$):

$$R_{R,sh} = \frac{1}{L_{sh} \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot \bar{h}_{Rsh}} \quad (35)$$

Conociendo la resistencia térmica de la sección del refrigerante en SH, se pudo determinar la resistencia térmica total en SH (R_{sh}) considerando flujo interno y externo (Ecuación (36)):

$$R_{sh} = R_{R,sh} + R_{air,sh} \quad (36)$$

La conductancia térmica se obtiene de la Ecuación (37):

$$UA_{sh} = \frac{1}{R_{sh}} \quad (37)$$

Con la conductancia en la zona de SH, se procede con la aplicación del método e-NTU.

Para la capacidad calorífica del refrigerante a presión constante en la sección SH ($Cp_{R,sh}$), se generó el llamado de las propiedades de ESS ($Cp_{R,sh} = cP(R$, $T = T_{prom,R,sh}$, $P = P_R$), de allí se obtuvo el valor de la tasa de capacitancia del refrigerante en esta sección, multiplicando por el flujo másico de refrigerante, como se muestra en la Ecuación (38).$

$$\dot{C}_{R,sh} = \dot{m}_R \cdot Cp_{R,sh} \quad (38)$$

Así mismo, se necesitó la capacidad calorífica del aire a presión constante en la sección SH (Cp_{air}), para lo cual se ocupó las propiedades de ESS ($Cp_{air} = cP('Air', T = T_{prom})$), con la Ecuación (39) se calculó la tasa de capacitancia del aire en SH de la misma manera multiplicando por el flujo másico de aire en este caso:

$$\dot{C}_{air,sh} = \dot{m}_{air} \cdot Cp_{air} \cdot F_{sh} \quad (39)$$

Así también se obtuvieron los valores de la capacitancia mínima ($\dot{C}_{min,sh} = \min(\dot{C}_{R,sh}, \dot{C}_{air,sh})$) y máxima ($\dot{C}_{max,sh} = \max(\dot{C}_{R,sh}, \dot{C}_{air,sh})$) entre la del aire y refrigerante.

Se realiza un balance de energía en base a las entalpías del refrigerante en SH aplicando la Ecuación (40), para calcular el calor transferido, incluyendo las entalpías de entrada del refrigerante ($h_{R,in} = Enthalpy(R$, $T = T_{R,in,cond}$, $P = P_R$) y el vapor saturado del refrigerante ($h_{R,V,sat} = Enthalpy(R$, $x = 1$, $P = P_R$).$$

$$\dot{q}_{sh} = \dot{m}_R \cdot [h_{R,in} - h_{R,V,sat}] \quad (40)$$

También es necesario el calor máximo transferible en zona SH, en función de las temperaturas y la capacitancia mínima de los fluidos, como se observa en la Ecuación (41):

$$\dot{q}_{max,sh} = \dot{C}_{min} \cdot [T_{R,in,cond} - T_{air,in}] \quad (41)$$

Una vez obtenido los dos calores, se halló la efectividad y la relación de capacitancias en SH, utilizando las ecuaciones (42) y (43) respectivamente:

$$\varepsilon_{sh} = \frac{\dot{q}_{sh}}{\dot{q}_{max,sh}} \quad (42)$$

$$C_r = \frac{\dot{C}_{min,sh}}{\dot{C}_{max,sh}} \quad (43)$$

Con estas variables se procedió a encontrar el número unidades de transferencia para sobrecalentamiento, se utilizó la Ecuación (44):

$$\varepsilon_{sh} = 1 - \exp \left[\frac{NTU_{sh}^{0.22}}{C_r} \cdot (\exp[-C_r \cdot NTU_{sh}^{0.78}] - 1) \right] \quad (44)$$

Conocido el número de unidades de transferencia de calor (NTU_{sh}), se empleó la Ecuación (45) para hallar el valor de la conductancia térmica del condensador para la zona de desrecalentamiento (UA_{sh}).

$$UA_{sh} = NTU_{sh} \cdot \dot{C}_{min,sh} \quad (45)$$

Con esto se completa el sistema de ecuaciones para la zona de sobrecalentamiento, sin olvidar que hay variables con valores asumidos hasta definirlos en procesos posteriores. Después, se pasa con la elaboración del modelo para la siguiente zona de condensación o saturación.

Para la sección de condensación se empezó encontrando la longitud requerida para la misma, por lo que se asumió el valor de la fracción de saturación (F_{sat}) en la Ecuación (46), como se hizo con la Ecuación (27):

$$L_{sat} = L_{tube} \cdot F_{sat} \quad (46)$$

La resistencia térmica del aire en la sección de condensación, a partir de la Ecuación (47):

$$R_{air,sat} = \frac{R_{air}}{F_{sat}} \quad (47)$$

Para la sección del refrigerante (interno) en zona de condensación, se hizo el llamado de una función de EES para determinar el coeficiente de transferencia de calor interno en un proceso de

condensación (boiling), ($Call Cond_{HorizontalTube,avg}(R$, $\dot{m}_R, T_{R,V,sat}, T_{air,in}, D_{int}, 1, 0 : \bar{h}_{R,sat}$)), para esta función se necesita definir varios parámetros como el flujo másico del refrigerante (\dot{m}_R), asumido por el momento, la temperatura del refrigerante en vapor saturado ($T_{R,V,sat}$), la temperatura ambiental o temperatura de ingreso del aire al condensador ($T_{air,in}$), el diámetro interno de la tubería (D_{int}). Esta función tiene como salida el coeficiente de transferencia de calor interno en la zona de condensación o saturación ($\bar{h}_{R,sat}$).$

Conociendo ($\bar{h}_{R,sat}$) se puede determinar con la Ecuación (48), la resistencia térmica de la sección del refrigerante (interna).

$$R_{R,sat} = \frac{1}{L_{sat} \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot \bar{h}_{R,sat}} \quad (48)$$

También se obtuvo el total de la resistencia en la sección de condensación, aplicando la Ecuación (49):

$$R_{sat} = R_{air,sat} + R_{R,sat} \quad (49)$$

La conductancia en la zona de la condensación se define con la Ecuación (50):

$$UA_{sat} = \frac{1}{R_{sat}} \quad (50)$$

En esta sección, se obtuvo la entalpía de saturación del refrigerante ($h_{R,L,sat} = Enthalpy(R$, $x = 0, P = P_R$), en base a la presión de condensación asumida y la calidad de líquido saturado ($x = 0$). Esto permite definir los parámetros necesarios para el balance de energía (Ecuación (51)).$

$$\dot{q}_{sat} = \dot{m}_R \cdot [h_{R,V,sat} - h_{R,L,sat}] \quad (51)$$

La capacitancia térmica del aire en condensación, considerando la fracción de la zona de condensación en la Ecuación (52):

$$\dot{C}_{air,sat} = \dot{m}_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot F_{sat} \quad (52)$$

Esta capacitancia que se encontró es la mínima en la sección de condensación debido al estado indefinido del refrigerante en esta zona (bifásico), ahora es posible calcular el calor máximo en la zona de condensación aplicando la Ecuación (53):

$$\dot{q}_{max,sat} = \dot{C}_{air,sat} \cdot [T_{R,V,sat} - T_{air,in}] \quad (53)$$

La efectividad de la sección de condensación se define con la Ecuación (54):

$$\varepsilon_{sat} = \frac{\dot{q}_{sat}}{\dot{q}_{max,sat}} \quad (54)$$

La relación de capacitancias $C_r = 0$, debido a que el refrigerante no varía su temperatura durante el cambio de fase, entonces se aplica la Ecuación (55), gobernante del método e-NTU para esta condición.

$$NTU_{sat} = -\ln \cdot (1 - \varepsilon_{sat}) \quad (55)$$

Por último, se completa el sistema de ecuaciones para la zona de condensación o saturación definiendo la capacitancia con la Ecuación (56).

$$UA_{sat} = NTU_{sat} \cdot \dot{C}_{air,sat} \quad (56)$$

Para la sección de subenfriamiento (SC), es posible definir la fracción de subenfriamiento (F_{sc}), debido a que se define con la suma de las fracciones de las otras zonas antes modeladas, como se muestra en la Ecuación (57).

$$F_{sh} + F_{sat} + F_{sc} = 1 \quad (57)$$

La Ecuación (57) permite determinar los valores reales de las fracciones y dejando a un lado los valores antes asumidos para las fracciones de cada zona. Ahora, se determina la longitud de la tubería que abarca la zona de subenfriamiento (Ecuación (58)).

$$L_{sc} = F_{sc} \cdot L_{tub} \quad (58)$$

La resistencia del aire en el SC con la Ecuación (59):

$$R_{air,sc} = \frac{R_{air}}{F_{sc}} \quad (59)$$

De la misma forma se define la temperatura promedio del refrigerante en la zona SC aplicado la Ecuación (60):

$$T_{prom,R,sc} = \frac{T_{R,V,sat} + T_{air,in}}{2} \quad (60)$$

Se determina la conductividad térmica ($k_{r,sc} = Conductivity(R$, $P = P_R, x = 0$), la densidad ($\rho_{R,sc} = Density(R$, $T = T_{prom_R_sc}, P = P_R$), y la viscosidad ($\mu_{r,sc} = Viscosity(R$, $T = T_{prom_R_sc}, P = P_R$), para con la Ecuación (61) calcular la velocidad de la masa del refrigerante en SC:$$$

$$Vmr_{sc} = \frac{\dot{m}_R}{\rho_{R,sc} \cdot \pi \cdot \left[\frac{D_{int}}{2} \right]^2} \quad (61)$$

Con la Ecuación (62) se define el número de Reynolds del refrigerante en SC:

$$Re_{r,sc} = \frac{\rho_{R,sc} \cdot Vmr_{sc} \cdot D_{int}}{\mu_{r,sc}} \quad (62)$$

También se calculó el número de Nusselt ($Nuss_{r,sc}$), aplicando la correlación de Dittus-Boelter (Ecuación (63)):

$$Nuss_{r,sc} = 0.023 \cdot Re_{sc}^{0.8} \cdot Pr_{sc}^{0.4} \quad (63)$$

Ahora aplicando la Ecuación (64) se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor interno en la sección de SC:

$$\bar{h}_{R,sc} = Nuss_{r,sc} \cdot \frac{k_{r,sc}}{D_{int}} \quad (64)$$

Una vez determinado el coeficiente de transferencia de calor se calcula la resistencia del refrigerante en la sección SC con la Ecuación (65):

$$R_{R,sc} = \frac{1}{L_{sc} \cdot \bar{h}_{R,sc} \cdot \pi \cdot D_{int}} \quad (65)$$

Luego en la Ecuación (66) se calcula la resistencia térmica total para la zona de SC:

$$R_{sc} = R_{R,sc} + R_{air,sc} \quad (66)$$

Con la inversa de la resistencia se puede definir la conductancia térmica, como se muestra en la Ecuación (67).

$$UA_{sc} = \frac{1}{R_{sc}} \quad (67)$$

Se calculó el calor específico del refrigerante en SC, ($Cp_{R,sc} = cP(R$, $T = T_{prom,R,sc}$; $P = P_R$) con la Ecuación (68) se determinó la capacitancia del refrigerante en SC multiplicando por el flujo másico:$

$$\dot{C}_{R,sc} = \dot{m}_R \cdot Cp_{R,sc} \quad (68)$$

De la misma forma a partir de la Ecuación (69), se calculó la capacitancia del aire en SC:

$$\dot{C}_{air,sc} = \dot{m}_{air} \cdot Cp_{air} \cdot F_{sc} \quad (69)$$

Se determinó cual es la capacitancia mínima ($\dot{C}_{min,sc}$) y la capacitancia máxima ($\dot{C}_{max,sc}$), con estos valores y de la forma que muestra la Ecuación (70) se determina la relación de capacitancias de las dos secciones:

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{min,sc}}{\dot{C}_{max,sc}} \quad (70)$$

Ahora es posible aplicar la Ecuación del método e-NTU en función de los parámetros anteriores (Ecuación (71)):

$$\varepsilon_{sc} = 1 - \exp\left[\frac{NTU_{sc}^{0.22}}{C_{r,sc}} \cdot (\exp[-C_{r,sc} \cdot NTU_{sc}^{0.78}] - 1)\right] \quad (71)$$

Se puede definir el número de unidades de transferencia, en función de la capacitancia mínima, como en la Ecuación (72):

$$NTU_{sc} = \frac{UA_{sc}}{\dot{C}_{min,sc}} \quad (72)$$

En la Ecuación (73) se observa un balance de energía considerando la capacitancia térmica mínima se determina el calor máximo cedible en la zona SC.

$$\dot{q}_{max,sc} = \dot{C}_{min,sc} \cdot [T_{R,V,sat} - T_{air,in}] \quad (73)$$

Como no se puede realizar un balance de energía para determinar el calor cedido real en la zona SC, ya que se desconoce la temperatura de salida del refrigerante, el calor se define considerando la eficiencia y el calor máximo cedible, aplicando la Ecuación (74)

$$\dot{q}_{sc} = \dot{q}_{max,sc} \cdot \varepsilon_{sc} \quad (74)$$

En este punto, conociendo las fracciones reales del intercambiador que ocupa cada zona es posible definir sus áreas: en sobrecalentamiento (A_{sh}), en cambio de fase (A_{sat}), y en subenfriamiento (A_{sc}) 4, con las ecuaciones (75), (76) y (77) respectivamente.

$$A_{sh} = F_{sh} \cdot A_{tot} \quad (75)$$

$$A_{sat} = F_{sat} \cdot A_{tot} \quad (76)$$

$$A_{sc} = F_{sc} \cdot A_{tot} \quad (77)$$

También se puede determinar la entalpía del refrigerante a la salida del condensador realizando ahora si un balance de energía en la zona de SC, con la Ecuación (78).

$$h_{R,out} = h_{R,L,sat} - \frac{\dot{q}_{sc}}{\dot{m}_R} \quad (78)$$

Además, se calculó la temperatura del refrigerante a la salida del condensador ($T_{R,out} = \text{Temperature}(R, P = P_R, h = (h_{R,out}))$). Con lo cual, y gracias a que el subenfriamiento es una

variable conocida, permite saber el valor de la temperatura del refrigerante cuando es un líquido saturado, es decir con la Ecuación (79) se determina la temperatura de condensación.

$$SubCooling = T_{R,V,sat} - T_{R,out} \quad (79)$$

Como ya se ha definido la transferencia de calor en cada zona, aplicando la Ecuación (80) se puede determinar la capacidad total del condensador para ceder calor (capacidad de calefacción):

$$\dot{q}_{R,condensador} = \dot{q}_{sc} + \dot{q}_{sat} + \dot{q}_{sh} \quad (80)$$

Con esta Ecuación se completa el sistema de ecuaciones que representan al condensador considerando que hay aún datos asumidos que posteriormente se definen al modelar los otros componentes del sistema de A/C.

Para poder tener una gráfica del perfil de temperaturas del condensador se elabora un bloque de codificación, como se muestra en el Anexo C, para lograr establecer un conjunto de puntos que representen la evolución de la temperatura del refrigerante y del aire en función de la capacidad del condensador antes determinada.

2.1.1.2. Modelado del evaporador

Siguiendo la estrategia principal de modelado de intercambiadores, se divide al evaporador en dos zonas: zona de evaporación (bifásica) y zona de sobrecalentamiento. Como se observa en la Figura 7-2.

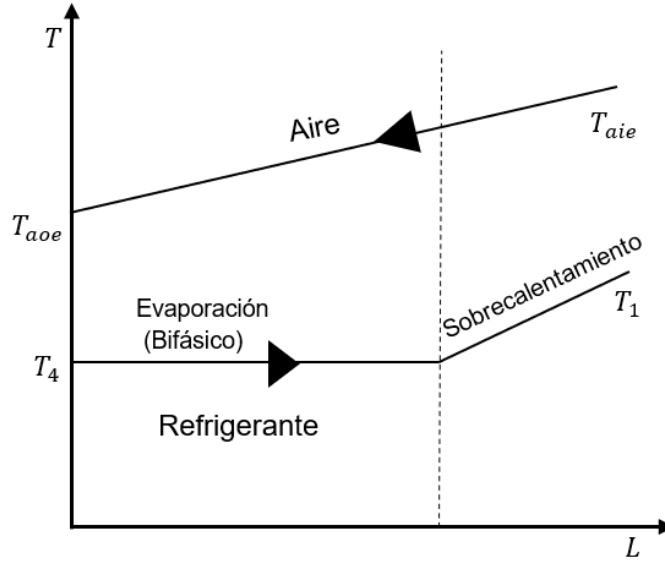


Figura 7-2: Zonas de transferencia de calor en el evaporador.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Para el modelado del evaporador, al igual que en el condensador, partimos de las características geométricas del evaporador, para el cual se tienen los datos de diámetro externo ($D_{ext,ev}$), diámetro interno ($D_{int,ev}$), número de filas ($N_{t,filas,ev}$), número de circuitos ($N_{t,circ,ev}$), separación vertical de los tubos ($s_{v,ev}$), separación horizontal de los tubos ($s_{h,ev}$), espesor entre aletas ($esp_{al,ev}$), paso entre aletas ($pas_{al,ev}$), la rugosidad de la superficie mínima interna del tubo (e_{ev}), altura del intercambiador (H_{ev}), ancho del intercambiador (W_{ev}), longitud del intercambiador en sentido del flujo del aire (L_{ev}). Inicialmente, se asume la presión de evaporación (P_4), la temperatura del aire dentro del habitáculo ($T_{air,in,ev}$), el flujo volumétrico del aire hacia el evaporador ($\dot{V}_{air,ev}$).

La estrategia de simulación para el evaporador en cuanto a las características geométricas es similar a la mostrada en la Figura 6-2, pero en este caso lo que varía es el número de zonas.

Se calcula la longitud del tubo de evaporación con la Ecuación (81):

$$L_{tub,ev} = N_{t,filas,ev} \cdot N_{t,circ,ev} \cdot W_{ev} \quad (81)$$

De la misma manera, se calculó el área total sin aletas ($A_{s,sal,ev}$), el área total de las aletas ($A_{s,al,tot,ev}$) y el área total ($A_{tot,ev}$), con las Ecuaciones (82), (83) y (84), respectivamente.

$$A_{s,sal,ev} = \pi \cdot D_{ext,ev} \cdot L_{tub,ev} \cdot \left[1 - \frac{esp_{al,ev}}{pas_{al,ev}} \right] \quad (82)$$

$$A_{s,al,tot,ev} = 2 \cdot \frac{W_{ev}}{pas_{al,ev}} \cdot \left[H_{ev} \cdot L_{ev} - N_{t,filas,ev} \cdot N_{t,circ,ev} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ext,ev}^2}{4} \right] \quad (83)$$

$$A_{tot,ev} = A_{s,al,tot,ev} + A_{s,sal,ev} \quad (84)$$

Se obtuvo la temperatura de evaporación ($T_{ev} = Temperature(R$, $P = P_4, h = h_4$)), lo que permite calcular la temperatura promedio aplicando la Ecuación (85):$

$$T_{prom,ev} = \frac{T_{ev} + T_{air,in,ev}}{2} \quad (85)$$

Se calculó la densidad del aire en evaporación ($\rho_{air,ev} = density(Air, T = T_{prom,ev}, P = P_4)$), la Ecuación (86), para calcular el flujo másico del aire en evaporación ($\dot{m}_{air,ev}$).

$$\dot{m}_{air,ev} = \rho_{air,ev} \cdot \dot{V}_{air,ev} \quad (86)$$

Adicionalmente, se calcula el área frontal de evaporación, con la Ecuación (87):

$$A_{fr,ev} = W_{ev} \cdot H_{ev} \quad (87)$$

Para el desarrollo externo del evaporador se calculó la viscosidad del aire en el evaporador ($\mu_{air,ev} = Viscosity(Air, T = T_{prom_ev})$), el número de Prandtl ($Pr_{air,ev} = Prandtl(Air, T = T_{prom_ev})$), y la conductividad ($k_{air,ev} = Conductivity(Air, T = T_{prom_ev})$), la Ecuación (88) permite conocer la velocidad del aire ($V_{air,ev}$), el número de Reynolds ($Re_{air,ev}$) (Ecuación (89)), con la Ecuación (90) el número de Nusselt ($Nuss_{air,ev}$) y el coeficiente de transferencia de calor ($\bar{h}_{air,ev}$), empleando la correlación de Churchill y Bernstein mostrada en la Ecuación (91), de la misma manera que se aplicó en el condensador.

$$V_{air,ev} = \frac{\dot{m}_{air,ev}}{\rho_{air,ev} \cdot A_{fr,ev}} \quad (88)$$

$$Re_{air,ev} = \frac{\rho_{air,ev} \cdot V_{air,ev} \cdot D_{ext,ev}}{\mu_{air,ev}} \quad (89)$$

$$Nuss_{air,ev} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re_{air,ev}^{0.5} \cdot Pr_{air,ev}^{[1/3]}}{\left[1 + (0.4 \cdot Pr_{air,ev})^{(2/3)} \right]^{[1/4]}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_{air,ev}}{282000} \right)^{(5/8)} \right]^{[4/5]} \quad (90)$$

$$\bar{h}_{air,ev} = \frac{k_{air,ev} \cdot Nuss_{air,ev}}{D_{ext,ev}} \quad (91)$$

El radio efectivo de aletas (Ecuación (92)):

$$A_{s,al,tot,ev} = 2 \cdot \frac{L_{tub,ev}}{pas_{al,ev}} \cdot \pi \cdot \left[r_{ef,a,ev}^2 - \left(\frac{D_{ext,ev}}{2} \right)^2 \right] \quad (92)$$

Posteriormente, se define la conductividad del tubo en el evaporador ($k_{tub,ev} = Conductivity(Aluminum, T = T_{prom,ev})$). Además, se obtiene la eficiencia de las aletas ($Ef_{al,ev} = eta_{fin,annular,rect}(esp_{al,ev}, \frac{D_{ext,ev}}{2}, r_{ef,al,ev}, h_{bar,air,ev}, k_{tub,ev})$), con lo que se define la Ecuación (93) y determina la eficiencia del área total del evaporador:

$$Ef_{tot,o,ev} = 1 - A_{s,al,tot,ev} \cdot \left[\frac{1 - Ef_{al,ev}}{A_{tot,ev}} \right] \quad (93)$$

Con los parámetros anteriores es posible definir la resistencia térmica en la sección del aire (externo) para todo el evaporador con la Ecuación (94):

$$R_{air,ev} = \frac{1}{Ef_{tot,o,ev} \cdot \bar{h}_{air,ev} \cdot A_{tot,ev}} \quad (94)$$

Para la zona de evaporación (bifásica), inicialmente se asume la fracción del evaporador que abarca la zona de evaporación (F_{evap}) con el cual se calcula la longitud de la evaporación con la Ecuación (95).

$$L_{evap} = L_{tub,ev} \cdot F_{evap} \quad (95)$$

Se define la resistencia del aire en la zona de evaporación (externo) en la Ecuación (96):

$$R_{air,evap} = \frac{R_{air,ev}}{F_{evap}} \quad (96)$$

Ahora se procede con la definición de parámetros para la sección del refrigerante (interno).

La conductividad del refrigerante a partir de las funciones del software para obtener los valores ($k_{r,ev1} = Conductivity(R$, P = P_4, x = 1)$) y ($k_{r,ev2} = Conductivity(R$, P = P_4, x = 0)$), aplicando la Ecuación (97) se logra obtener la conductividad promedio:

$$k_{r,ev} = \frac{k_{r,ev1} + k_{r,ev2}}{2} \quad (97)$$

Así mismo, se calcula la velocidad del refrigerante en la evaporación con la Ecuación (98):

$$Vmr_{ev} = \frac{\dot{m}_R}{\rho_{R,ev} \cdot \pi \cdot \left[\frac{D_{int}}{2} \right]^2} \quad (98)$$

A partir de la Ecuación (99) se calcula el número de Reynolds del refrigerante

$$Re_{r,ev} = \frac{\rho_{R,ev} \cdot Vmr_{ev} \cdot D_{int}}{\mu_{r,ev}} \quad (99)$$

A continuación, se aplica la correlación de Dittus-Boelter (Ecuación (100)), para definir el número de Nusselt:

$$Nuss_{r,ev} = 0.023 \cdot Re_{r,ev}^{0.8} \cdot Pr_{r,ev}^{0.4} \quad (100)$$

Con el número de Nusselt y la Ecuación (101) se calcula el coeficiente de transferencia de calor interno en la zona de evaporación.

$$\bar{h}_{R,evap} = Nuss_{r,ev} \cdot \frac{k_{r,ev}}{D_{int,ev}} \quad (101)$$

Con la Ecuación (101), se completa los parámetros para determinar la resistencia térmica de la sección del refrigerante definida en la Ecuación (102).

$$R_{R,evap} = \frac{1}{L_{evap} \cdot \pi \cdot D_{int,ev} \cdot \bar{h}_{R,evap}} \quad (102)$$

Ahora se puede definir la resistencia térmica total para la sección de evaporación con la Ecuación (103).

$$R_{evap} = R_{air,evap} + R_{R,evap} \quad (103)$$

A partir de la Ecuación (104) se define la conductancia térmica en evaporación:

$$UA_{evap} = \frac{1}{R_{evap}} \quad (104)$$

Con las propiedades internas de EES, y en base a la calidad de saturación ($x = 1$) y la presión de evaporación asumida (P_4), se define la entalpía en evaporación del refrigerante ($h_{R,V,sat} = Enthalpy(R$, $x = 1, P = P_4$)), y la capacidad calorífica del aire a presión constante en evaporación ($Cp_{R,sh} = cP(R$, $T = T_{prom,R,sh}, P = P_R$)), con estos parámetros y la Ecuación (105) se calcula la capacitancia y el calor absorbido en la zona de evaporación realizando el balance de energía en la Ecuación (106):$$

$$\dot{C}_{air,evap} = \dot{m}_{air,ev} \cdot Cp_{air,ev} \cdot F_{evap} \quad (105)$$

$$\dot{q}_{bif,evap} = \dot{m}_R \cdot [h_{R,V,sat,ev} - h_4] \quad (106)$$

Sabiendo que el estado del refrigerante en esta zona es indeterminado, la capacitancia mínima es la del aire, la Ecuación (107) permite calcular el calor máximo absorbible en la zona de evaporación:

$$\dot{q}_{maxbif,ev} = \dot{C}_{air,evap} \cdot [T_{air,in,ev} - T_{ev}] \quad (107)$$

En este punto se procede con la aplicación del método e-NTU para esta zona.

La efectividad en la zona de evaporación (Ecuación (108)):

$$\varepsilon_{evap} = \frac{\dot{q}_{bif,ev}}{\dot{q}_{maxbif,ev}} \quad (108)$$

Como C_r es igual a 0, debido a que el refrigerante no varía su temperatura durante el cambio de fase, la conductancia térmica, en la zona de evaporación se define en la Ecuación (109):

$$UA_{evap} = NTU_{evap} \cdot \dot{C}_{air,evap} \quad (109)$$

En este punto sobra una Ecuación que implica el valor asumido de (F_{evap}), eliminando éste. Se necesita una Ecuación para lograr definir esa fracción, entonces el sistema de ecuaciones se completa con la Ecuación (110).

$$NTU_{evap} = -\ln \cdot (1 - \varepsilon_{evap}) \quad (110)$$

Para la zona de sobrecalentamiento se define su fracción, gracias la fracción de evaporación real ya determinada anteriormente y con la Ecuación (111).

$$F_{sh,ev} = 1 - F_{evap} \quad (111)$$

Longitud de la tubería que abarca la zona SH del evaporador (Ecuación (112)):

$$L_{sh,ev} = F_{evap} \cdot L_{tub,ev} \quad (112)$$

La resistencia térmica de la sección del aire (externo) en sobrecalentamiento ($R_{air,sh,ev}$) se puede definir con la Ecuación (113) a partir de la fracción de SH ($F_{sh,ev}$).

$$R_{air,sh,ev} = \frac{R_{air,ev}}{F_{sh,ev}} \quad (113)$$

La Ecuación (114) expresa la temperatura promedio del refrigerante para la zona de sobrecalentamiento en el evaporador:

$$T_{prom,R,sh,ev} = \frac{T_{ev} + T_{air,in,ev}}{2} \quad (114)$$

Para determinar el coeficiente convectivo de transferencia de calor interno, no se usan correlaciones como en el condensador, sino, directamente una función del software que bajo la definición de varios parámetros de entrada nos brinda entre sus salidas el coeficiente de transferencia de calor interno, el número de Nusselt, número de Reynolds entre otros parámetros:

$$\left(call\ PipeFlow(R\$, T_{prom,R,sh,ev}, P_4, \dot{m}_R, D_{int,ev}, L_{sh,ev}, \frac{e_{ev}}{D_{int,ev}} \right. \\ \left. : h_{bar,R,sh,ev}, h_{bar,R,sh,ev,H}, \delta_{R,sh,ev}, Nusselt_{T,R,sh,ev}, Re_{R,sh,ev} \right)$$

Conociendo el coeficiente de transferencia de calor, con la Ecuación (115) se define la resistencia térmica de la sección del refrigerante.

$$R_{R,sh,ev} = \frac{1}{L_{sh} \cdot \pi \cdot D_{int,ev} \cdot \bar{h}_{R,sh,ev}} \quad (115)$$

Encontrada la resistencia térmica de la sección refrigerante en zona de sobrecalentamiento se determina la resistencia térmica total de la zona de SH aplicando la suma mostrada en la Ecuación (116):

$$R_{sh,ev} = R_{R,sh,ev} + R_{air,sh,ev} \quad (116)$$

La inversa de la resistencia térmica (Ecuación (117)), para conocer la conductancia térmica:

$$UA_{sh,ev} = \frac{1}{R_{sh,ev}} \quad (117)$$

La capacidad calorífica del refrigerante a presión constante en esta zona ($C_{R,sh,ev} = cP(R$, $T = T_{prom,R,sh,ev}$, $P = P_4$)), la cual en base a la Ecuación (118) permite calcular la tasa de capacitancia del refrigerante en la zona de sobrecalentamiento de la evaporación:$

$$\dot{C}_{R,sh,ev} = \dot{m}_R \cdot C_{R,sh,ev} \quad (118)$$

La capacitancia del aire en esta sección se calcula con la Ecuación (119):

$$\dot{C}_{air,sh,ev} = \dot{m}_{air} \cdot C_{p,air,ev} \cdot F_{sh,ev} \quad (119)$$

Comparando se define la capacitancia mínima entre las del aire y la del refrigerante ($\dot{C}_{min,sh,ev} = \min(\dot{C}_{R,sh,ev}, \dot{C}_{air,sh,ev})$), lo cual da paso a la Ecuación (120) para determinar el número de unidades de transferencia de calor ($NTU_{sh,ev}$):

$$NTU_{sh,ev} = \frac{UA_{sh,ev}}{\dot{C}_{min,sh,ev}} \quad (120)$$

El calor máximo que se puede transferir en esta zona a partir de la Ecuación (121):

$$\dot{q}_{max,sh,ev} = \dot{C}_{min,sh,ev} \cdot [T_{air,in,ev} - T_{ev}] \quad (121)$$

En este punto se aplica el método e-NTU, pero en este caso para determinar la eficiencia en esta zona se aplica la siguiente función del software:

$$(\varepsilon_{sh,ev} = \text{HX}(\text{crossflow-both-unmixed}; NTU_{sh-ev}; C\text{-dot-R-sh-ev}; C\text{-dot-R-sh-ev}; \text{epsilon})).$$

Con el valor de la efectividad ($\varepsilon_{sh,ev}$), el calor absorbido real en el sobrecalentamiento del evaporador se determina con la Ecuación (122).

$$\dot{q}_{sh,ev} = \dot{q}_{max,sh,ev} \cdot \varepsilon_{sh,ev} \quad (122)$$

La entalpía del refrigerante a la salida del evaporador se calcula con la Ecuación (123):

$$h_{R,out,ev} = h_{R,V,sat,ev} + \frac{\dot{q}_{sh,ev}}{\dot{m}_R} \quad (123)$$

Con las funciones de EES se obtiene la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador ($T_{R,out,ev} = \text{Temperature}(R$, $P = P_4$, $h = (h_{R,out,ev})$). Para conocer la capacidad total del$

condensador se suman los dos calores obtenidos en los procesos anteriores, así como muestra la Ecuación (124).

$$\dot{q}_{evaporador} = \dot{q}_{sh,ev} + \dot{q}_{bif,ev} \quad (124)$$

Las áreas del evaporador se calculan en función de la zona de sobrecalentamiento ($A_{sh,ev}$) y evaporación ($A_{bif,ev}$) con las ecuaciones (125) y (126), respectivamente:

$$A_{sh,ev} = F_{sh,ev} \cdot A_{tot,ev} \quad (125)$$

$$A_{bif,ev} = F_{evap} \cdot A_{tot,ev} \quad (126)$$

De la misma manera que en el condensador se elabora un perfil de temperaturas en función de la capacidad frigorífica del evaporador, la codificación para este proceso se muestra en el Anexo C.

2.1.2. Modelado del compresor

En el presente estudio se consideró un compresor de tipo recíprocante con un desplazamiento volumétrico (d_v), una velocidad del eje del compresor (n_{comp}). Para el modelo del compresor es importante determinar las ecuaciones gobernantes de las eficiencias (curvas de eficiencias), en este caso se va a determinar estas ecuaciones a partir de datos experimentales de eficiencias para el compresor A/C de R134a obtenidos en “*Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO2 versus conventional R134a*” (McEnaney, et al., 1998, p.147).

De acuerdo con McEnaney, es posible representar la eficiencia volumétrica e isoentrópica en función de la relación de presiones, según datos experimentales del compresor (Belman Flores et al., 2013, p.1414).

Para este sistema se cuenta con datos experimentales para la representación de la eficiencia volumétrica (n_{vol}), en función de la relación de presiones (Tabla 3-2). La relación de presiones (rp) se define con la Ecuación (127).

$$rp = \frac{P_{descarga}}{P_{succión}} \quad (127)$$

donde ($P_{descarga}$) es la presión de descarga del compresor mientras que ($P_{succión}$) es la presión de evaporación (succión del compresor).

Tabla 3-2: Datos experimentales de eficiencia volumétrica del compresor.

$n_{vol} [-]$	$rp [-]$
0,5	7,8
0,54	6,8
0,52	7,5
0,54	5,7
0,56	7,1
0,59	5,5
0,58	5,6
0,6	5,2
0,67	4,5

Fuente: McEnney, 1998

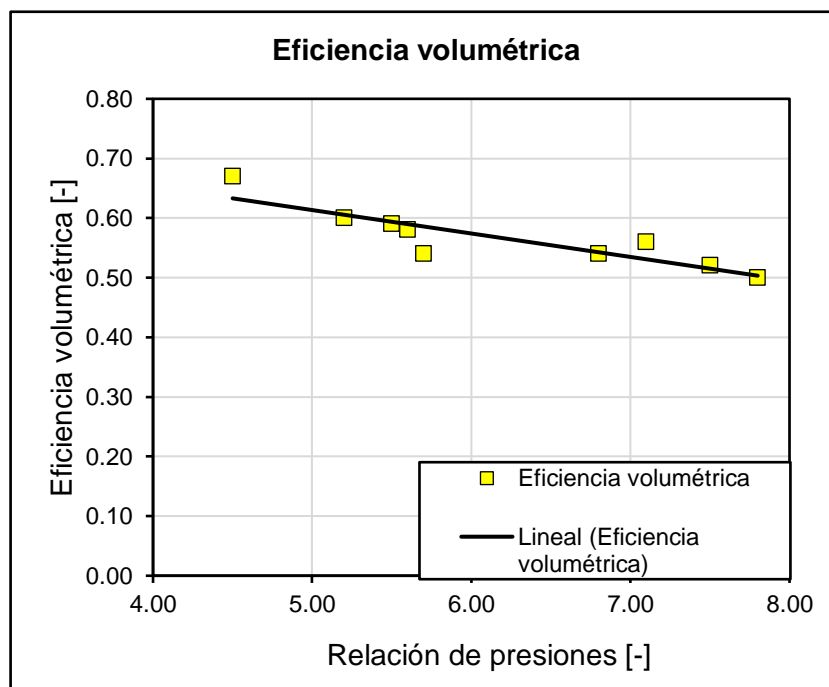


Gráfico 1-2: Linealización de datos experimentales de eficiencia volumétrica del compresor.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Los datos experimentales de la eficiencia volumétrica del compresor se correlacionaron como se muestra en el Gráfico 1-2, en una función lineal expresada con la Ecuación (128):

$$n_{vol} = -0.0393 \cdot rp + 0.81 \quad (128)$$

La Ecuación (129) define el flujo másico del refrigerante a lo largo del sistema se calcula con la Ecuación (128), donde ($\rho_{in,comp} = Density(R, T = T_{R,out,ev}, P = P_4)$)

$$\dot{m}_R = n_{vol} \cdot \rho_{in,comp} \cdot \frac{n_{comp}}{60} \cdot d_v \quad (129)$$

De acuerdo con los datos experimentales de McEnaney se puede expresar la eficiencia isoentrópica del compresor (n_{iso}) en función de (rp), (Tabla 4-2).

Tabla 4-2: Datos experimentales para la eficiencia isentrópica del compresor.

n_{iso} [-]	rp [-]
0,54	7,8
0,56	6,8
0,56	7,5
0,58	5,7
0,59	7,1
0,6	5,5
0,6	5,6
0,62	5,2
0,66	4,5

Fuente: McEnaney, 1998

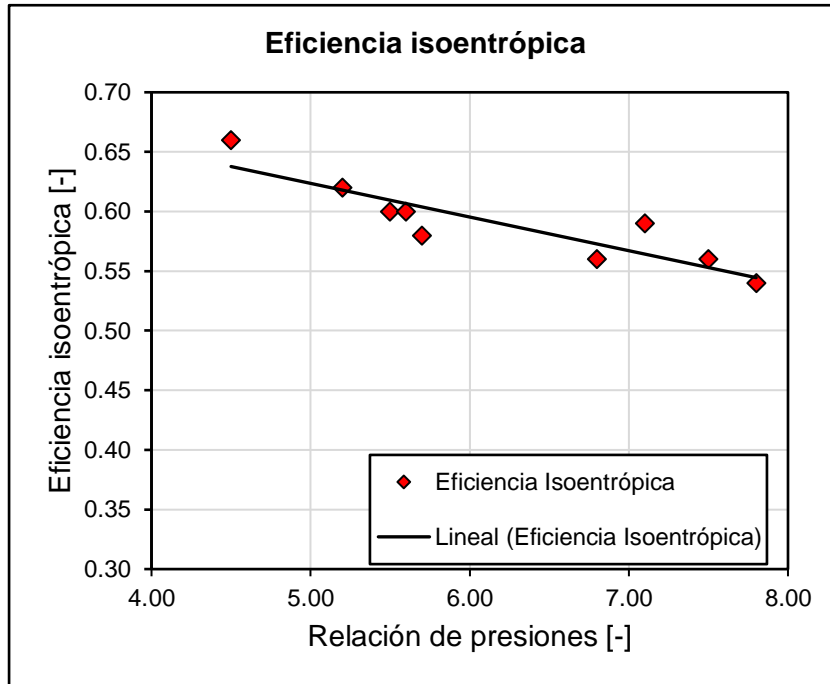


Gráfico 2-2: Linealización de datos experimentales de la eficiencia isoentrópica del compresor.

Fuente: López E., Villacís E., 2021.

Los datos experimentales de la eficiencia isoentrópica del compresor se correlacionaron (Gráfico 2-2), en una función lineal de la forma que expresa la Ecuación (130).

$$n_{iso} = -0.0282 \cdot rp + 0.7648 \quad (130)$$

Se calcularon los valores de entropía ($s_1 = Entropy(R$, $T = T_{R,out,rv}, P = P_4)$), entalpía de salida ($h_1 = Enthalpy(R$, $T = T_{R,out,ev}, P = P_4)$), de la temperatura ($t_5 = Temperature(R$, $P = P_R, s = s_1)$) y la entalpía de entrada ($h_5 = Enthalpy(R$, $P = P_R, s = s_1)$). La entalpía del refrigerante a la salida del compresor (h_2) se calcula con la Ecuación (131).$$$$

$$h_2 = \frac{h_5 - h_1}{n_{iso}} + h_1 \quad (131)$$

La temperatura de entrada del refrigerante hacia el condensador se calcula con la función ($T_{R,in,cond} = Temperature(R$, $P = P_R, h = h_2)$). El trabajo del compresor (W_{comp}) se estima con la Ecuación (132):$

$$W_{comp} = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1) \quad (132)$$

Una vez calculado el trabajo del compresor y hallado la capacidad total del evaporador procedimos a calcular el COP de refrigeración (COP_{ref}), a partir de la Ecuación (133):

$$COP_{ref} = \frac{\dot{q}_{evaporador}}{W_{comp}} \quad (133)$$

El modelo calcula las propiedades del refrigerante de cada punto del ciclo mostrado en la Figura 1-2, para graficar el ciclo termodinámico de la Figura 2-2 sobre un diagrama de P-H. La codificación para este proceso se puede revisar en el Anexo D.

2.2. Estrategia para la validación del modelo del sistema A/C automotriz

Para la validación se configura el modelo con las características de un sistema de aire acondicionado real, del cual se dispongan resultados experimentales que sirvan para la validación. Esto implica adaptación de áreas de los intercambiadores, condiciones de funcionamiento, entre otros.

Bajo las características propias de un sistema real de aire acondicionado, se toma como referencia las condiciones y los resultados experimentales de McEnaney (Anexo E), et al. (1998), en la Tabla 5-2 se presenta la matriz de condiciones representativas de operación para A/C automotriz:

Tabla 5-2: Condiciones representativas de operación del sistema de A/C usadas para la validación.

Prueba	I30	M26	I28	I23	M23	I13	M12	I16	M3	I19	M10	I17	M8	I11	M5
Temperatura de ingreso de aire al condensador (°C)	15,5		21,1	32,2	21,1	43	32,2	54,4	43,3		32,2				43,3
Temperatura del habitáculo(°C)			21,1				26,7	32,2			26,6		21,1		26,6
Flujo de aire al evaporador (m ³ /min)			2,832				4,956				7,08				

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: McEnaney, 1998, pág. 148

- I: Condiciones de ralentí: velocidad del compresor=950 rpm. Flujo de aire al condensador=22.67 m³/min
- M: Condiciones de velocidad intermedias: velocidad del compresor=1800 rpm. Flujo de aire al condensador=26.90 m³/min
- H: Condiciones de velocidad en carretera: velocidad del compresor=3000 rpm. Flujo de aire al condensador=35.40 m³/min

El primer análisis del modelo es verificar que represente correctamente los fundamentos termodinámicos, de transferencia de calor, físicos, entre otros, que forman parte de un sistema general de aire acondicionado automotriz y un ciclo de compresión de vapor.

En la Tabla 6-2, se muestran los datos experimentales de este sistema con las condiciones antes mencionadas. Los principales resultados experimentales de referencia son: Capacidad Frigorífica (\dot{Q}_{evap}) y coeficiente de desempeño del sistema (COP).

Tabla 6-2: Resultados experimentales de las variables representativas del sistema A/C automotriz con R134a, usados para la validación.

Prueba	$n_{vol}[-]$	$n_{iso}[-]$	$\dot{Q}_{evap\ exp} [kW]$	$COP_{exp}[-]$
I11	0,62	0,60	2,773	2,03
I13	0,60	0,59	2,475	1,9
I17	0,60	0,58	2,208	1,75
I19	0,66	0,67	3,142	2,58
I23	-	-	1,219	1,91
I28	-	-	1,141	2,7
I30	-	-	1,132	3,12
I6	0,58	0,54	2,939	1,75
M10	0,56	0,54	3,754	1,68
M12	-	-	2,548	1,82
M3	0,59	0,56	4,194	1,58
M23	-	-	1,107	2,38
M26	-	-	1,104	2,51
M5	0,56	0,52	3,48	1,44
M8	0,54	0,50	2,817	1,27

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: McEnaney, 1998, pág. 149.

Inicialmente, es importante analizar que el modelo brinde una predicción acertada de un ciclo de compresión de vapor y un sistema de aire acondicionado automotriz, para ello, el modelo tiene como uno de sus resultados la representación gráfica del ciclo termodinámico sobre en un diagrama P-H, y para el análisis de los intercambiadores una representación gráfica de los perfiles de temperaturas, que considera el comportamiento de la temperatura del aire y refrigerante en los intercambiadores.

Con el modelo acorde a un sistema real se procede con una toma de resultados para evaluar las desviaciones del modelo y establecer variables manipulables para reducir la desviación hasta valores aceptables, definidos para el presente estudio hasta un 10% de desviación con los resultados experimentales. Este proceso puede tomar varias etapas hasta verificar que el modelo brinde resultados dentro de un rango aceptable.

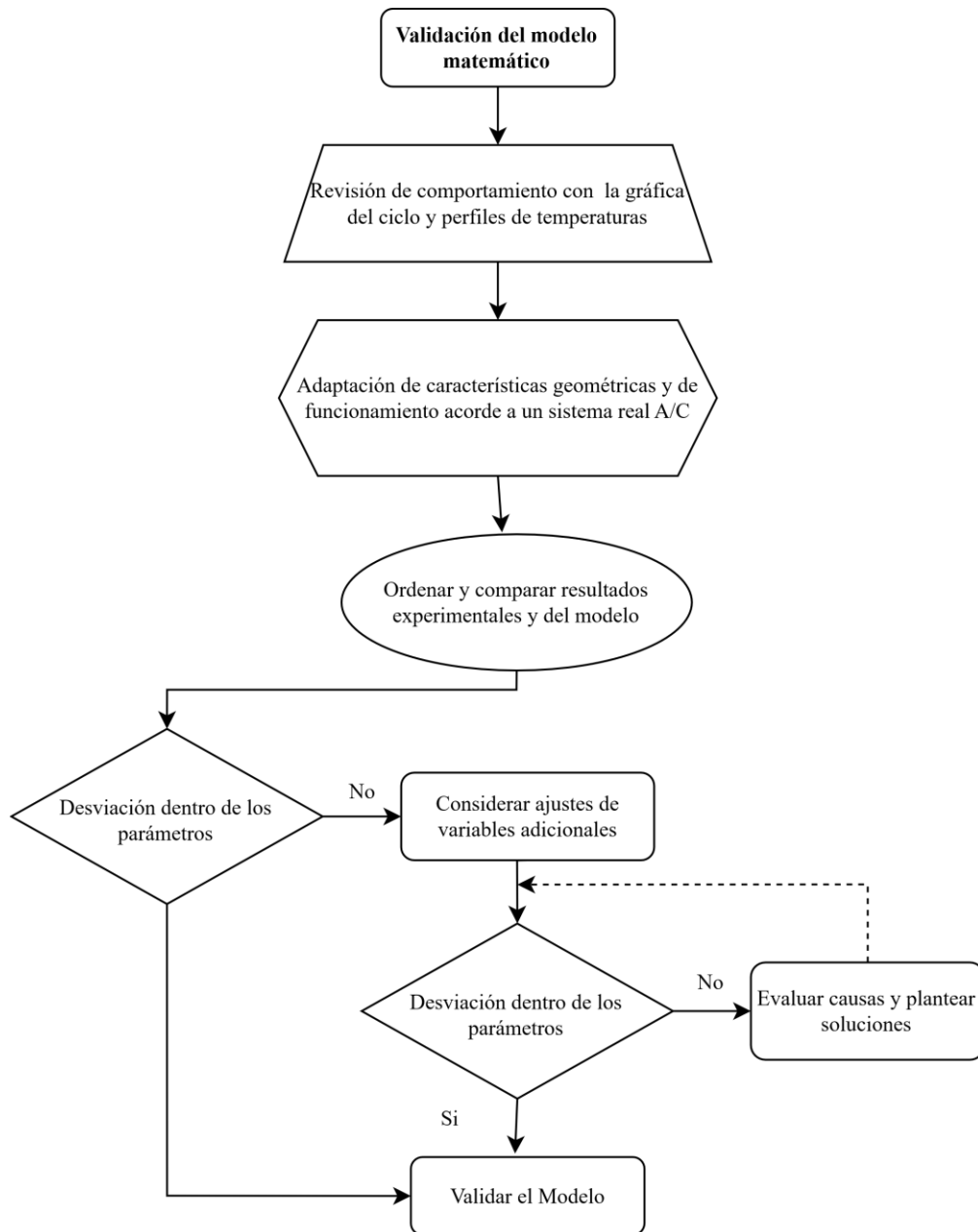


Figura 8-2: Diagrama del proceso aplicado para la validación del modelo del sistema A/C automatizado.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

La Figura 8-2 muestra un diagrama del proceso de validación y sus etapas.

2.3. Simulación del funcionamiento del A/C automatizado

2.3.1. Estrategia de simulación

En la Figura 3-2 se muestra un diagrama del modelo matemático, es pertinente establecer una matriz de condiciones de operación, que representen el espectro de funcionamiento de los sistemas de aire acondicionado automatizado.

Para representar condiciones de operación locales para el sistema A/C se consideran un conjunto de temperaturas representativas tanto para el ambiente y el habitáculo del vehículo tomados en la ciudad de Ambato. De esta manera, indirectamente, se está considerando parámetros importantes como radiación, materiales de la cabina distribución del aire y cargas térmicas, que no son el enfoque en el presente estudio.

Posteriormente, se fijan tres condiciones de operación (ralentí/estacionado, ciudad y carretera) que permiten parametrizar correctamente el funcionamiento real del sistema de A/C automotriz. Para asegurar una correcta representación, algunas variables se han fijado en base al estudio de McEnaney, que cubre un gran espectro de condiciones de operación posibles en la realidad.

Por último, se considera la presión atmosférica local entre las condiciones de operación.

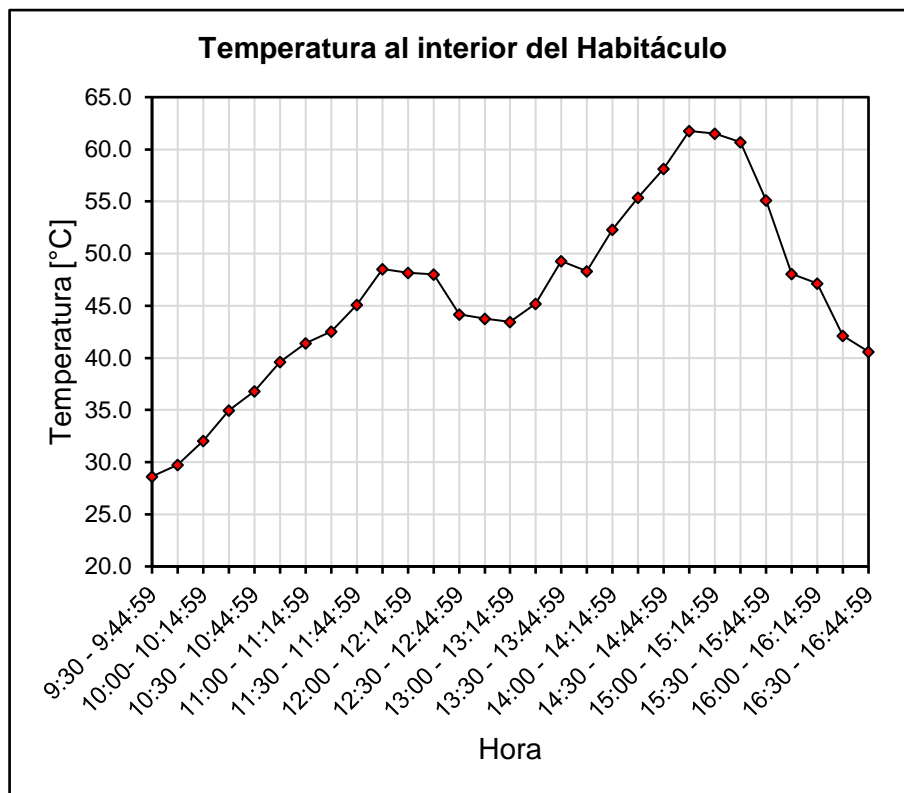
Después de definir las condiciones de operación del modelo se procede a realizar las simulaciones pertinentes y a tabular los datos de salida (outputs). En este caso, se va a prestar especial atención a las siguientes variables: Temperaturas de condensación y evaporación, relación de presiones, eficiencias volumétrica e isoentrópica, consumo del compresor, capacidad frigorífica, COP de refrigeración, Temperaturas de descarga del refrigerante y temperatura del aire a la salida del evaporador.

2.3.2. Definición de condiciones de operación

Para la temperatura de ingreso del aire al evaporador (temperatura inicial del habitáculo) y la temperatura ambiental, se ha tomado un conjunto de datos de temperaturas al interior y exterior de un vehículo sin usar el aire acondicionado en un día aleatorio en la ciudad de Ambato, desde las 9:30 hasta las 16:45 horas (Anexo F), en este intervalo se considera que es apropiado y necesario el uso del sistema de aire acondicionado. Los datos fueron adquiridos de *“Desarrollo de un modelo térmico de la cabina de un vehículo para predecir su comportamiento térmico bajo varias condiciones ambientales exteriores”* (Trujillo Tello & Machado Solís, 2021).

Para considerar una temperatura media en el habitáculo se tomaron medidas con 9 sensores ubicados estratégicamente en el habitáculo por todo el intervalo de tiempo antes mencionado, en total se cuenta con 859 tomas por cada sensor. La temperatura al interior depende de muchos factores como: materiales de ventanas, carrocería, asientos y demás factores, que no son parte del presente análisis.

Con fines de optimizar el gasto computacional en el proceso de simulación, se toma una temperatura media representativa para cada 15 minutos hasta completar el intervalo de estudio, quedando por último un conjunto de 29 valores que abarcan el comportamiento de la temperatura del habitáculo a lo largo de un día. Las temperaturas interiores del habitáculo se muestran en el Gráfico 3-2.



Gráfica 3-2: Temperatura medida al interior del habitáculo a lo largo de un día en la ciudad de Ambato.

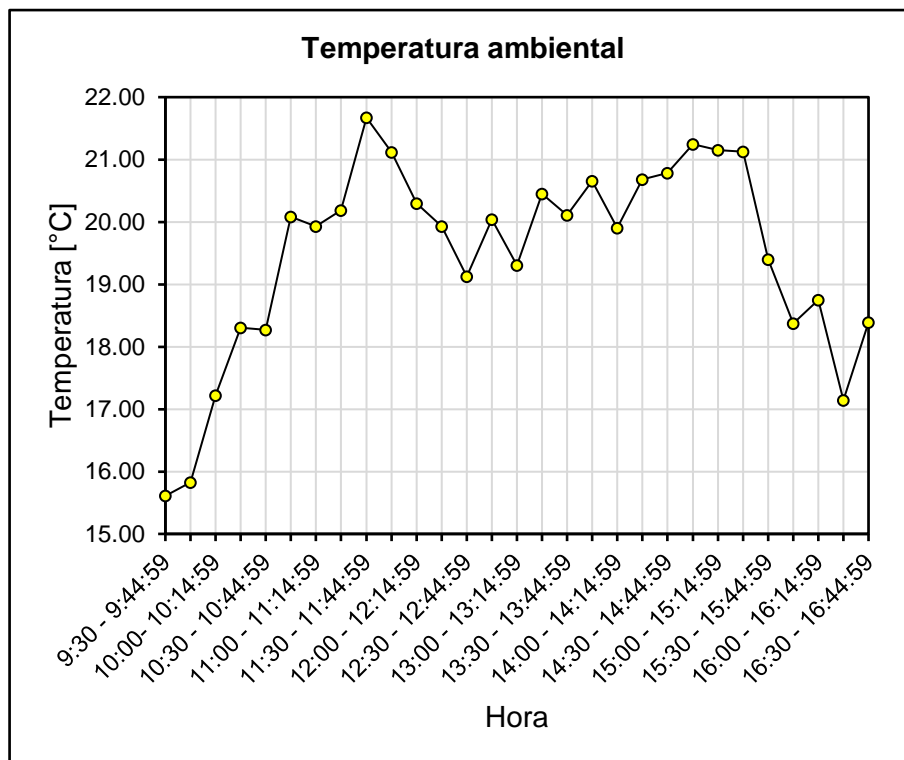
Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Trujillo J., Machado C., 2021.

En el Gráfico 3-2 se observa que la temperatura del interior del habitáculo alcanza valores notables, siendo el mayor 61.76 °C en el intervalo de las 14:45 y las 15 horas.

En lo que respecta a la temperatura del aire al ingreso hacia el condensador, de la misma manera fueron medidas al igual que en el interior del habitáculo, pero en la parte exterior (temperatura ambiental) en el mismo intervalo de horas. Luego con el mismo proceso se divide las tomas en 29 temperaturas representativas para los intervalos de 15 minutos.

La temperatura ambiental muestra el comportamiento observado en el Gráfico 4-2.



Gráfica 4-2: Temperatura medida del ambiente exterior al vehículo a lo largo de un día en la ciudad de Ambato.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Trujillo J., Machado C., 2021.

Según los Gráficos 3-2 y 4-2, las temperaturas ambientales (exteriores) y las del habitáculo (interiores) en algunos casos tienen una diferencia significativa, esto es entendible si se considera la altitud de la sierra ecuatoriana, los efectos de la radiación y las condiciones en las que se hicieron las mediciones.

En la Tabla 7-2 se muestra el conjunto de temperaturas del habitáculo y del ambiente, consideradas a lo largo del día para las simulaciones

Tabla 7-2: Temperaturas medidas a lo largo de un día en el habitáculo y ambiente en la ciudad de Ambato.

Hora	T_{habitáculo}(°C)	T_{ambiente} (°C)
9:30 - 9:44:59	28,629	15,609
9:45 - 9:59:59	29,767	15,821
10:00- 10:14:59	32,048	17,216
10:15 - 10:29:59	34,967	18,307
10:30 - 10:44:59	36,827	18,275
10:45 - 10:59:59	39,595	20,085
11:00 - 11:14:59	41,395	19,932
11:15 - 11:29:59	42,544	20,186
11:30 - 11:44:59	45,081	21,671
11:45 - 11:59:59	48,529	21,116
12:00 - 12:14:59	48,135	20,295
12:15 - 12:29:59	47,991	19,930
12:30 - 12:44:59	44,196	19,128
12:45 - 12:59:59	43,763	20,038
13:00 - 13:14:59	43,451	19,305
13:15 - 13:29:59	45,199	20,451
13:30 - 13:44:59	49,275	20,107
13:45 - 13:59:59	48,317	20,652
14:00 - 14:14:59	52,321	19,902
14:15 - 14:29:59	55,358	20,686
14:30 - 14:44:59	58,123	20,784
14:45 - 14:59:59	61,755	21,246
15:00 - 15:14:59	61,493	21,149
15:15 - 15:29:59	60,680	21,124
15:30 - 15:44:59	55,131	19,396
15:45 - 15:59:59	48,053	18,371
16:00 - 16:14:59	47,133	18,751
16:15 - 16:29:59	42,139	17,143
16:30 - 16:44:59	40,615	18,391

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: Trujillo J., Machado C., 2021.

Para el flujo volumétrico de aire hacia el evaporador se considera tres niveles del ventilador que en la realidad sería controlada por el usuario, por tanto, se fijan tres niveles de flujo volumétrico, como referencia la matriz de condiciones de operación de McEnaney (McEnaney, et al., 1998, p.148).

En el caso del flujo volumétrico del aire hacia el condensador, también se usa como base la matriz de condiciones de operación de McEnaney, sabiendo que está íntimamente relacionado a la velocidad del vehículo, por tanto, se considera tres condiciones: estacionado, ciudad, carretera, con respecto a la velocidad de circulación.

La velocidad del compresor depende del régimen de giro del motor y es importante tener presente que el control del sistema de aire acondicionado automotriz en este caso concreto es ON/OFF, por tanto, la velocidad del compresor no está totalmente controlada por el usuario, pero también se puede determinar tres estados representativos relacionados al régimen del motor como en ralentí (estacionado), carga intermedia (ciudad) y carga alta (carretera), igualmente con base en McEnaney. Las condiciones de flujo al condensador y régimen de giro del compresor son dependientes entre sí, por esta razón para la etapa de simulación se las debe considerar en pares. La Tabla 8-2 muestra la matriz de condiciones de operación que en este caso serían los inputs de la simulación.

Tabla 8-2: Parámetros y condiciones de operación establecidos para la simulación.

Parámetros	Condiciones de operación		
	Ralentí/Estacionado	Ciudad	Carretera
Condición representativa			
Flujo de aire al condensador (m^3/s)	0,3778	0,448	0,59
Velocidad del compresor (RPM)	950	1800	3000
Flujo de aire al evaporador (m^3/s)	0,0472	0,0826	0,118

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Fuente: McEnaney, 1998, pág. 149.

Como se muestra en la Tabla 8-2, el flujo de aire hacia el evaporador es independiente a las otras variables, ya que es controlada a voluntad del conductor, por tanto, para condiciones reales se presentan 9 combinaciones (tomas o pruebas) posibles de condiciones de operación (inputs), que se describen en la Tabla 9-2.

Tabla 9-2: Tomas para las simulaciones con sus condiciones de operación.

Toma	Condición Representativa	Flujo de aire hacia el evaporador
1.1.1	Estacionado	Bajo (0,0472 m ³ /s)
1.2.2	Estacionado	Medio (0,0826 m ³ /s)
1.3.3	Estacionado	Alto (0,118 m ³ /s)
2.1.1	Ciudad	Bajo (0,0472 m ³ /s)
2.2.2	Ciudad	Medio (0,0826 m ³ /s)
2.3.3	Ciudad	Alto (0,118 m ³ /s)
3.1.1	Carretera	Bajo (0,0472 m ³ /s)
3.2.2	Carretera	Medio (0,0826 m ³ /s)
3.3.3	Carretera	Alto (0,118 m ³ /s)

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Con respecto al sobrecalentamiento y subenfriamiento se fija un valor de 5 K para ambos casos. Este intervalo es generalizado para asegurar que la válvula de expansión logre regular y que la temperatura de succión del refrigerante no sea tan elevada al ingreso del compresor.

Por último, se considera la presión atmosférica local, que para Ambato la media es de 68.7611 kPa según el INAMHI.(Terán C. 2011 pp. 28)

CAPÍTULO III

3. MARCO DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

El propósito de este capítulo es representar, resumir y analizar los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas, con un mayor énfasis en las variables más significativas para la presente investigación, las cuales permitan analizar y comparar el comportamiento y desempeño del sistema con cada refrigerante, considerando un teórico proceso de DROP-IN, pero con base estricta en las simulaciones. Los principales parámetros de análisis son: temperatura de descarga del refrigerante, relación de presiones, eficiencias, capacidad frigorífica, consumo del compresor y el COP.

Las simulaciones se llevaron a cabo fijando las condiciones representativas de operación del sistema, que en su mayoría dependen de los flujos de aire hacia los intercambiadores y el régimen de giro del compresor, por tanto, se establecen nueve plantillas del modelo para cada refrigerante, ya que como antes se explicó, el flujo de aire al condensador y la velocidad de giro del compresor son dependientes entre sí para objetivos de representar condiciones reales. Las variables fijas y comunes para las simulaciones serían la presión atmosférica y características geométricas de los intercambiadores.

Las variables a controlar en cada plantilla de simulación son la temperatura del habitáculo y la temperatura ambiental.

3.1. Resultados de la validación del modelo A/C automotriz

De acuerdo a la metodología de validación comentada en el marco metodológico, compete adaptar las condiciones propias de un sistema A/C automotriz y, además, varios parámetros que están en función a datos que en la elaboración del modelo fueron asumidos, y en algunos casos diferentes a los datos reales considerados para este estudio. Estos parámetros a ajustar son, por ejemplo: características geométricas de los intercambiadores, del compresor, presión atmosférica a nivel del mar, sobrecalentamiento, subenfriamiento, entre otros.

3.1.1. Revisión del comportamiento del ciclo y perfiles de temperatura

Con la adaptación de condiciones de operación, características geométricas de intercambiadores y compresor, acorde a un sistema real según McEnaney, es pertinente analizar el modelo en lo que refiere al ciclo termodinámico y a los perfiles de temperatura de los intercambiadores, con el fin de corroborar todos los fundamentos científicos que implica el modelo. A continuación, se muestra la representación del ciclo y perfiles de temperatura de los intercambiadores bajo condiciones intermedias de funcionamiento, es decir, condiciones de ciudad y con flujo de aire hacia el evaporador de $0,0826 \text{ m}^3/\text{s}$ y con una temperatura del habitáculo de $39.595 \text{ }^\circ\text{C}$ y temperatura ambiente de $20.085 \text{ }^\circ\text{C}$.

En la Figura 1-3 se muestra el comportamiento del sistema bajo las condiciones antes mencionadas, con una temperatura de evaporación de $-17.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de condensación de $37.61\text{ }^{\circ}\text{C}$, en lo que compete al ciclo termodinámico del refrigerante estos valores obtenidos indican una correcta elaboración y ejecución del modelo porque no se observan comportamientos extraños ni propiedades extremas que causen inestabilidad en los resultados.

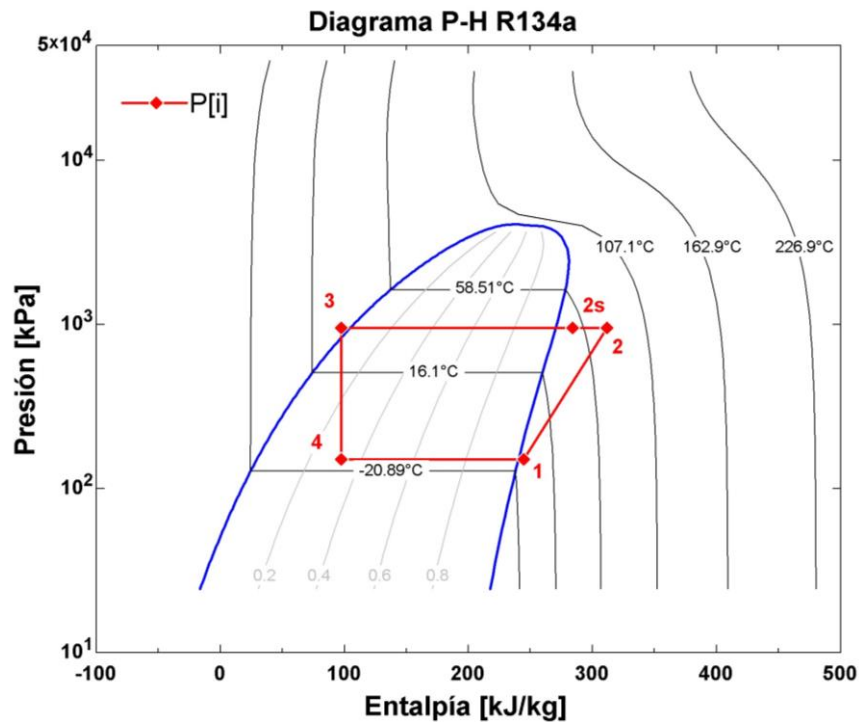


Figura 1-3: Representación gráfica del ciclo termodinámico del modelo sobre un diagrama P-H con R134a.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Para determinar un correcto comportamiento del condensador se analiza su perfil de temperaturas, se observa en la Figura 2-3 el cambio de la temperatura del refrigerante y del aire a lo largo de su paso por el condensador.

En la Figura 2-3 se puede observar un perfil temperatura como se planificó para el modelado del condensador, se puede diferenciar fácilmente en el refrigerante las tres zonas: desrecalentamiento, condensación, y subenfriamiento. Con una temperatura de entrada y salida del fluido de $76.91\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $32.61\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente y un SC de 5 K, en cuanto al aire se tiene una temperatura de entrada de $20.09\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale a $31.75\text{ }^{\circ}\text{C}$. Esto da indicios de el correcto desempeño del modelo en lo que refiere a fundamentos de transferencia de calor.

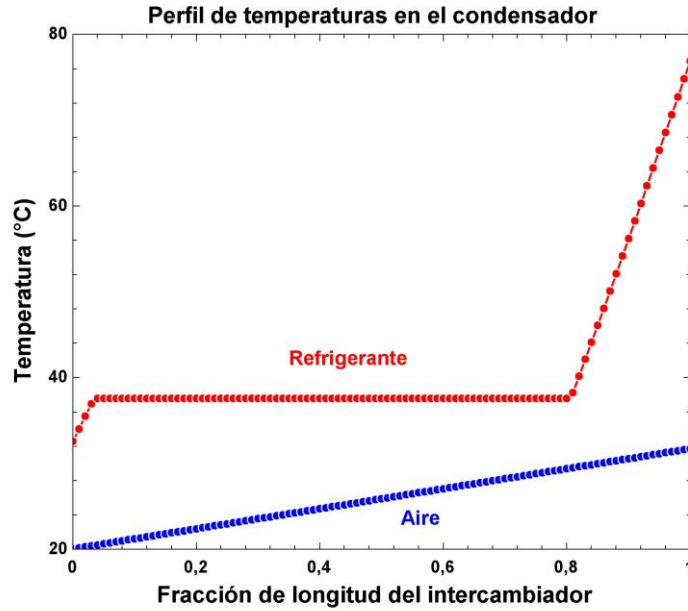


Figura 2-3: Perfil de temperaturas del condensador, elaborado con el modelo en EES.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Se observa en la Figura 3-3, el perfil de temperaturas del evaporador y se distingue claramente la zona de evaporación y sobrecalentamiento, las cuales fueron claramente definidas en el capítulo anterior, con una temperatura de entrada y salida del fluido de -17.1°C y -12.1°C respectivamente y un SH de 5 K. Además del comportamiento de la temperatura del aire con una temperatura de entrada y salida de 39.6°C y 1.153°C respectivamente.

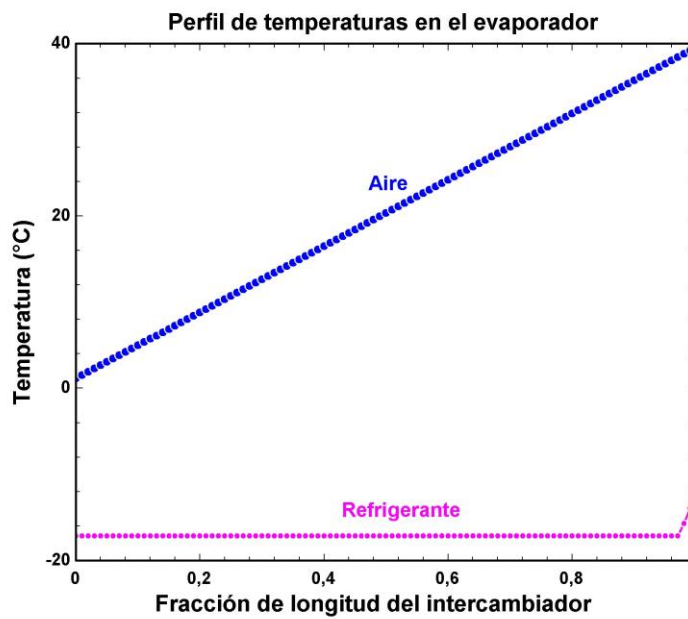


Figura 3-3: Perfil de temperaturas del evaporador, elaborado con el modelo en EES.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

3.1.2. Determinación de variables influyentes en la validación

El modelo matemático requiere de un proceso de ajustes para que logre reproducir un comportamiento real, es importante determinar las variables más influyentes y ajustarlas de tal manera que nos permitan resultados similares a los experimentales de la Tabla 6-2, estos son obtenidos bajo la matriz de pruebas de McEnaney mostrada en la Tabla 5-2.

En primera instancia se ajustan las áreas de transferencia de calor para los intercambiadores, en este caso se modifican las características geométricas del intercambiador hasta que el área de transferencia de calor del modelo coincida con el valor de área de la sección del aire observado en la en la Tabla 1-2. Se alcanza un ajuste de área de transferencia de calor de 7.236 m^2 y 3.561 m^2 , para el condensador y evaporador respectivamente. Además, con un valor prefijado de SH y SC de 5 K.

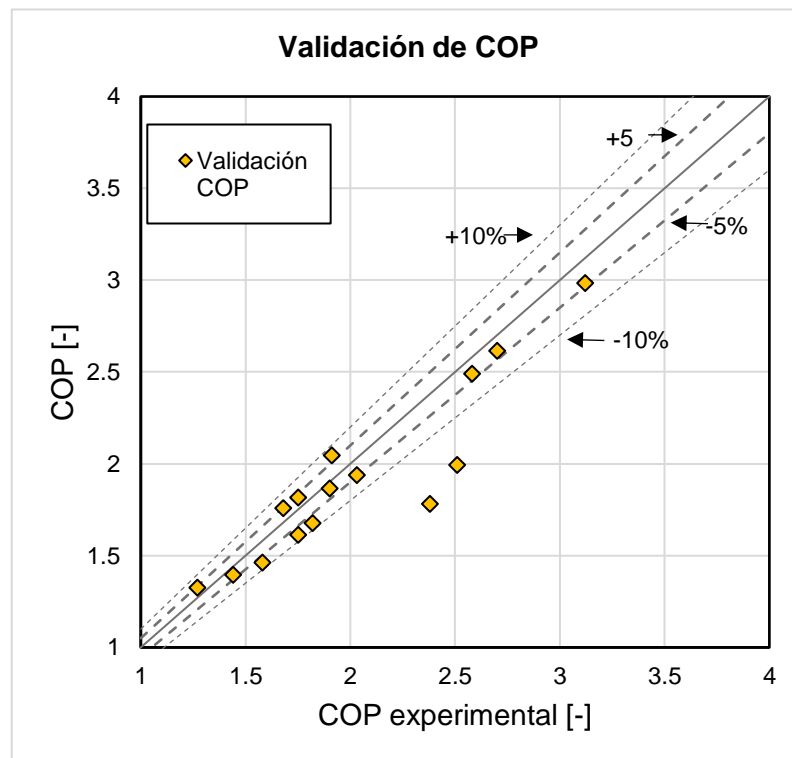


Gráfico 1-3: Validación de COP, ajustando el área total de transferencia de calor.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

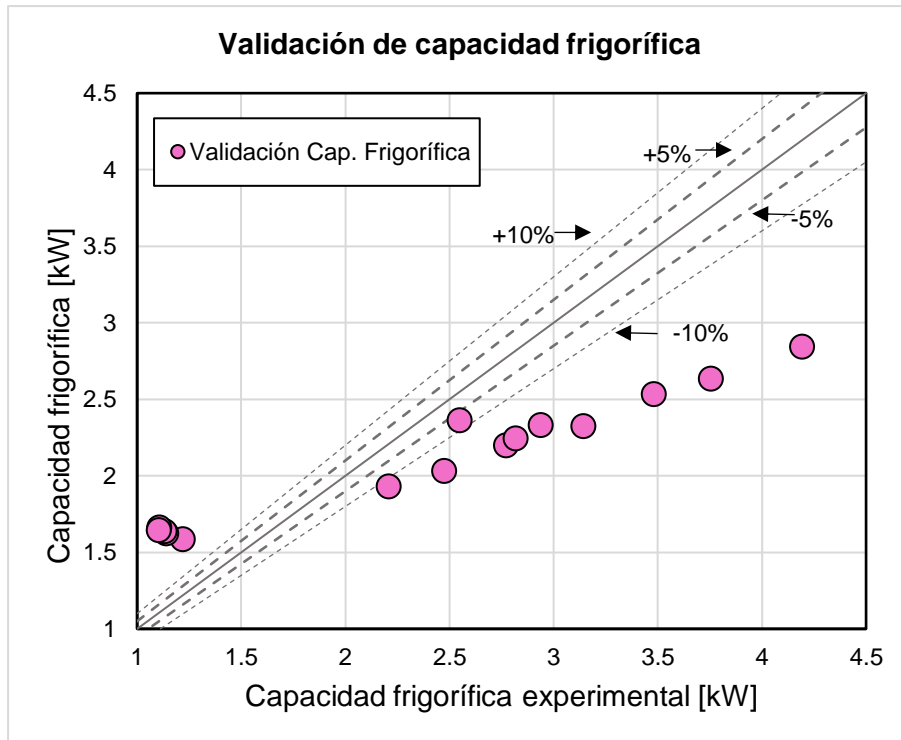


Gráfico 2-3: Validación de la capacidad frigorífica, ajustando el área total de transferencia de calor.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Analizando el primer ajuste se observa que el COP (Gráfico 1-3) está relativamente ajustado con una desviación promedio de 4.56%, con respecto al experimental, sin embargo, al analizar la capacidad frigorífica (Gráfico 2-3), se puede ver que la totalidad de los puntos de validación se encuentran desviados, hasta con un 23.03% en promedio, que de manera clara no predice correctamente el comportamiento de la capacidad frigorífica.

Según la estrategia se puede ajustar otras variables, la siguiente que se puede manipular es el área frontal de los intercambiadores, con valores de 0.1964 m^2 0.04048 m^2 para el condensador y evaporador respectivamente que no difieren significativamente de los valores mostrados en la Tabla 1-2, esto tendrá principal influencia en el coeficiente de transferencia de calor externa (aire), y sus resultados se presentan en los siguientes gráficos:

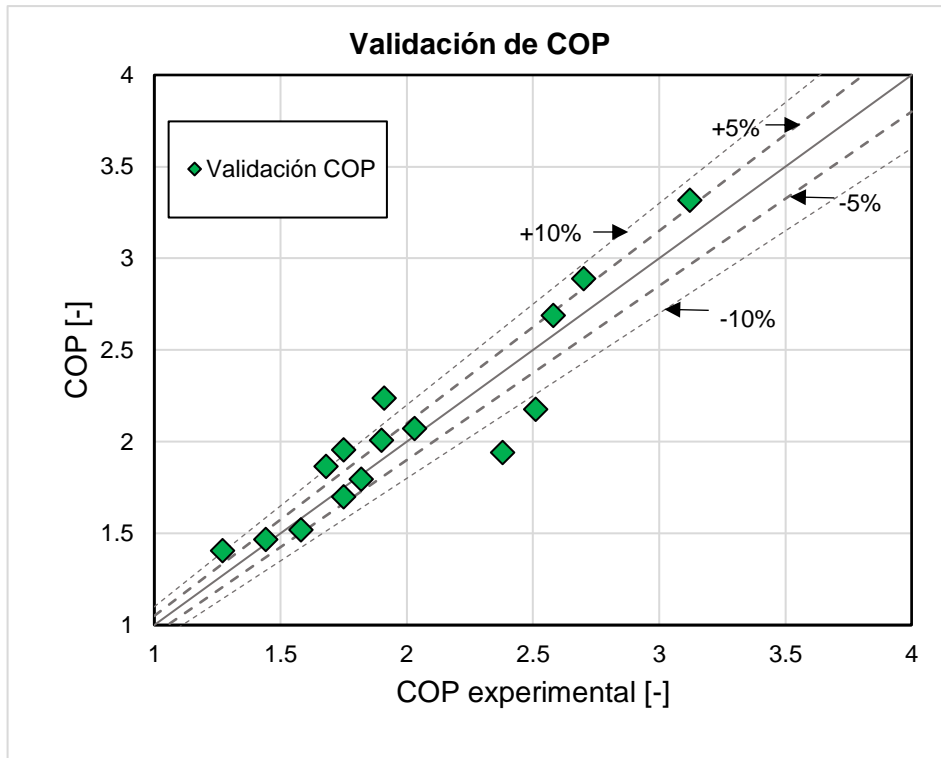


Gráfico 3-3: Validación de COP, ajustando el área frontal de los intercambiadores.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

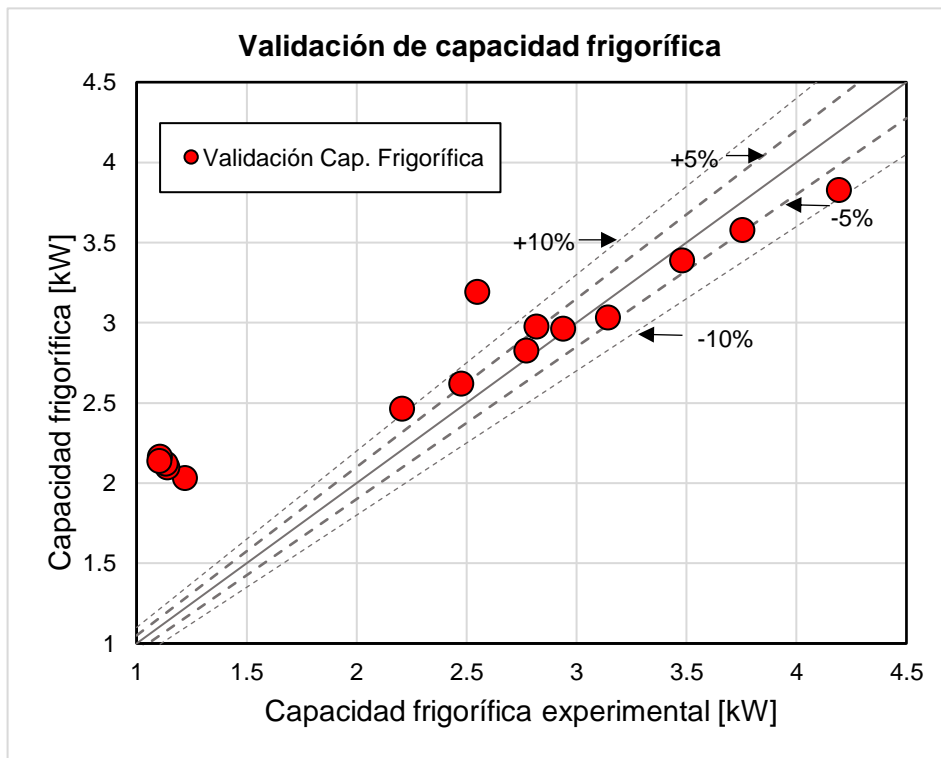


Gráfico 4-3: Validación de la capacidad frigorífica, ajustando el área frontal de los intercambiadores.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Con el ajuste frontal del área de los intercambiadores se nota que el COP (Gráfico 3-3) no sufre cambios significativos con respecto al anterior ajuste incrementando hasta 7.85% de desviación promedio, lo cual podría aceptarse. En el caso de la capacidad frigorífica (Gráfico 4-3) se aprecia que una gran parte de puntos de validación se han ajustado a los parámetros aceptables, aunque se siguen notando pocos puntos significativamente alejados de los parámetros que son los causantes que se presente una desviación promedio del 33.09%.

A continuación, se realiza el ajuste de nuevas variables, conservando el ajuste del área frontal de los intercambiadores, y fijando un SH de 10 K y un SC de 5 K para observar el comportamiento.

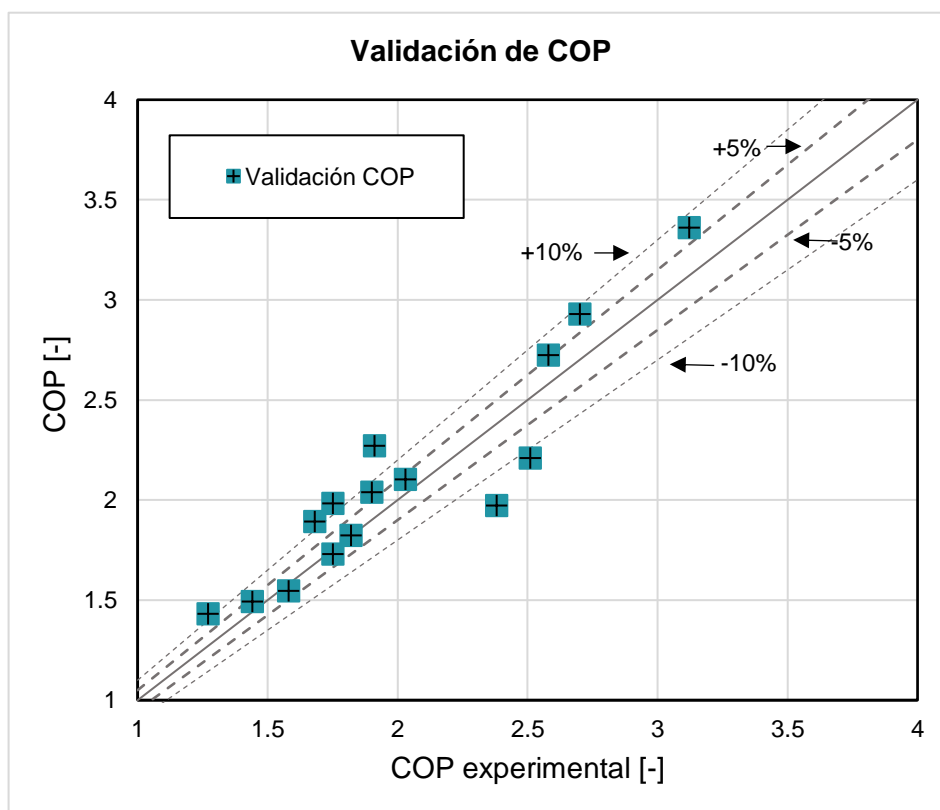


Gráfico 5-3: Validación del COP, fijando SH a 10 K y SC a 5 K.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

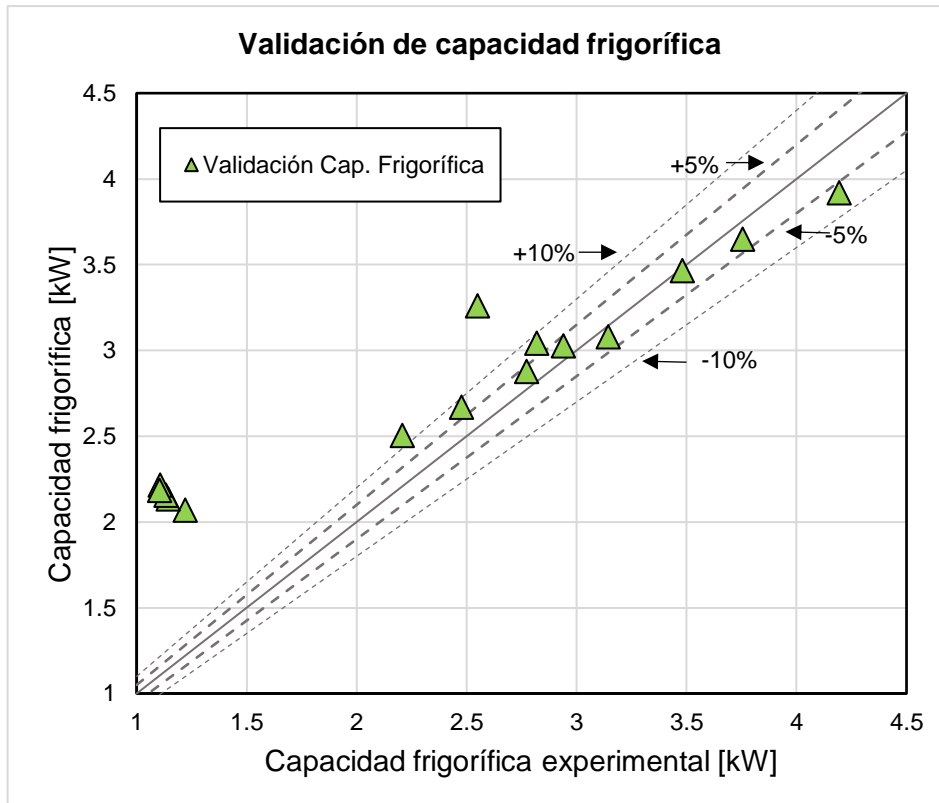


Gráfico 6-3: Validación de la capacidad frigorífica, fijando SH a 10 K y SC a 5 K.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Al analizar el Gráfico 5-3 se nota que el COP se dispersa, pero sigue dentro de los parámetros con una desviación promedio aproximada de 8.412 %. En el caso de la capacidad frigorífica (Gráfico 6-3) no se observan efectos positivos en cuanto al ajuste, se incrementa la desviación hasta alrededor de 36.809%. Lo cual sigue sin ser aceptable.

Otra variable de ajuste es el valor del subenfriamiento (SC). En este caso, debido a que no se notan resultados favorables con el ajuste anterior, se retoma el valor de SH=10 K y se modifica el valor de subenfriamiento hasta SC=10 K.

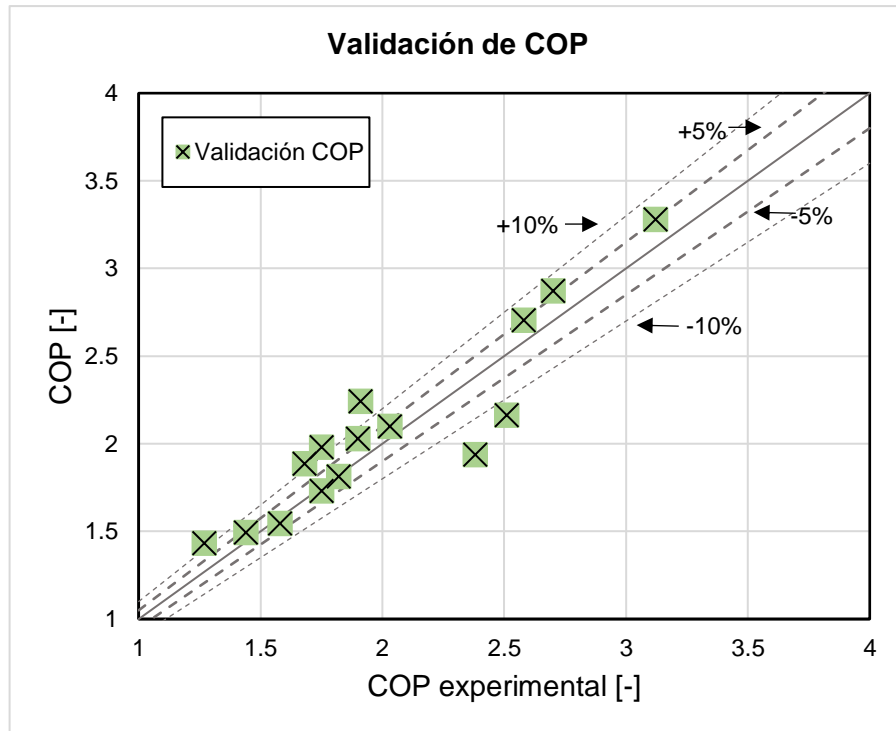


Gráfico 7-3: Validación del COP, fijando SH a 5 K y SC a 10 K.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

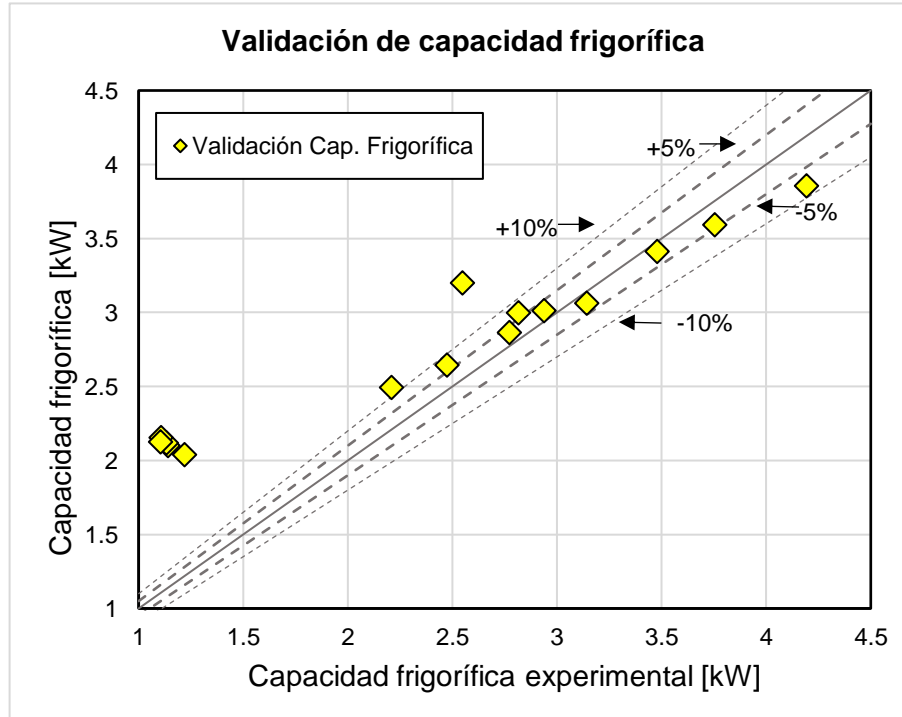


Gráfico 8-3: Validación de la capacidad frigorífica, fijando SH a 5 K y SC a 10 K.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Con el ajuste del subenfriamiento se tiene una desviación entre los COPs (Gráfico 7-3) de aproximadamente 8.412% lo cual es aceptable. En el análisis de la capacidad frigorífica (Gráfico 8-3) con este ajuste se observa que, en contra de lo esperado, los resultados se dispersan más, alcanzando una desviación promedio de hasta un 34.809%.

La variable más influyente es el área frontal, con su ajuste se presentó una significativa aproximación en la mayoría de los datos referentes a la capacidad frigorífica. Sin embargo, es importante analizar los conflictos con los pocos puntos que se encuentran significativamente dispersos.

3.1.3. Evaluación de causas de los conflictos para la validación

En el Gráfico 9-3 se representan las diferentes etapas de la validación con sus respectivos ajustes. No se observan diferencias significativas entre cada etapa, siendo todas aceptables, de esta manera se puede dar por válido el modelo en lo que respecta al COP. Por tal razón el COP no representa conflictos en cuanto a la validación.

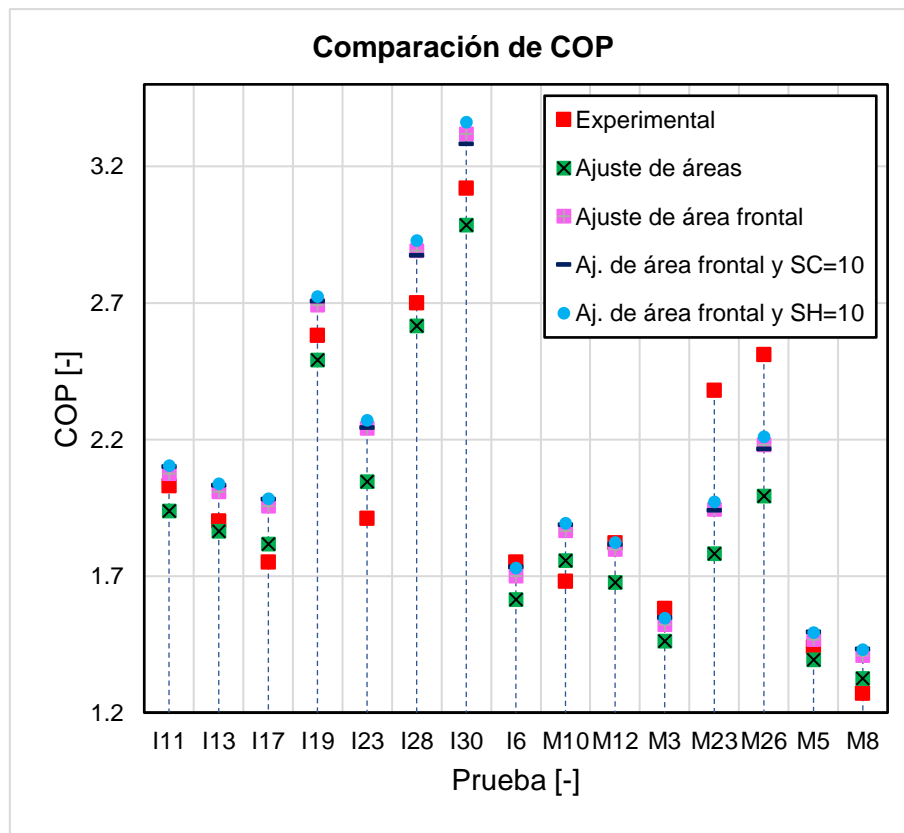
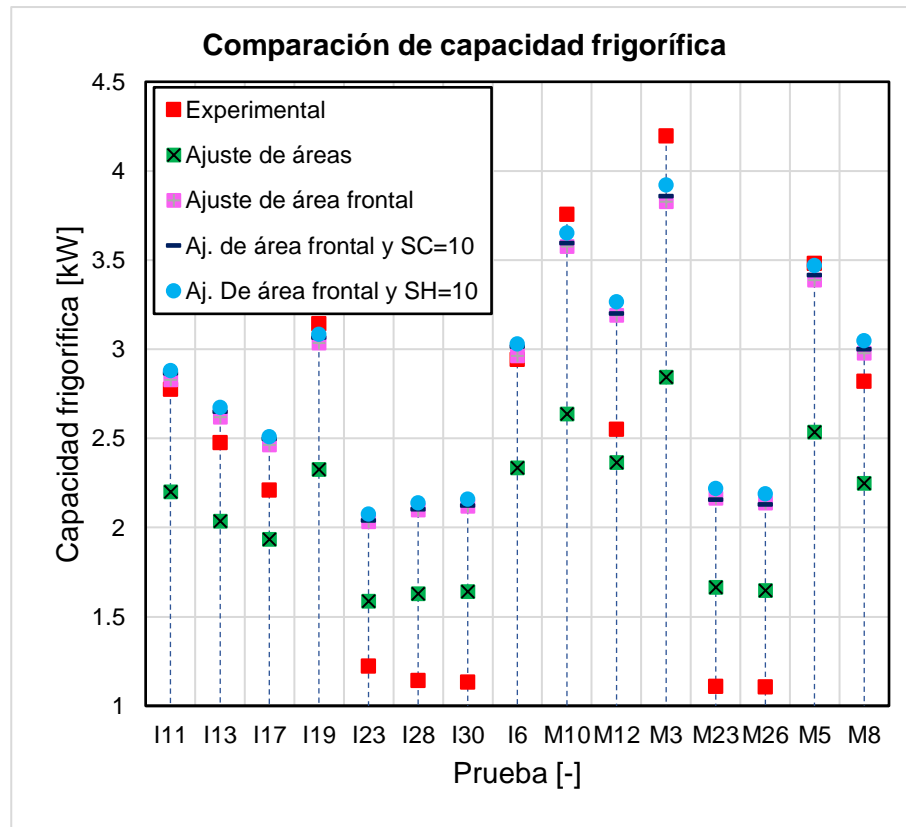


Gráfico 9-3: Comparación de las etapas de validación y la influencia de los ajustes en el COP.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En el Gráfico 10-3 se representan las etapas de validación del modelo con sus respectivos ajustes y su influencia en la capacidad frigorífica. Aquí se puede notar que el ajuste más influyente es la del área frontal de los intercambiadores, pero se observan puntos significativamente dispersados y que no presentan correcciones con ningún ajuste. Por esta razón se debe analizar las características en común de estos puntos para determinar las causas de este comportamiento, los puntos a analizar son los de las pruebas: I23, I28, I30, M12, M23, M26.



Gráfica 10-3: Comparación de las etapas de validación con los ajustes y su influencia en la capacidad frigorífica.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En lo referente a los conflictos presentados en la validación de la capacidad frigorífica. Sabiendo que la capacidad frigorífica depende fundamentalmente de las características del evaporador y compresor, y que se ajustaron los posibles parámetros en cuanto a los intercambiadores, entonces se debe enfocar al comportamiento del compresor. Analizando los datos de la regresión usada para determinar las ecuaciones de eficiencias volumétrica e isoentrópica, los puntos más dispersos coinciden con los puntos que no cuentan con resultados experimentales de eficiencias. Entonces, una posible solución puede ser determinar unos valores de eficiencias que permitan elaborar nuevas curvas de eficiencias para predecir el comportamiento del compresor en esas pruebas.

Para determinar la causa de esta dispersión irregular es aplicable el modelo desarrollado con ligeras variaciones de tal manera que permita ajustar las eficiencias hasta que se ajuste a los

resultados experimentales y así modificar las ecuaciones que definen al compresor en función de la relación de presiones.

En el Gráfico 11-3 se observa el conjunto de eficiencias isoentrópicas calculadas y la posible nueva curva de eficiencia isoentrópica en lo cual es notable que las eficiencias que permitirían ajustar al modelo están muy lejos de la tendencia de las eficiencias experimentales con las que se cuentan.

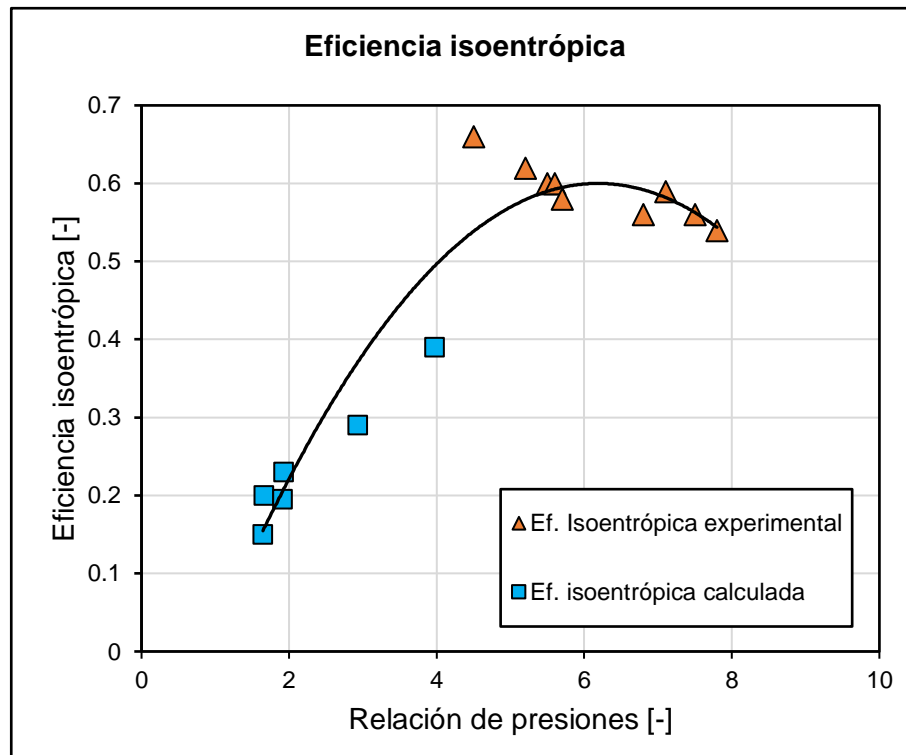


Gráfico 11-3: Curva de eficiencia isoentrópica que ajusta los puntos conflictivos de la validación.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En el Gráfico 12-3 se observa las eficiencias volumétricas calculadas para ajustar el modelo, pero muestra el mismo comportamiento observado con la eficiencia isoentrópica, es decir, no muestran las mismas tendencias que los datos de eficiencia volumétrica experimental.

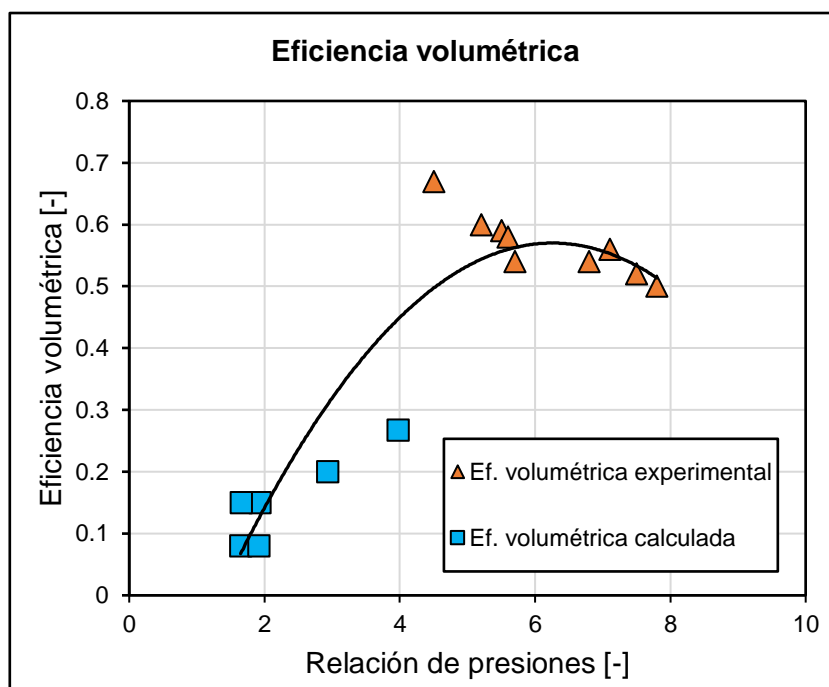


Gráfico 12-3: Curva de eficiencia volumétrica que ajusta los puntos conflictivos de la validación.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Con el análisis de las eficiencias calculadas, es posible ajustar el modelo incluyendo los puntos conflictivos, pero esto tendría efectos en el resto de los datos, porque las eficiencias experimentales no van a estar totalmente representadas con esas nuevas curvas de eficiencias. Si se aplican estas nuevas curvas se estaría pretendiendo forzar al modelo a cumplir con los resultados experimentales, lo cual no sería lo óptimo. De igual manera, es posible que en el estudio de McEnaney, pudo haber errores ya sea de medición, de cálculo o simplemente comportamientos inesperados (malfuncionamientos) del sistema, justificando que no se cuenta con resultados experimentales de ratios de presión ni de eficiencias para esas pruebas.

Después del análisis de las posibles causas de los conflictos, y considerando que entre los objetivos del presente estudio no se encuentra el predecir o solventar comportamientos extraños o fallos de un sistema de A/C automotriz, es factible proceder con la validación del modelo considerando los datos experimentales confiables con los que se cuenta.

Los parámetros finales para la validación se consideran factible con un sobrecalentamiento y subenfriamiento de 5 K para ambos casos, el ajuste de las áreas de transferencia de calor brinda una aproximación con un valor de 7.236 m² y 3.561 m² para el condensador y evaporador respectivamente; áreas frontales de los intercambiadores con valores de 0.1964 m² 0.04048 m² para el condensador y evaporador respectivamente, posteriormente se analiza a profundidad los resultados de la validación con estos parámetros, considerando las variables más importantes en el estudio.

3.2. Validación del modelo

En el Gráfico 13-3 se observa la validación del COP, utilizando el conjunto de datos experimentales que no representan conflictos. En este caso, se observa una desviación promedio 5.265% entre el COP del modelo y el COP experimental, una desviación que indica que el modelo predice correctamente el comportamiento de esta variable.

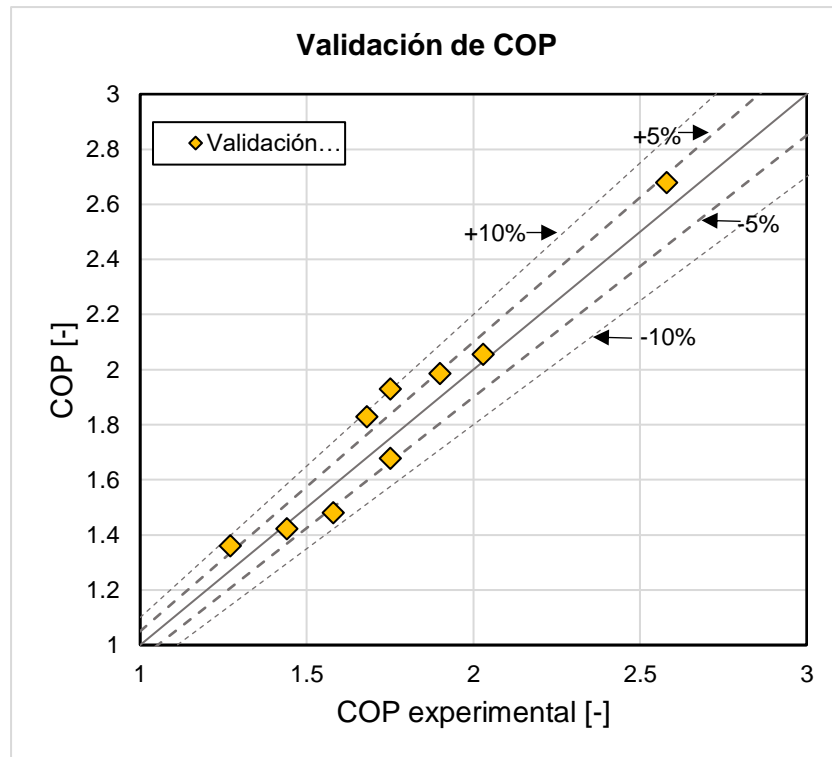


Gráfico 13-3: Validación del COP con los resultados experimentales y del modelo matemático.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En el Gráfico 14-3 se presenta la validación de la capacidad frigorífica. Como antes se mencionó, el modelo predice correctamente el comportamiento de la capacidad frigorífica sobre la mayoría de las pruebas. Considerando los puntos confiables para la validación, se observa una desviación promedio de 4.433% entre los valores calculados y los experimentales. Esta diferencia es significativamente mejorada con respecto a las que se encontraron incluyendo todos los datos. Con estos resultados, el modelo es válido en lo que respecta al comportamiento de la capacidad frigorífica.

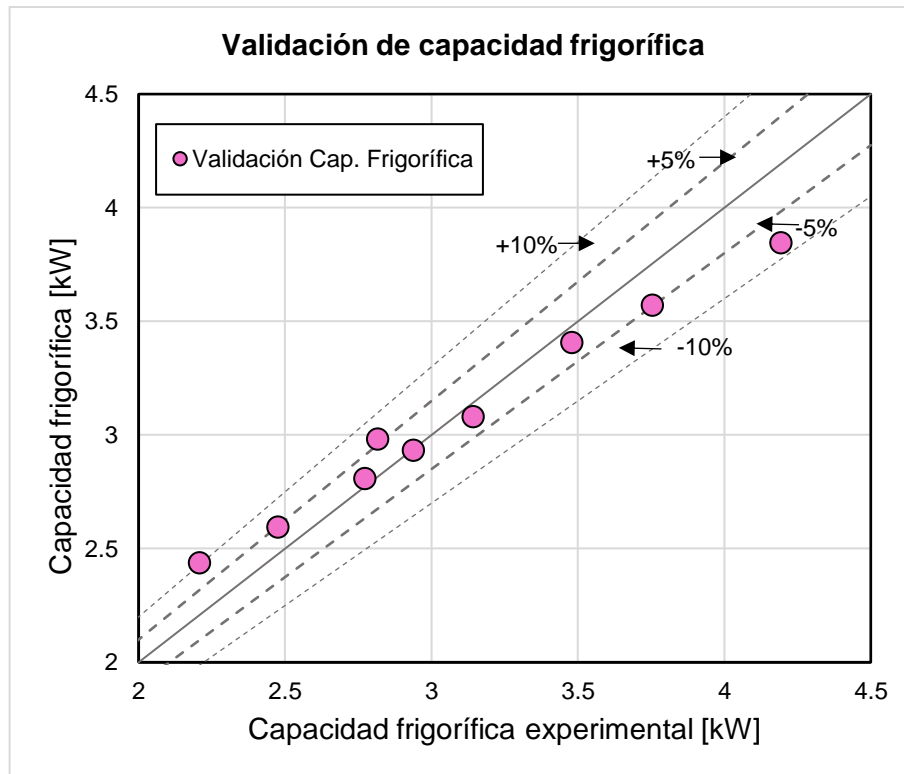


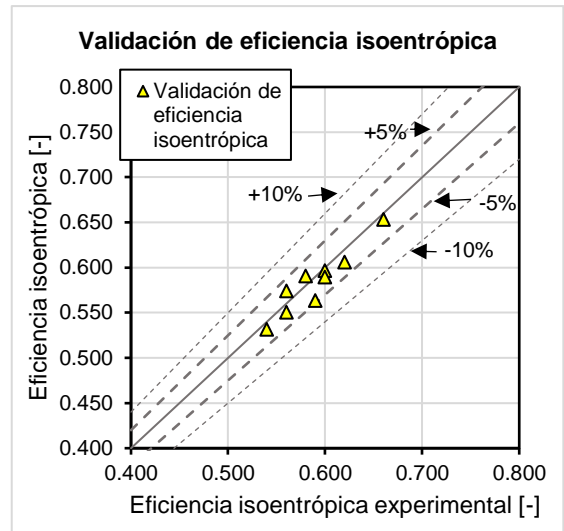
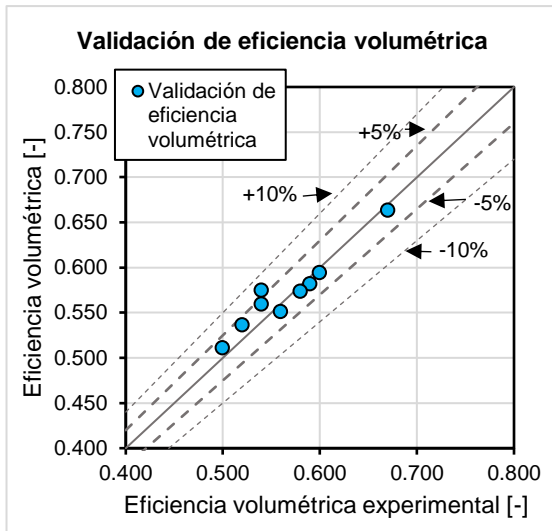
Gráfico 14-3: Validación de la capacidad frigorífica mediante los resultados experimentales y del modelo matemático.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En el Gráfico 15-3 se muestra un cuadro resumen de otras variables estudiadas en el proceso de validación.

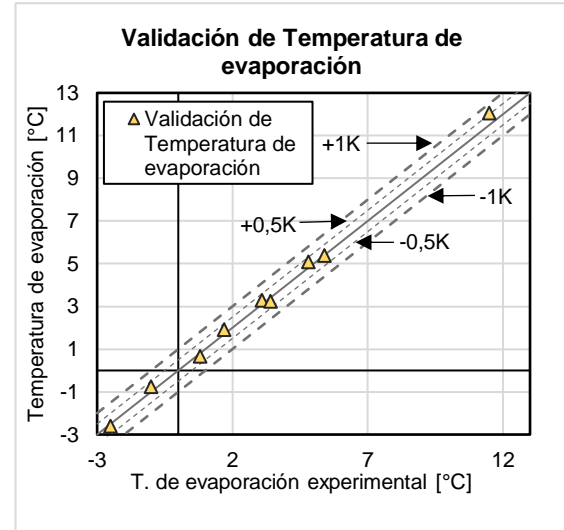
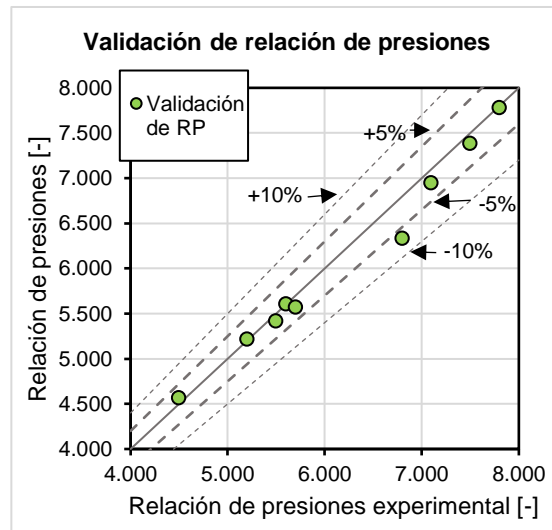
En la validación de la eficiencia volumétrica Gráfico 15-3 a), y eficiencia isoentrópica 15-3 b) se observa que existe una mínima desviación entre los valores calculados y experimentales, el valor porcentual de su desviación promedio en la eficiencia volumétrica es aproximadamente 2.368%. En cuanto a la eficiencia isoentrópica esta desviación está alrededor de 1.939%, lo cual es muy exacto y esperable, pues en base a estos datos experimentales es parametrizado el compresor.

En el Gráfico 15-3 c) la validación del RP muestra una desviación alrededor de 1.817% que al igual que las eficiencias, también es un parámetro en el cual se basó el modelado del compresor. En el Gráfico 15-3 d) se muestra la validación de la temperatura de evaporación con una desviación dentro de los parámetros aceptables en promedio con 0.115 K. De igual manera, en el Gráfico 15-3 e) se muestra una desviación promedio de 0.3 K entre temperatura del aire al salir del evaporador calculada y experimental. En cuanto a la validación del consumo energético del compresor, es predecible que va a ingresar dentro de los parámetros debido a que antes se evaluó las variables del COP y capacidad frigorífica que directamente están relacionadas con el consumo que se muestra en el Gráfico 15-3 f) una desviación de 3.035%.



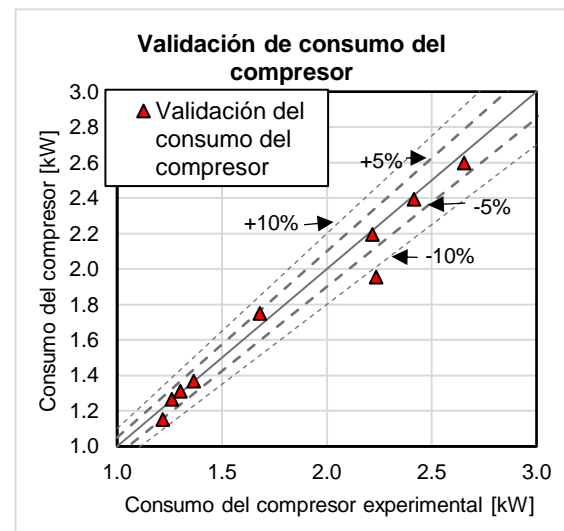
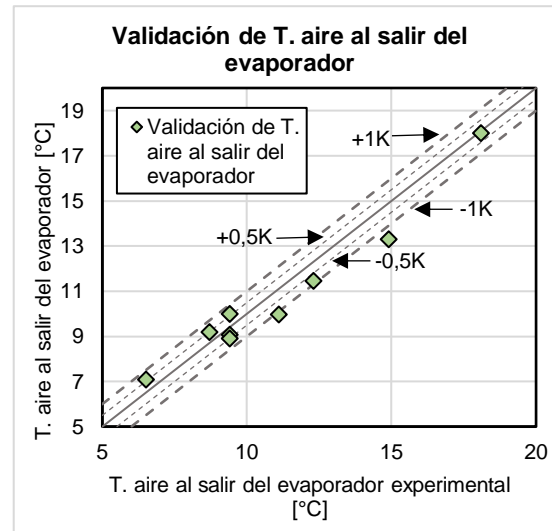
a)

b)



c)

d)



e)

f)

Gráfico 15-3: Validación de variables complementarias del modelado.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Después de analizar la mayoría de los datos experimentales y contrastarlos con los datos del modelo implementado, se observa que los resultados se encuentran dentro de los parámetros aceptables para la presente investigación. Se puede dar como válido al modelo matemático para reproducir el funcionamiento real de un sistema de A/C automotriz en condiciones normales de operación.

3.3. Evaluación del desempeño del sistema de A/C automotriz

En el Anexo G se muestra la tabulación de resultados de todas las simulaciones descritas en el apartado 2.3. A continuación, una de las 9 tomas de datos obtenidos de las simulaciones se muestra en la Tabla 1-3. Estos resultados corresponden a condiciones medias de funcionamiento con R134a.

Datos de entrada del modelo:

Refrigerante:	R134a
SH [K]:	5
SC [K]:	5
P_{atm} [kPa]:	73,13
\dot{V}_{evap} [m^3/s]:	0,0472
\dot{V}_{cond} [m^3/s]:	0,3778
n [rpm]:	1800

Tabla 1-3: Resultados en condiciones medias de funcionamiento con R134a.

T_{hab} [°C]	T_{amb} [°C]	W_{real} [kW]	T_{cond} [°C]	T_{des} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{ase} [°C]	RP [-]	Q_{evap} [kW]	η_{vol} [-]	η_{iso} [-]	COP [-]
28,629	15,609	1,154	30,830	71,220	-21,290	-4,606	6,284	2,536	0,563	0,588	2,197
29,767	15,821	1,171	31,270	71,410	-20,920	-4,041	6,261	2,573	0,564	0,588	2,198
32,048	17,216	1,226	33,150	73,280	-19,920	-2,757	6,322	2,633	0,562	0,587	2,148
34,967	18,307	1,283	34,840	74,640	-18,830	-1,238	6,326	2,720	0,561	0,586	2,120
36,827	18,275	1,303	35,180	74,430	-18,340	-0,401	6,253	2,785	0,564	0,589	2,138
39,595	20,085	1,378	37,610	76,910	-17,100	1,153	6,342	2,856	0,561	0,568	2,072
41,395	19,932	1,395	37,810	76,560	-16,660	1,927	6,263	2,921	0,564	0,588	2,093
42,544	20,186	1,415	38,310	76,870	-16,290	2,479	6,250	2,957	0,564	0,589	2,090
45,081	21,671	1,484	40,370	78,900	-15,200	3,856	6,314	3,024	0,562	0,587	2,037
48,529	21,116	1,511	40,500	77,970	-14,480	5,248	6,150	3,152	0,568	0,591	2,087
48,135	20,295	1,483	39,560	76,800	-14,820	4,930	6,082	3,151	0,571	0,593	2,124

47,991	19,930	1,471	39,150	76,280	-14,960	4,803	6,050	3,151	0,572	0,594	2,141
44,196	19,128	1,406	37,550	75,250	-16,160	3,017	6,089	3,030	0,571	0,593	2,155
43,763	20,038	1,425	38,400	76,590	-16,020	2,988	6,194	3,002	0,567	0,590	2,106
43,451	19,305	1,403	37,580	75,540	-16,300	2,722	6,131	3,002	0,569	0,592	2,140
45,199	20,451	1,453	39,120	77,130	-15,530	3,688	6,189	3,046	0,567	0,590	2,096
49,275	20,107	1,491	39,600	76,500	-14,580	5,385	6,029	3,193	0,573	0,595	2,141
48,317	20,652	1,495	39,970	77,310	-14,670	5,073	6,111	3,152	0,570	0,593	2,108
52,321	19,902	1,521	40,000	76,160	-13,880	6,639	5,922	3,303	0,577	0,598	2,171
55,358	20,686	1,580	41,450	77,260	-12,900	8,054	5,914	3,397	0,578	0,598	2,150
58,123	20,784	1,616	42,120	77,410	-12,190	9,216	5,851	3,492	0,580	0,600	2,161
61,755	21,246	1,674	43,360	78,120	-11,170	10,790	5,803	3,611	0,582	0,601	2,157
61,493	21,149	1,667	43,200	77,980	-11,270	10,660	5,800	3,603	0,582	0,601	2,161
60,680	21,124	1,657	43,010	77,930	-11,470	10,330	5,818	3,575	0,581	0,601	2,158
55,131	19,396	1,539	40,040	75,420	-13,330	7,723	5,798	3,408	0,582	0,601	2,215
48,053	18,371	1,430	37,540	74,020	-15,390	4,552	5,896	3,176	0,578	0,599	2,221
47,133	18,751	1,430	37,750	74,590	-15,520	4,224	5,960	3,138	0,576	0,597	2,195
42,139	17,143	1,330	35,070	72,430	-17,250	1,772	5,954	2,987	0,576	0,597	2,241
40,615	18,391	1,347	36,060	74,350	-17,300	1,313	6,132	2,916	0,569	0,592	2,164

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En la Tabla 2-3 se muestran los resultados de las simulaciones del sistema en las mismas condiciones de operación que la tabla anterior, pero trabajando con el refrigerante R1234yf.

Datos de entrada del modelo:

Refrigerante: R1234yf

SH [K]: 5

SC [K]: 5

P_{atm} [kPa]: 73,13

\dot{V}_{evap} [m^3/s]: 0,0472

\dot{V}_{cond} [m^3/s]: 0,3778

n [rpm]: 1800

Tabla 2-3: Resultados en condiciones medias de operación con R1234yf.

T_{hab} [°C]	T_{amb} [°C]	W_{real} [kW]	T_{cond} [°C]	T_{des} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{ase} [°C]	RP [-]	Q_{evap} [kW]	η_{vol} [-]	η_{iso} [-]	COP [-]
28,629	15,609	1,215	31,630	53,580	-21,520	-4,868	5,768	2,557	0,583	0,602	2,104
29,767	15,821	1,232	32,070	53,830	-21,130	-4,292	5,744	2,593	0,584	0,603	2,106
32,048	17,216	1,287	33,970	55,540	-20,060	-2,973	5,787	2,650	0,583	0,602	2,059
34,967	18,307	1,345	35,690	56,880	-18,900	-1,416	5,779	2,734	0,583	0,602	2,033
36,827	18,275	1,364	36,030	56,860	-18,380	-0,563	5,712	2,798	0,586	0,604	2,051
39,595	20,085	1,441	38,480	59,110	-17,050	1,040	5,774	2,864	0,583	0,602	1,988
41,395	19,932	1,457	38,680	58,970	-16,600	1,826	5,702	2,928	0,586	0,604	2,010
42,544	20,186	1,477	39,180	59,310	-16,200	2,392	5,687	2,963	0,587	0,604	2,007
45,081	21,671	1,571	42,190	62,220	-14,750	3,986	5,800	3,012	0,582	0,601	1,918
48,529	21,116	1,596	42,300	61,710	-13,990	5,400	5,650	3,139	0,588	0,606	1,967
48,135	20,295	1,568	41,350	60,720	-14,360	5,064	5,596	3,138	0,590	0,607	2,002
47,991	19,930	1,556	40,640	60,270	-14,510	4,929	5,571	3,139	0,591	0,608	2,018
44,196	19,128	1,467	38,400	58,100	-16,080	2,927	5,547	3,036	0,592	0,608	2,070
43,763	20,038	1,487	39,270	59,180	-15,910	2,909	5,636	3,007	0,589	0,606	2,023
43,451	19,305	1,487	39,370	59,340	-15,950	2,798	5,658	2,994	0,588	0,605	2,014
45,199	20,451	1,538	40,930	60,770	-15,110	3,799	5,697	3,036	0,586	0,604	1,974
49,275	20,107	1,576	41,390	60,550	-14,110	5,525	5,548	3,180	0,592	0,608	2,018
48,317	20,652	1,580	41,770	61,150	-14,190	5,215	5,619	3,139	0,589	0,606	1,986
52,321	19,902	1,605	41,780	60,470	-13,370	6,803	5,447	3,288	0,596	0,611	2,049
55,358	20,686	1,663	43,230	61,590	-12,310	8,260	5,427	3,379	0,597	0,612	2,031
58,123	20,784	1,699	43,900	61,900	-11,560	9,448	5,364	3,471	0,599	0,614	2,043
61,755	21,246	1,756	45,130	62,730	-10,460	11,060	5,310	3,587	0,601	0,615	2,042
61,493	21,149	1,750	44,980	62,590	-10,560	10,930	5,309	3,580	0,601	0,615	2,045
60,680	21,124	1,740	44,780	62,500	-10,780	10,590	5,326	3,553	0,601	0,615	2,042
55,131	19,396	1,622	41,810	60,050	-12,800	7,901	5,334	3,392	0,600	0,614	2,092
48,053	18,371	1,513	39,300	58,420	-14,990	4,652	5,444	3,166	0,596	0,611	2,093
47,133	18,751	1,513	39,520	58,830	-15,120	4,322	5,501	3,129	0,594	0,610	2,068
42,139	17,143	1,392	35,890	55,620	-17,250	1,635	5,442	2,997	0,596	0,611	2,153
40,615	18,391	1,408	36,900	57,090	-17,290	1,183	5,596	2,925	0,590	0,607	2,078

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

3.3.1. Evaluación del sistema A/C, fijando el flujo de aire hacia el evaporador

Para determinar la influencia de los parámetros que no son controlados directamente por el usuario, se fija un flujo volumétrico medio de aire hacia el evaporador ($0.0826 \text{ m}^3/\text{s}$), y las variables para la evaluación serán: el estado general (estacionado, ciudad y carretera), en el cual se considera velocidad del compresor y flujo volumétrico de aire hacia el condensador, y las temperaturas del habitáculo y ambiente a lo largo del día en la ciudad de Ambato.

3.3.1.1. Comparación de la temperatura de descarga del compresor

Es importante analizar el cambio que sufre la temperatura de descarga a medida que se cambia el flujo de aire hacia el condensador y la velocidad de giro del compresor, por esta razón se fija el flujo de aire hacia el evaporador en parámetros medios ($0.0826 \text{ m}^3/\text{s}$) y se analiza el comportamiento.

La temperatura de descarga sube proporcionalmente con la velocidad del compresor, esto es un resultado esperado considerando los principios termodinámicos del ciclo, debido a que la eficiencia isoentrópica depende del régimen de giro y disminuye cuando se incrementan las revoluciones. El efecto de una eficiencia isoentrópica menor será que la entalpía de descarga sea mayor y por tanto la temperatura de descarga.

La temperatura de descarga del refrigerante depende también de las propiedades del fluido y en el Gráfico 16-3, se observa una diferencia notable entre la del R134a y R1234yf. En este caso, se tiene una temperatura de descarga del R1234yf menor en 13 K aproximadamente con el vehículo estacionado y en ralentí; esta diferencia se incrementa hasta aproximadamente 22 K en condiciones de carretera, con respecto a las temperaturas de descarga del R134a.

Estos datos son corroborados con los resultados encontrados en el estudio de (Navarro, et al., 2012, p.774), el cual realiza un análisis experimental del comportamiento de un compresor de tipo abierto trabajando con R134a, R1234yf y Propano. Bajo condiciones de trabajo parametrizadas, de temperatura de evaporación entre -15 y 15 °C, temperatura de condensación desde 40 a 60 °C y con dos velocidades nominales del compresor de 1500 y 2200 rpm. Los resultados muestran que la temperatura de descarga con R1234yf es menor en 10 K con respecto a los otros refrigerantes.

En el Gráfico 16-3 se observa que la temperatura de descarga para los dos refrigerantes no alcanza temperaturas críticas que causen daños en el sistema, esto debido a que las relaciones de presión no son altas. Además, influye el valor de SH fijado para la simulación, pero no es determinante.

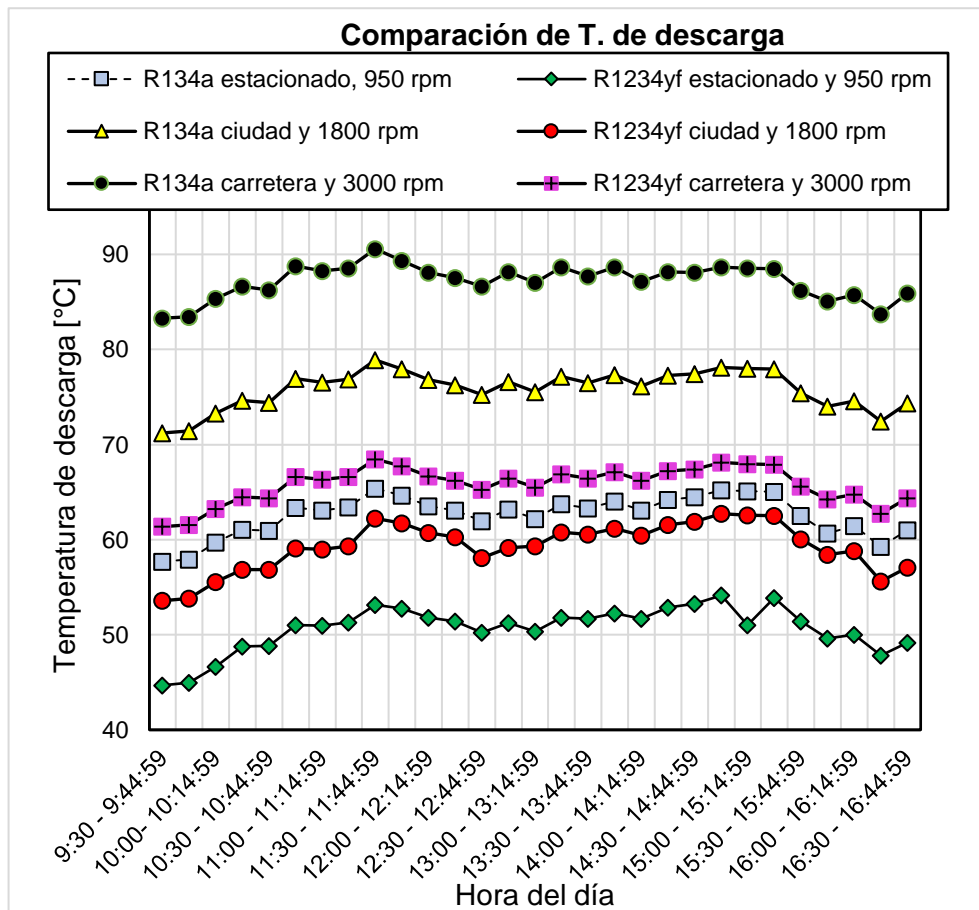


Gráfico 16-3: Comparación de las temperaturas de descarga de los refrigerantes R134a y R1234yf en las diferentes condiciones de operación.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

3.3.1.2. Comparación de las eficiencias del compresor

En los gráficos (17-3;18-3) se muestra respectivamente la evolución de la eficiencia volumétrica e isoentrópica con respecto al cambio de relación de presiones con un flujo intermedio de aire al evaporador ($0.0826 \text{ m}^3/\text{s}$) y en las tres condiciones representativas de velocidad del compresor y flujo de aire al condensador.

En el Gráfico 17-3 se observa que la eficiencia volumétrica del compresor decrece para regímenes de giro elevados y altas relaciones de presiones, en ambos refrigerantes. Sin embargo, comparando los dos refrigerantes, se observa que con el R1234yf las eficiencias del compresor son ligeramente mayores con respecto a las calculadas con R134a. En estos resultados hay que considerar que en las simulaciones se consideran condiciones ideales de DROP-IN directo, suponiendo que el comportamiento de los elementos del sistema se comporta de igual manera con ambos refrigerantes. Sin embargo, las ecuaciones de las eficiencias del compresor están en función de la relación de presiones, la cual a su vez depende de las propiedades termodinámicas del refrigerante. Consecuentemente, el comportamiento de los intercambiadores y compresor

varían según el refrigerante y lubricante entre otros parámetros que no forman parte de la presente investigación.

Para contrastar se puede mencionar el estudio elaborado por Navarro Esbrí, J; et al. (2012), en el cual se concluye que existen diferentes condiciones de relaciones de presión para las cuales se encuentran eficiencias para R1234yf mayores con respecto a las del R134a.

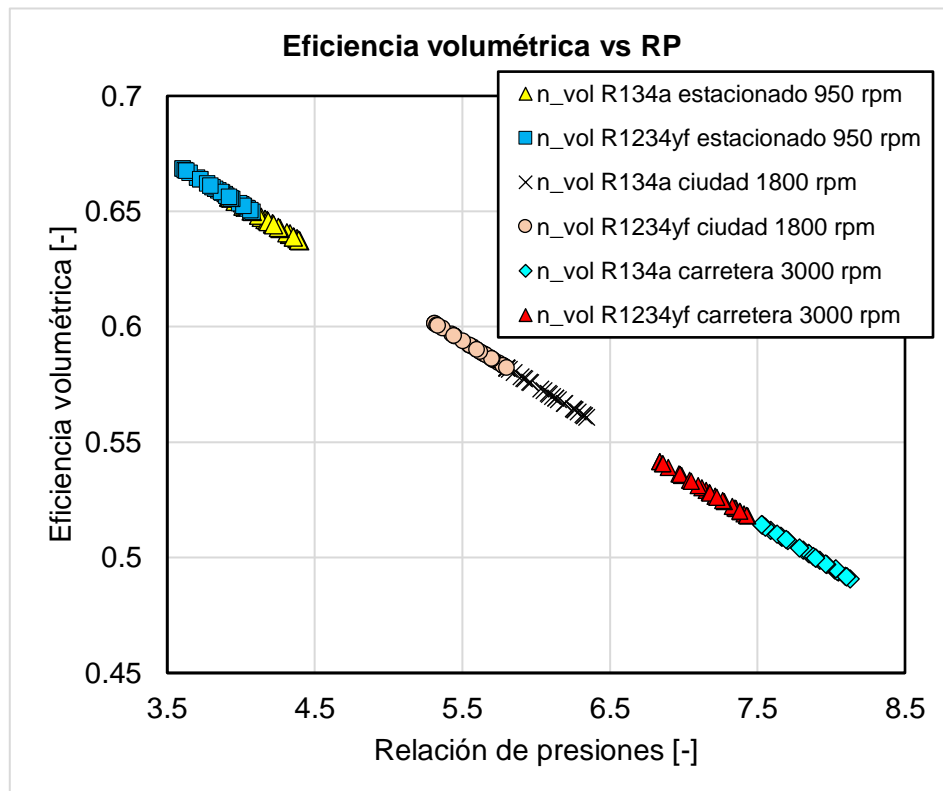


Gráfico 17-3: Eficiencia volumétrica del compresor al trabajar con un flujo de aire al evaporador de $0.0826\text{m}^3/\text{s}$, en las tres condiciones de operación.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

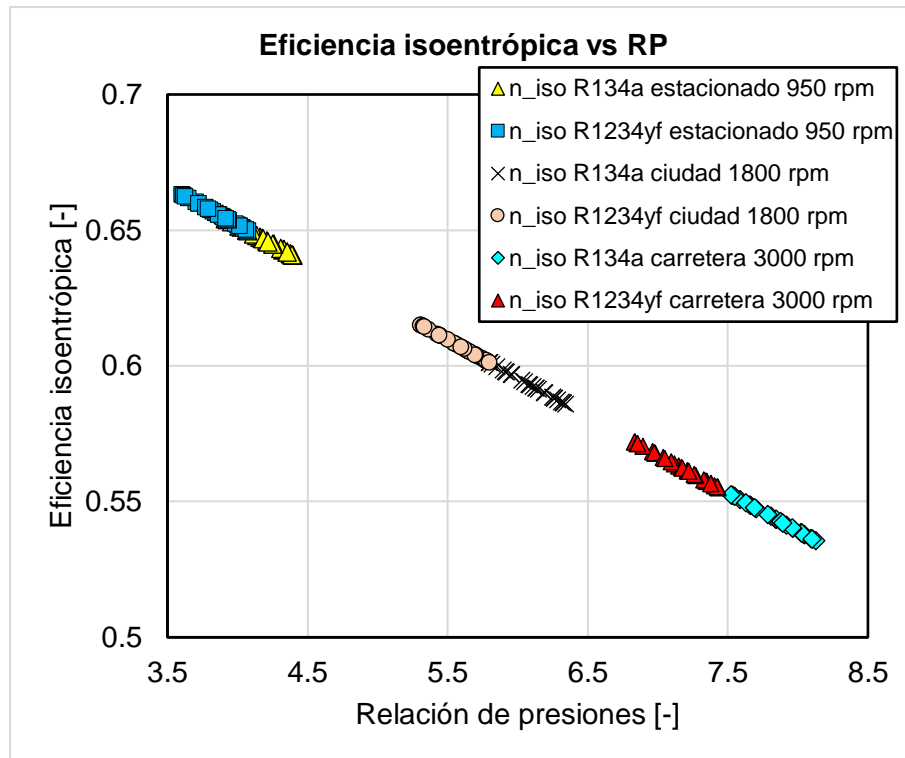


Gráfico 18-3: Eficiencias isoentrópica del compresor al trabajar con un flujo de aire al evaporador de $0.0826\text{m}^3/\text{s}$, en las tres condiciones de operación.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En cuanto a las eficiencias es importante considerar que estos comportamientos están estrechamente relacionados con la tecnología del compresor, en este caso, se estudia uno de tipo recíprocante que relativamente no es de los más eficientes. Existen tecnologías más eficientes que pueden alcanzar eficiencias volumétricas cercanas a la unidad como el compresor de tipo scroll.

3.3.1.3. Comparación de la capacidad frigorífica

A continuación, se presenta la capacidad frigorífica y su comportamiento con un flujo medio de aire hacia el evaporador y la influencia del régimen de giro y del flujo de aire hacia el condensador.

En el Gráfico 19-3 se observa que la capacidad frigorífica evoluciona según las necesidades que impone la temperatura del habitáculo a lo largo del día, además, que la capacidad con el R1234yf y con el R134a muestra una diferencia mínima entre $\pm 0.64\%$, que no es un valor significativo para definir que uno de los dos refrigerantes muestra mejor capacidad frigorífica.

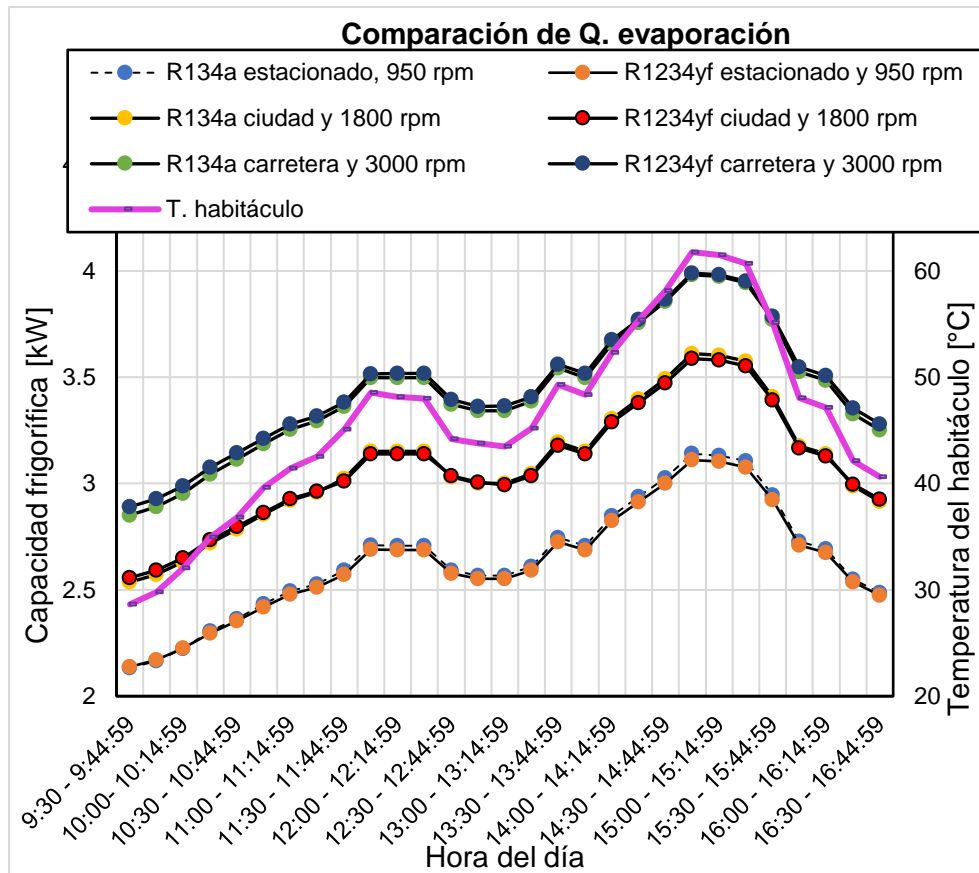


Gráfico 19-3: Comparación de la capacidad frigorífica y temperatura del habitáculo en las diferentes condiciones de operación.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

La capacidad frigorífica es directamente proporcional al régimen de giro del compresor, esto tiene fundamento lógico al considerar que la capacidad frigorífica está relacionada al flujo másico de refrigerante determinado por el compresor, y a que la ecuación de capacidad frigorífica en el evaporador es directamente proporcional con el flujo másico del refrigerante.

3.3.1.4. Comparación del consumo del compresor

Con el mismo flujo medio de aire hacia el evaporador, se observa en el Gráfico 20-3 el comportamiento del consumo energético del compresor a lo largo del día. Es notable que, en condiciones de ralentí y estacionado, el consumo del compresor es menor. Esto se debe a que, a menos revoluciones del motor, menos energía consume.

El consumo del compresor con R1234yf es mayor aproximadamente en un 2.78% con respecto al R134a en las condiciones de estacionado y ralentí, sin embargo, cuando se incrementan las condiciones de régimen de giro y flujo de aire al condensador, esta diferencia también aumenta y se identifica que el compresor va a consumir mayor energía en esas condiciones con el R1234yf. En condiciones de ciudad (1800 rpm) se muestra un consumo de aproximadamente 5.19% mayor

usando R1234yf con respecto al consumo con R134a, este incremento del consumo se ve elevado hasta un 6.21% aproximadamente en condiciones de carretera (3000 rpm).

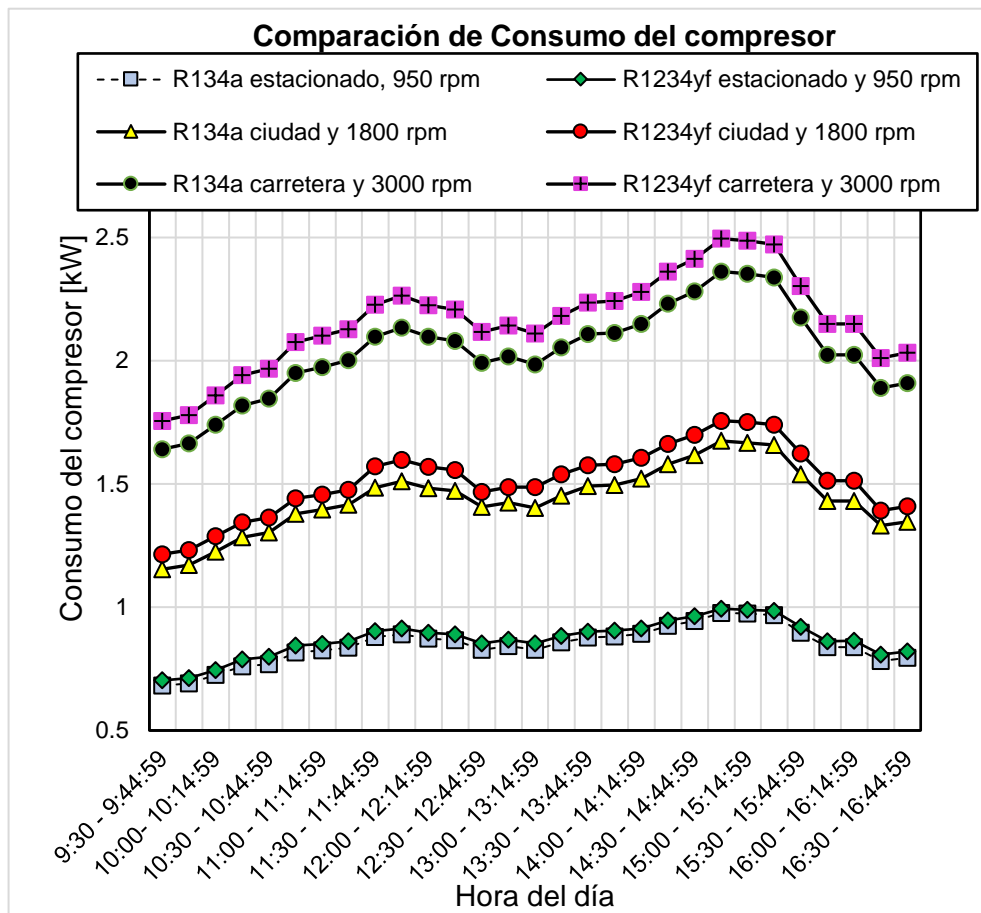


Gráfico 20-3: Consumo del compresor en las diferentes condiciones de operación.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Los resultados se soportan en los datos obtenidos en el estudio de (Reasor, et al., 2010, p.5-6), en el cual menciona que con R1234yf se presenta un consumo 4.26 % mayor en referencia al consumo con R134a. Esto se observa fijando la capacidad frigorífica en 10140.3 W, una temperatura de succión de 280.4 K y de descarga con 327.6 K.

3.3.1.5. Comparación del COP

En el Gráfico 21-3 se representa el comportamiento del COP de refrigeración en diferentes condiciones de operación y con los dos refrigerantes de estudio. Se presentan los resultados de las simulaciones con un flujo de aire intermedio hacia el evaporador ($0.0826 \text{ m}^3/\text{s}$) y el comportamiento del COP cuando varían el flujo de aire al condensador y el régimen del compresor. En todos los casos, se observa que el COP del R1234yf es menor que el COP del R134a. Específicamente, el COP del R1234yf a bajas revoluciones es aproximadamente un 3.3%

menor al COP del R134a. Esta diferencia es directamente proporcional al régimen de giro del compresor llegando hasta un 5.24% aproximadamente, en condiciones de carretera y 3000 rpm.

Estos resultados son confiables y contrastados con el estudio de Lee y Jung que concluye que en un sistema de aire acondicionado automotriz sobre un banco de pruebas el R1234yf presenta un decremento del COP entre 2.7% y 4% con respecto al R134a, esto dependiendo de las condiciones climáticas. (Lee & Jung, 2011, p.242)

En el estudio de Belman Flores, et al. (2013), se concluye que al momento de sustituir el R134a por R1234yf, considerando las mismas condiciones de operación para los dos refrigerantes, se observa una disminución máxima del COP de 10,9%.

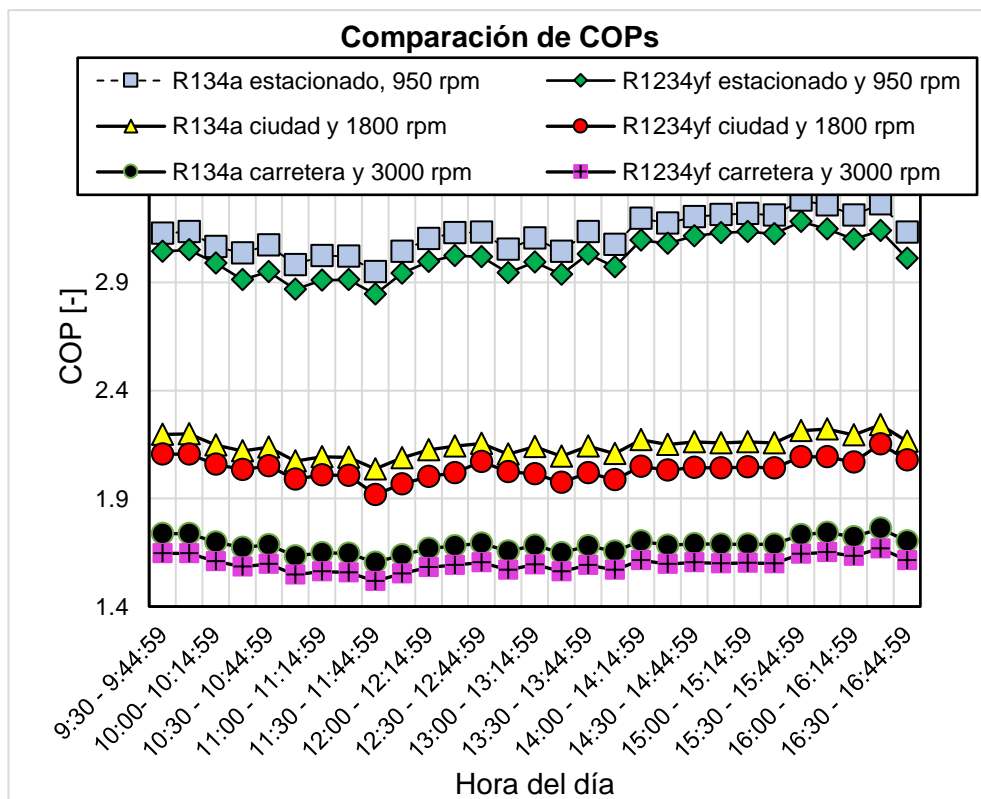


Gráfico 21-3: Comportamiento del COP a diferentes condiciones.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Además, a medida que se incrementan la revoluciones y el flujo de aire al condensador, se nota que el COP desciende, esto se debe a que las eficiencias del compresor son muy dependientes de la velocidad de giro. Se observa que el COP tiene valores alrededor de 3 en condiciones de ralentí, llegando a reducirse hasta 1.5 aproximadamente, en condiciones de carretera. La razón de estos resultados es el incremento de consumo del compresor al incrementar las revoluciones del compresor. Los resultados obtenidos concuerdan con los de Daviran, et al. (2016), en donde se estudió un sistema de aire acondicionado con control de velocidad al compresor. En este estudio,

el COP desciende desde 1.9 hasta 1 aproximadamente entre un régimen entre 1800 hasta 3000 rpm. Aunque las pruebas no son las mismas, los resultados son similares.

3.4. Evaluación del COP a lo largo de un día.

En el Gráfico 22-3 se muestra el comportamiento de la temperatura del habitáculo y del COP de cada refrigerante en el transcurso del día, bajo las condiciones medias de funcionamiento (ciudad y flujo volumétrico de aire hacia el evaporador de $0.0826 \text{ m}^3/\text{s}$).

El COP tiende a bajar cuando se incrementa la temperatura del habitáculo, esto se justifica en la teoría de termodinámica en la que se basa la modelación del sistema, que en función de la temperatura del habitáculo, la cual está representando las necesidades de acondicionamiento, por tanto mientras mayor sea la temperatura del espacio a controlar la temperatura de evaporación deberá ser menor, consecuentemente, la presión de evaporación, esto incrementa la relación de presiones lo que a su vez afecta a las eficiencias del compresor y al COP.

Existen sectores en los cuales no es tan claro este comportamiento, pero esto es aceptable debido a que la temperatura ambiental, aunque no sufre cambios bruscos como al interior del habitáculo también, influye sobre la relación de presiones, en este caso por el lado del condensador.

Si se analiza la diferencia de COP para cada refrigerante a lo largo del día y al comparar se observa que en promedio el R 1234yf presenta un COP 4.99 % menor con respecto al COP obtenido con el R134a. Si se considera este análisis con la temperatura más baja del habitáculo, es decir, a las 9:30 horas, se tiene un COP para el R1234yf menor en 4.23 % con respecto al R134a, entre las 14:45 y 15:00 horas se presenta la temperatura más alta en el habitáculo con $61.76 \text{ }^\circ\text{C}$ y en específicamente a esta hora con el R1234yf se observa un COP 5.33 % menor al COP observado con el R134a.

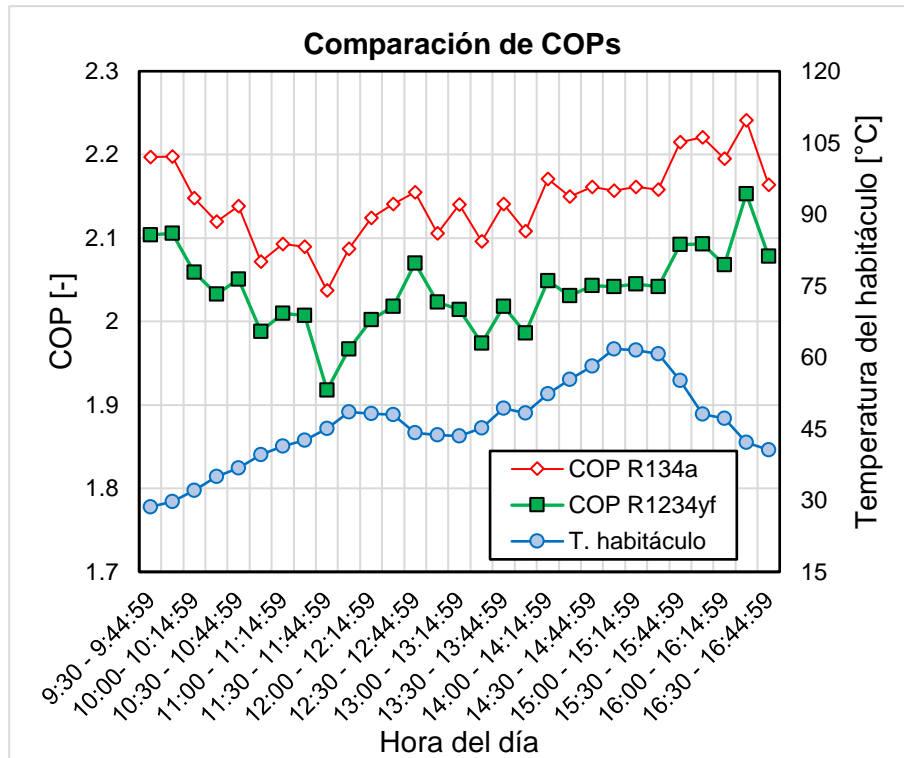


Gráfico 22-3: COPs y temperatura del habitáculo a lo largo del día.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

3.5. COP al fijar velocidad de compresor y flujo hacia el condensador

En la Gráfico 23-3 se presenta la influencia del flujo de aire hacia el evaporador en condiciones de circulación en la ciudad ($0.448 \text{ m}^3/\text{s}$) a 1800 rpm, sobre el COP de cada refrigerante. Se observa que a medida que se incrementa el flujo volumétrico de aire hacia el evaporador, el COP también incrementa. Mientras más flujo de aire exista hacia el evaporador será mejor el coeficiente de transferencia de calor por convección, consecuentemente, se incrementa la capacidad frigorífica y por ende el COP.

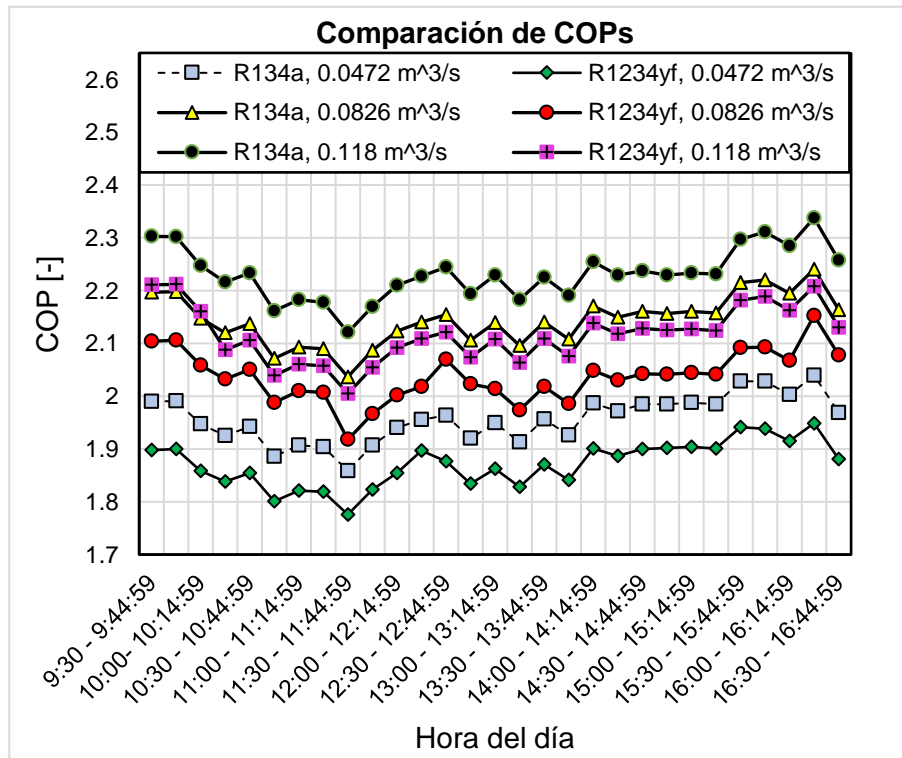


Gráfico 23-3: Influencia del flujo de aire en el evaporador sobre el COP.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Estas condiciones de operación suceden generalmente en un sistema real, pues el principal control que tiene el usuario sobre el sistema después de encender el A/C es seleccionar un nivel de flujo de aire por el evaporador, variando la velocidad del ventilador que se encuentra detrás del evaporador, según sus necesidades. El Gráfico 23-3 muestra lo que sucedería con el COP si el usuario cambia la velocidad del ventilador según los requerimientos.

3.6. Optimización del funcionamiento del sistema A/C

Para determinar el componente de mayor influencia, se lleva a cabo un análisis de la influencia del SC y SH sobre el COP, por tanto, se realiza un conjunto de simulaciones que permitan encontrar el valor óptimo de subenfriamiento y luego determinar la influencia del sobrecalentamiento.

Se comienza con los valores fijados para las simulaciones anteriores, en este caso 5 K para ambos parámetros (ver Tabla 3-3) y se considera un punto nominal que tenga unas condiciones representativas del espectro de funcionamiento del sistema de A/C:

Tabla 3-3: Datos de entrada para el modelo

Datos de entrada del modelo:	
Refrigerante:	R1234yf
SH [K]:	5
SC [K]:	5
P_{atm} [kPa]:	73,13
\dot{V}_{evap} [m ³ /s]:	0,0472
\dot{V}_{cond} [m ³ /s]:	0,3778
n [rpm]:	1800
$T_{ambiente}$ [°C]:	19.396
$T_{habitáculo}$ [°C]:	55.131

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

El proceso de incrementar el intervalo SC influye en el COP debido a que reduce la entalpía del refrigerante al ingresar al evaporador lo cual a su vez incrementa la capacidad calorífica sin variar el flujo másico del refrigerante, pero este incremento del COP tiene un límite que es el tamaño real de los intercambiadores que obviamente son fijos, de esta manera cuando se encuentre este COP máximo será aquel el correspondiente al SC óptimo para el sistema.

En el Gráfico 24-3 se observa el comportamiento del COP con un SH fijo de 5 K. A medida que se incrementa el valor del SC, el COP incrementa hasta que se nota la cumbre máxima del COP para este sistema, entonces, el intervalo óptimo de SC es 13 K.

Una vez conocido el valor óptimo de SC, se analiza el comportamiento del sistema si se manipula el valor del SH. Para ello, se incrementa el valor del SH para analizar el comportamiento del COP.

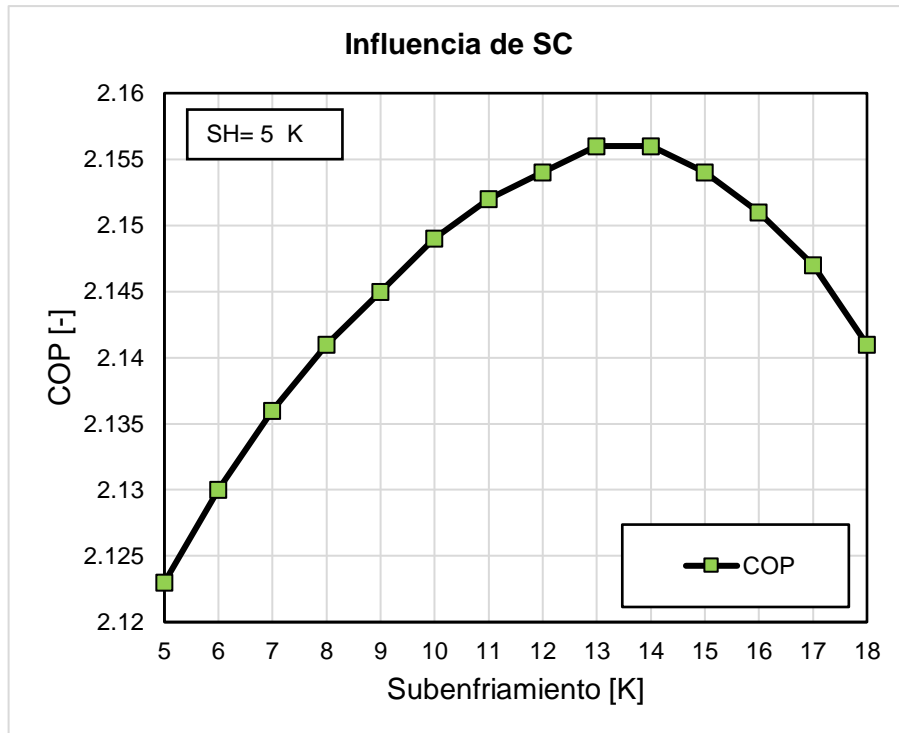


Gráfico 24-3: Influencia del SC y SH en el COP.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

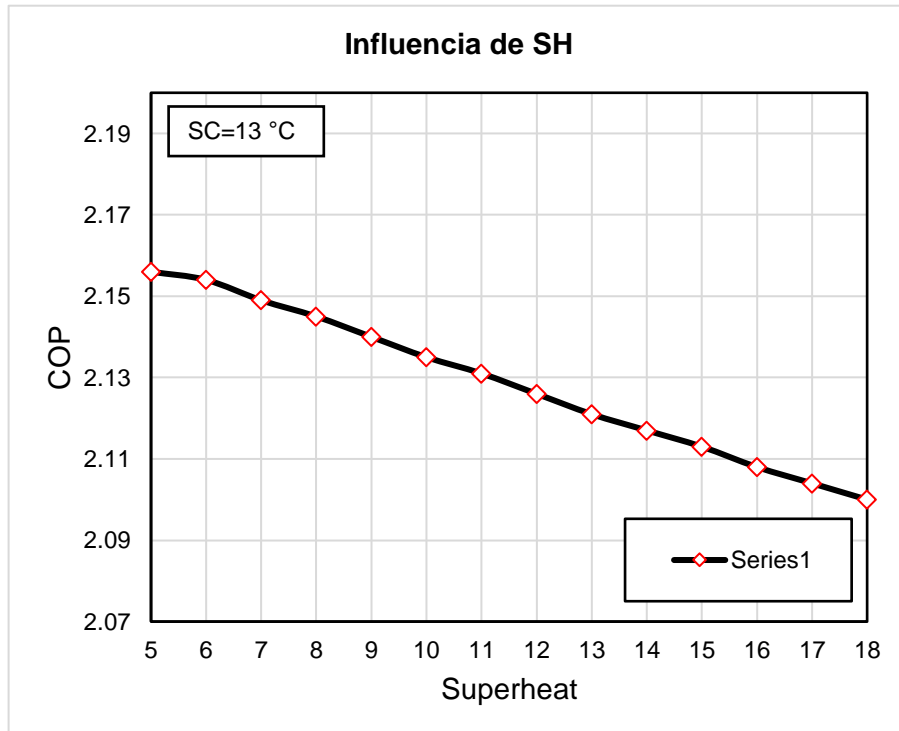


Gráfico 25-3: Influencia del SH en el COP.

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

En el Gráfico 25-3 se observan los resultados del proceso antes mencionado y se aprecia que el COP no sufre ningún incremento, al contrario, solo se reduce desde la primera variación del SH.

Con los Gráficos 24-3 y 25-3, es posible entender que para estas condiciones los valores óptimos son: 13 K de SC y 5 K de SH.

Si se realiza un análisis comparativo, el COP con R1234yf y el SC optimizado (SC=13) presenta una mejora del 3.06 % con respecto al COP del modelo normal (sin optimización de SC), con las condiciones mostradas en la tabla 12-3. Al comparar el sistema con R1234yf sin optimizar presenta un COP 5.55 % menor al COP con R134a, esta diferencia se reduce a un 2.66 % si se aplica un SC de 13 K al sistema con el refrigerante R1234yf.

El fundamento de estos resultados se encuentra en que el área de los intercambiadores es fija y al encontrar el intervalo óptimo de SC, el SH pierde espacio para incrementar, ya que el evaporador está encargado de cambiar el estado del refrigerante cambiando la entalpía hasta saturar y sobrecalentar el fluido. Cuando tenemos un valor máximo de SC, como se muestra en la Tabla 4-3, al incrementar el SH el sistema está obligado a bajar la temperatura de evaporación, en consecuencia, se incrementa la relación de presiones y finalmente se reduce las eficiencias del compresor y el COP.

Tabla 410-3: Resultados fijando SC a 13°C.

<i>SC</i> [K]	<i>SH</i> [K]	<i>COP</i> [-]	\dot{Q}_{ev} [kW]	T_{ev} [°C]	<i>RP</i> [-]	n_{iso} [-]	n_{vol} [-]
13	5	2,156	3,116	-14,22	5,655	0,5877	0,6053
13	6	2,154	3,136	-14,2	5,656	0,5877	0,6053
13	7	2,149	3,143	-14,19	5,656	0,5877	0,6053
13	8	2,145	3,151	-14,17	5,657	0,5877	0,6053
13	9	2,14	3,158	-14,15	5,658	0,5877	0,6053
13	10	2,135	3,165	-14,14	5,658	0,5876	0,6052
13	11	2,131	3,172	-14,13	5,658	0,5876	0,6052
13	12	2,126	3,179	-14,11	5,659	0,5876	0,6052
13	13	2,121	3,186	-14,1	5,659	0,5876	0,6052
13	14	2,117	3,192	-13,79	5,74	0,5844	0,6029
13	15	2,113	3,199	-13,78	5,731	0,5848	0,6032
13	16	2,108	3,206	-13,78	5,733	0,5847	0,6031
13	17	2,104	3,212	-13,78	5,736	0,5846	0,6031
13	18	2,1	3,219	-13,78	5,738	0,5845	0,603

Realizado por: López E., Villacís E., 2021.

Este análisis solo es posible gracias a que el presente modelo no está controlado por las condiciones de evaporación y condensación como otros estudios similares (orientados al diseño de intercambiadores), sino, que está controlado por las temperaturas del aire, considerando las áreas de los intercambiadores fijas.

Entonces, las medidas de mejora para un sistema real en el que se pretenda cambiar de R134a a R1234yf, es determinar el punto óptimo de subenfriamiento y dimensionar un nuevo condensador para elevar al máximo posible el coeficiente de desempeño, sin hacer cambios más invasivos, ya que es posible mejorar cambiando componentes o agregando como por ejemplo un intercambiador de calor intermedio, pero eso no forma parte de la presente investigación.

3.7. Análisis de un escenario futuro con el refrigerante R1234yf

En la actualidad, la industria automotriz en Ecuador usa el refrigerante R134a, sin embargo, la sustitución de este refrigerante por el nuevo R1234yf llegará a nuestro país dentro de unos años. La sustitución del refrigerante es indispensable a nivel mundial para reducir el impacto ambiental. En este contexto, tanto el sector automotriz como las empresas de frío que distribuyen los refrigerantes dentro del país a las diferentes casas comerciales, deben ir tomando medidas para que los usuarios no se vean afectados al momento de hacer el cambio de refrigerante; esto principalmente debido al costo del R1234yf que por ahora es muy elevado en comparación del R134a, incluso, se debe contar con una máquina herramienta específica para poder cargar el nuevo refrigerante y además, se debe usar aceite lubricante compatible con el refrigerante para el compresor.

Así como se ha desarrollado el refrigerante R1234yf por parte de Honeywell y DuPont, también se ha fabricado por varias compañías, estaciones de servicio especiales para este gas, las cuales se basan en la normativa SAE J2788, en la que se menciona sobre los equipos para recuperación, reciclado y recarga de refrigerantes para sistemas de aire acondicionado en automóviles, que tienen un autodiagnóstico completamente automático, y la función de análisis de refrigerante extraído, la cual evita que se introduzca en la estación un refrigerante distinto, lo que contaminaría la bomba de la máquina y lo dejaría inservible.

En cuanto al aceite que se debe usar con cada uno de los refrigerantes no se ha establecido uno en específico, pues cada fabricante de compresores recomienda el lubricante que se debe utilizar, ya que debe existir la compatibilidad entre refrigerante y aceite para que puedan circular por el circuito de refrigeración, pero los más utilizados son de polioléster (POE) y polialquilenglicol (PAG) para el R134a y, mientras que para el R1234yf solo se utilizan PAG.

En consecuencia, el momento en que exista una regulación, la cual obligue a cambiar el refrigerante del sistema de aire acondicionado, y no exista dentro del país talleres que dispongan

tanto de la tecnología como las herramientas necesarias para realizar el cambio de refrigerante, va a existir malestar entre los ciudadanos, además, los talleres que posean todos los implementos tendrán costos elevados para realizar la sustitución del refrigerante.

Actualmente en el país es muy escaso el gas R1234yf, y muy pocas empresas lo poseen, tal es el caso que en la empresa de refrigerantes ecológicos REFECOL S.A., un recipiente de 340 gr tiene un valor aproximado de 75 \$ y el aceite PAG de 8 onz a 12 \$, mientras que el recipiente del mismo contenido de R134a cuesta 6 \$ y su aceite PAG a 7 \$. Por ahora el costo de un mantenimiento del sistema de aire acondicionado de un automóvil que posee R134a bordea entre 50 \$-70 \$, esto depende del tipo de vehículo. Probablemente el costo de mantenimiento con el refrigerante R1234yf estaría cerca de los 100 \$ por el precio del refrigerante y el aceite que se usa, sin embargo, para que esto sea una realidad, primero se debe hacer el cambio de refrigerante el cual estaría llegando a un valor de 300 \$-450 \$. (REFECOL, 2021)

Para cuando se requiera hacer el cambio de refrigerante, los usuarios van a poder elegir el modo de hacerlo, es decir hacer un Drop-in el cual obligadamente implica cambiar el aceite del compresor, o cambiar el refrigerante incluyendo el compresor con su respectivo lubricante, lo cual aumentaría el costo final. Cabe mencionar que sea cualquiera de los dos métodos que elija el usuario, se debe lavar por completo el sistema del aire acondicionado, para eliminar sustancias agresivas y contaminantes del circuito.

En el estudio realizado se pudo observar la eficiencia del sistema A/C con cada refrigerante al hacer un Drop-in, es decir, se cambió el refrigerante, y se mantuvo los mismos elementos del sistema, incluyendo el compresor. Sin embargo, para que el rendimiento del R1234yf sea mayor se puede introducir un intercambiador intermedio, esto permite que la potencia frigorífica aumente (Moles Ribera, 2014, p.69). Por otro lado, una clara alternativa es cambiar los intercambiadores de calor del sistema, lo que evitaría una caída de presión y disminuiría el consumo del R1234yf (Reasor, et al., 2010, p.6-7). También se puede utilizar mezclas concentradas de R32 con R1234yf, lo que permite mejorar el rendimiento del R1234y (Mota Babiloni, et al., 2012, p.842)

CONCLUSIONES

- Varios estudios similares a la presente investigación han desarrollado a su manera estudios comparativos del sistema de A/C ya sea doméstico o automotriz, trabajando con el R134a y R1234yf, la mayoría analizan los sistemas fijando las temperaturas de condensación y evaporación. En general, los resultados muestran que con el R1234yf se observa una reducción del desempeño del sistema con respecto a las prestaciones del sistema con R134a. El presente estudio difiere de estos métodos y presenta ventajas extras al considerar como variables de control las temperaturas del aire en el habitáculo del vehículo y del ambiente, esto ha permitido integrar todos los elementos importantes del sistema, como los intercambiadores y su dimensionamiento.
- Para el estudio se implementó un modelo termodinámico del sistema A/C, el cual fue desarrollado en base a los fundamentos de la termodinámica y transferencia de calor, los elementos con mayor dificultad para modelar fueron los intercambiadores de calor, dado que se requiere vasto conocimiento acerca de los fundamentos antes mencionados, en su gran mayoría están desarrollados según las necesidades y también aprovechando las ventajas que permite el software EES. Con respecto al compresor y parámetros extras para el modelo, la dificultad se presenta al encontrar datos experimentales confiables o completos que sirvan para la investigación, sin embargo se ha encontrado un sistema real de A/C automotriz que integra totalmente un modelo que reproduzca su funcionamiento.
- La etapa de simulación ha requerido considerar condiciones representativas y aplicables a un sistema de A/C automotriz que son diferentes en las que se desempeña un sistema para otras aplicaciones, para asegurar este aspecto se ha optado por tomar como referencia las condiciones de operación usadas en estudios de sistemas automotrices, y en el caso de las temperaturas del habitáculo y ambiente se ha contado con referencias de estudios locales similares con una base de datos de temperatura medidas dentro y fuera de un vehículo a lo largo de un día. Todo esto ha permitido reproducir de buena manera el comportamiento de un sistema A/C automotriz en condiciones reales y locales.
- La presente investigación ha permitido comparar las variables más importantes para evaluar el desempeño del sistema. Al analizar los resultados de las simulaciones, se observa que la temperatura de descarga con un flujo constante de aire hacia evaporador con el vehículo estacionado y 950 rpm (ralentí), con el R1234yf presenta una temperatura de descarga 13 K menor a lo obtenido con R134a. Esta diferencia se incrementa hasta aproximadamente 22 K en condiciones de flujo de aire al condensador de carretera y 3000 rpm. Además, no se han encontrado temperaturas de descarga extremas que sugieran que se puede degradar el lubricante.

- Se ha observado con el R1234yf una reducción de las relaciones de presión entre 7.55% y 8.71%, con respecto a los resultados con el R134a, para condiciones estacionarias y de carretera. Consecuentemente, el compresor presenta eficiencias con el R1234yf mejores con respecto al comportamiento con el R134a, entre 1.91% y 5.34% en la volumétrica y entre 1.37% y 3.54% en la isoentrópica. Es importante recordar que el modelo se ha desarrollado de manera empírica para un proceso de DROP-IN, de tal manera que no se considera el comportamiento real del compresor al cambiar de refrigerante.
- En los resultados de la capacidad frigorífica se ha observado que está influenciada en gran parte por la temperatura del habitáculo, entre el R134a y R1234yf, no se presentan diferencias significativas, sin embargo, al analizar la influencia del régimen de giro del compresor y flujo de aire hacia el condensador se ha observado un incremento de aproximadamente 29.59% al pasar de condiciones estacionarias hasta condiciones de carretera.
- Al estudiar el comportamiento del COP a lo largo de un día bajo condiciones locales se nota claramente que el COP al igual que la capacidad frigorífica varía en función de las temperaturas del habitáculo y ambiente. Al comparar el COP del sistema con los dos refrigerantes se observa que en condiciones estacionarias el COP con R1234yf es 3.30% menor con respecto al desempeño con R134a, en condiciones de carretera se nota que el COP con R1234yf es menor en 5.24%.
- Al efectuar un proceso de DROP-IN directo de refrigerante R134a por R1234yf se ha observado que la variable con mayor influencia sobre el desempeño del sistema es el subenfriamiento (SC). En el presente estudio, se ha encontrado el valor óptimo de SC de 13 K para un sistema A/C R134a que trabaje con R1234yf en la ciudad y con flujo volumétrico de aire hacia el evaporador de $(0.0826 \text{ m}^3/\text{s})$. Por lo tanto, si se pretende cambiar el refrigerante en la realidad, una acción que ayudaría a obtener igual o mayor desempeño con el R1234yf se debería optimizar el área de los intercambiadores, para un control directo del SC sería el condensador, además, este sería uno de los componentes más accesibles considerando la distribución del sistema en un automóvil.
- El refrigerante R1234yf en el país aún es relativamente desconocido, esto significa que solo algunas empresas de refrigeración lo distribuyen y el adquirirlo es costoso, por lo tanto, es muy importante que los distribuidores y talleres se especialicen en este sistema, y así lograr aplicarlo en un mayor número de vehículos, para poder usar el R1234yf en un sistema A/C R134a, el componente más accesible a modificar para optimizar el desempeño del sistema es el condensador.

RECOMENDACIONES

Para el desarrollo del modelo matemático es necesario conocer las correlaciones aplicables en todos los casos que se requieran, de esta manera se evita depender completamente de funciones internas del software EES, esto debido a que las funciones internas del software implican subprogramas que incrementan la posibilidad de encontrarse con problemas al momento de ejecutar modelo matemático.

Para la ejecución de las simulaciones o realizar cambios en el modelo se debe actualizar constantemente los valores *guessed* del programa, si no se realiza este proceso las ejecuciones tienden a fallar. Y es difícil reparar los *guessed* después de errores de este tipo, por tanto, también es necesario tener siempre archivos de respaldo.

Trabajo Futuro

Realizar el presente estudio con un enfoque experimental, esto implicaría instrumentar completamente un sistema de aire acondicionado automotriz, y evaluar el desempeño con el R134a y con el R1234yf, para posteriormente comparar.

Estudiar los sistemas de aire acondicionado automotriz efectuando las medidas de mejora propuestas en el presente estudio, para determinar qué tan factibles son en el aspecto de eficiencia energética o económica.

BIBLIOGRAFÍA

ACOSTA CORRAL, Miguel Antonio & TELLO FLORES , William Paúl. Estudio del aire acondicionado en el consumo de combustible, potencia del motor y confort térmico en la cabina de un vehículo liviano [En línea] (Trabajo de titulación). (Maestría) Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica, Quito, Ecuador. 2016. pp. 1-74. [Consulta: 2020-10-06]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/15960>.

ANFUSO, Raúl. Evaporadores y condensadores de refrigeración. Tipo y selección. Mendoza : UTN, 2015. pp. 2-10.

ARNABAT, Idoia. Los gases refrigerantes sustitutos - Infografía: evolución y futuro [blog]. 2021. [Consulta: 2021-01-10.] Disponible en: <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/evolucion-futuro-refrigeracion-gases-refrigerantes.html>.

ARROYO, José. *Compresores de Aire* [blog]. 2013. [Consulta: 2020-10-28]. Disponible en: <https://1library.co/document/qodo4v5z-compresores-de-aire.html>

BARRAGAN, Ángel; et al. "Revisión de nuevas alternativas fluoradas de bajo potencial de calentamiento". Avances en Ciencias y Técnicas del frío VII [En línea], 2014 (España), pp. 18-27. [Consulta 2020-11-15]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/270885875_Revision_de_nuevas_alternativas_fluoradas_de_bajo_potencial_de_calentamiento_atmosferico_en_climatizacion_y_refrigeracion

BELMAN FLORES, J M; et al. Simulación energética de un aire acondicionado automotriz trabajando con refrigerantes R-1234yf y R134a (Artículo Científico). [En línea] Universidad de Guanajuato. Toluca: 2013. pp. 1-10. [Consulta: 2020-10-15]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/269168278_Simulacion_Energetica_de_un_Aire_Acondicionado_Automotriz_Trabajando_con_Refrigerantes_R-1234yf_y_R-134a

BERGMAN, Theodore; et al. *Fundamental of Heat and Mass Transfer*. 7^a ed. Jefferson : John Wiley & Sons, 2011, pp 378-725.

BUENO, Antonio. *Neumática e hidráulica*. [blog]. pp. 5-11. [Consulta: 2020-12-15]. Disponible en: http://www.portaleso.com/neumatica/unidad_didactica_neumatica_4_v1_c.pdf

CAJAS MUÑOZ, Franco David & TORRES DÍAZ , Cristian Paúl. Adquisición de señales acústicas y de vibración para el diagnóstico de fallos en un compresor recíprocante de doble etapa [En línea] (Trabajo de titulación). (Ingeniería) Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca,

Ecuador. 2018. pp. 47-62. [Consulta: 2020-10-06]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/16592>

CASADO RODRÍGUEZ, María de los Angeles. Sistema de refrigeración para vehículos propulsados por pila de combustible [En línea] (Proyecto fin de carrera). (Ingeniería) Universidad de Sevilla, Sevilla, España. 2011. pp. 39-52. [Consulta: 2021-05-15]. Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5036/>

CENGEL, Yunus & BOLES, Michael. *Termodinámica*. 7^a ed. Mexico D.F: Mc Graw Hill, 2012, pp. 2-624

CENGEL, Yunus. *Transferencia de calor y masa*. 3^a ed. Mexico D.F: McGraw-Hill, 2007, pp. 2- 639.

CORONEL TORO, Juan; et al. *Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de transferencia de calor*. 2^a ed. Sevilla : Universidad de Sevilla, 2014, pp. 14-40.

DAVIRAN, Samaneh, et al. "A comparative study on the performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an alternative in automotive air conditioning systems". *Applied Thermal Engineering* [En línea], 2016, (Irán) 110(), pp. 1091-1100. [Consulta: 2020-10-06]. ISSN: 1359-4311. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431116316301>

DENSO. *Climatizacion*. Torino: Grafica Veneta S.p.A, 2018. pp. 7-11.

DUPONT. *HFC-134a Propiedades, usos almacenamiento y manipulación*. s.l.: Nemours and company, 2004. pp 1.

EUROPEAN COMISSION. *A European Strategy for Low-Emission Mobility*. Bruselas: s.n., 2016. pp. 14.

FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro. *Compresores*. Cantabria: Universidad de Cantabria. Departamento de ingeniería eléctrica y energética, 2019. pp. 19-33.

FORSTER, P; et al. Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing. (Artículo Científico). International Atomic Energy Agency. United Kingdom: 2007. pp. 143-145. [Consulta: 2020-12-10]. Disponible en: https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN%3a39002468

HARO ORTUÑO, Jorge Ramiro. Estudio de fluidos fluorados de bajo potencial de calentamiento atmosférico para aplicaciones de baja temperatura en refrigeración comercial.[En línea] (Trabajo de titulación) (Doctorado). Universidad Politécnica de Valencia, Valencia,

España. 2018. pp. 155- 162. [Consulta 2020-10-10]. Disponible en: <https://riunet.upv.es/handle/10251/114826>

HERNÁNDEZ, E. *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*. Ciudad de México: Limusa, 2009, pp. 220-228.

LEE, Yohan & JUNG, Dongsoo. "A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester" *Applied Thermal Engineering* [En línea], 2011, (Corea del Sur) 35(25), pp. 240-242. [Consulta: 2020-10-06]. ISSN: 1359-4311. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431111004844>

LEMMON, E; et al. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*. Ninth. Gaithersburg : Refprop, National Institute of Standards and Technology, 2010. pp. 1

MCDOWALL, Robert. *Fundamentals of HVAC systems*. Oxford : Elsevier & ASHRAE, 2007. pp. 2-3.

MCENANEY, R P, et al. Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO₂ versus conventional R134a (Artículo Científico). [En línea] University of Illinois. Illinois: 1998. pp.147-149. [Consulta: 2020-12-10]. Disponible en: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/402/>

MINISTERIO DEL AMBIENTE DEL ECUADOR. *Resumen del Inventario Nacional de Gases de Efecto*. Quito : s.n., 2016. pp. 15.

MOLES RIBERA, Francisco. Análisis experimental de la influencia del intercambiador intermedio en el sistema de compresión de vapor trabajando con R1234yf como sustituto directo al R134a. [En línea] (Proyecto final) (Maestría). Universitat Jaume, Castellón, España. 2014. pp. 31-70. Disponible en: <http://repositori.uji.es/xmlui/handle/10234/89489>

MOTA BABILONI; et al. Revisión del refrigerante R1234yf como alternativa de bajo GWP en refrigeración y climatización (Artículo Científico). [En línea] Universidad de Guanajuato. Toluca: 2012. pp. 836-842. [Consulta: 2020-11-06]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/273444527_Revisión_del_refrigerante_R1234yf_como_alternativa_de_bajo_GWP_en_refrigeración_y_climatización

NAVARRO ESBRI, J; et al. "Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system". *International Journal of Refrigeration* [En línea], 2012

(España) 36(22), pp. 870-880. [Consulta: 2020-10-10]. ISSN: 0140-7007. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S014070071200357X>

NAVARRO, E; et al. "Comparative experimental study of an open piston compressor working with R-1234yf, R-134a and R-290". *International Journal of Refrigeration* [En línea], 2012 (España) 36(11), pp. 768-775. [Consulta: 2020-10-11]. ISSN: 0140-7007. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700712003258>

NEGRETE, José & ARÉVALO, Miguel. *Anuario Climatológico*. Riobamba : Estación agrometeorológica ESPOCH, 2016.

NELLIS, Gregory & Klein, SANDFORD. *Heat Transfer*. Cambridge: Cambridge University Press, 2009, pp 821-867.

PLAZAS MONROY, Juan Pablo. Los refrigerantes y el medio ambiente. [En línea] (Proyecto final). (Ingeniería) Universidad Politécnica de Catalunya, Barcelona, España. 2012. pp. 39. [Consulta: 2020-12-08]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/2099.1/16336>

REASOR, Pamela; et al. Refrigerant R1234yf Performance Comparison. (Artículo Científico). [En línea] University of Maryland. Maryland: 2010. pp. 1-7. [Consulta: 2020-12-10]. Disponible en: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1085/>

REFECOL. Refecol Refrigerantes Ecológicos S.A. [blog] 2021. [Consulta: 2021-03-05]. Disponible en: <http://www.refecol.com.ec/>.

RENEDO, Carlos. *Refrigerantes y Salmueras* [blog]. 2010. [Consulta: 2020-11-15]. Disponible en: <https://docplayer.es/50532524-T6-refrigerantes-y-salmueras.html>

RUANO DOMÍNGUEZ, René. *Válvula de expansión termostática*. [blog] 2013. [Consulta: 2020-11-20]. Disponible en: http://www.energianow.com/Articulos/valvula_expansion.pdf

SALAZAR QUISPE, José Brayan. Diseño y simulación de un intercambiador de calor de placas para la producción de ACS (Trabajo fin de grado). (Ingeniería) Universidad de Cantabria, Santander, España. 2018. pp. 30-40. [Consulta: 2021-04-18]. Disponible en: <https://repositorio.unican.es/xmlui/handle/10902/14720>

SALTOS ALTAMIRANO, José Luis, & LLANES CEDEÑO, Ediberto Antonio. Evaluación del sistema del sistema R134a, utilizando un compresor de A/C automotriz tipo 1234yf (Trabajo de titulación) (Ingeniería). Universidad Internacional SEK, Facultad de Arquitectura e

Ingenierías. Quito, Ecuador. 2020. pp. 13. [Consulta: 2020-10-12]. Disponible en: <http://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/3664>

SHI, Junye; et al. "Experimental research and optimization on the environmental friendly R1234yf refrigerant in automobile air conditioning system" *Journal of Shanghai Jiaotong University (Science)*. [En línea], 2016, (China) 21(5), pp. 548-556. [Consulta: 2020-10-12]. ISSN 1007-1172. Disponible en: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12204-016-1761-9>

TERÁN LÓPEZ, Cristian Fernando. El método de las C medias difuso mejorado con aplicaciones a la meteorología [En línea] (Trabajo de titulación). (Ingeniería) Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador. pp. 28-56. [Consulta: 2021-02-15]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2761>

TRUJILLO TELLO, Juan Miguel; & MACHADO SOLÍS, Christian Javier. Desarrollo de un modelo térmico de la cabina de un vehículo para predecir su comportamiento térmico bajo varias condiciones ambientales exteriores. (Trabajo de titulación) (Ingeniería). ESPOCH, Riobamba-Ecuador. 2021.

VEHYSA. Red de talleres. [blog] 2020. [Consulta: 2020-11-20]. Disponible en: <https://vehysa.hyundai.com.ec/>

WIDMAN, Richard & LINARES, Omar. Compresores su funcionamiento y mantenimiento. [blog]. 2008. [Consulta: 2020-11-06]. Disponible en: <https://es.slideshare.net/angelfercho/tipos-de-compresores>

ZAPICO ALONSO, Enrique. "Nuevos gases refrigerantes para el automóvil". *CESVIMAP*, n°77 (2011), (España) pp. 54-56.

ANEXOS