



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**ESTUDIO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS DE
REFRIGERANTES AL R-134a PARA EL AIRE
ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ QUE TRABAJA EN
CICLOS SUBCRÍTICOS.**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES:

DIEGO ARMANDO SILVA ESPINOZA

MARCOS EFRAIN TAIPE CHARIGUAMÁN

Riobamba -Ecuador

2022



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**ESTUDIO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS DE
REFRIGERANTES AL R-134a PARA EL AIRE
ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ QUE TRABAJA EN
CICLOS SUBCRÍTICOS.**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTORES: DIEGO ARMANDO SILVA ESPINOZA

MARCOS EFRAIN TAPE CHARIGUAMÁN

DIRECTOR: Ph.D. FERNANDO MAURICIO TELLO OQUENDO

Riobamba -Ecuador

2022

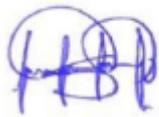
© 2022, Diego Armando Silva Espinoza, Marcos Efrain Taipe Chariguamán

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, Diego Armando Silva Espinoza, Marcos Efrain Taipe Chariguamán, declaramos que el presente Trabajo de Integración Curricular es de nuestra autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento provienen de otras fuentes que están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Integración Curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba 14 de diciembre del 2022



Diego Armando Silva Espinoza

150101656-0



Marcos Efrain Taipe Chariguamán

055043471-6

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

El Tribunal de Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto de Investigación, **ESTUDIO DE DIFERENTES ALTERNATIVAS DE REFRIGERANTES AL R-134a PARA EL AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ QUE TRABAJA EN CICLOS SUBCRÍTICO**, realizado por los señores: **DIEGO ARMANDO SILVA ESPINOZA, MARCOS EFRAIN TAIPE CHARIGUAMÁN**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos legales, en la virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Juan Carlos Rocha Hoyos PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2022-12-14
Ph.D. Fernando Mauricio Tello Oquendo DIRECTOR DE TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2022-12-14
Ph.D. Daniela Carina Vásquez Núñez ASESORA DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2022-12-14

DEDICATORIA

Dedico mi trabajo de tesis a mi familia y muchos amigos. Un sentimiento especial de gratitud a mis amados padres, Luis Silva y Rosa Espinoza, cuyas palabras de aliento y empuje por la tenacidad resuenan en mis oídos. Mis hermanos Mariela, Jorge y Hernán que con sus consejos me alentaron a cumplir con mis sueños, a mi compañera de vida, Elsa Moina, quien me animó todo el camino y cuyo aliento se aseguró de que diera todo lo necesario para terminar lo que comencé, a mi hijo Samuel por ser mi fuente de inspiración y razón de superación. Estoy verdaderamente agradecido por tenerles en mi vida.

Diego Silva

Quiero dedicar el presente trabajo a mis padres Luis Efraim Taipe y Ana María Chariguamán quienes han sido mi principal soporte a lo largo de mi vida universitaria, por ayudarme a cumplir todos los objetivos planteados y por el tiempo compartido, a mis hermanos Fernando, Santiago y Sebastián quienes han sido fuente de inspiración en todo momento y me han acompañado durante toda vida, a mis abuelos que fueron un gran ejemplo de trabajo, carisma y humildad. Finalmente dedicar a todos mis amigos que me he encontrado en el transcurso de la vida tanto dentro como fuera de las aulas por toda la experiencia compartida.

Marcos Taipe

AGRADECIMIENTO

A mis padres que siempre fueron el motor de mis sueños y anhelos, siempre estuvieron a mi lado en los días más duros. Siempre han sido mis mejores guías de vida. Gracias por ser como son y creer en mí.

A mi compañero de tesis Marcos Taipe por estar al frente y ser parte fundamental para el desarrollo de nuestro trabajo, a mi director Ph.D. Fernando Tello y asesora de tesis Ph.D. Daniela Vásconez que, sin ustedes y vuestras virtudes, vuestra paciencia y perseverancia, este trabajo no hubiera sido tan fácil. Sus consejos siempre fueron útiles cuando las ideas para escribir lo que he logrado hoy no se me iban de la cabeza. Han sido parte importante de esta historia con sus aportes profesionales que les caracterizan. Gracias por la guía.

Diego Silva

Un agradecimiento profundo y sincero a toda mi familia por el apoyo incondicional en todos los momentos de la vida, en especial a mis padres por el gran esfuerzo que han hecho para obtener mi título universitario, agradecer a mi compañero Diego Silva por todo el apoyo recibido durante la elaboración de nuestro trabajo de titulación. Quiero también agradecer a las autoridades de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Carrera de ingeniería automotriz por la gestión académica realizada con el objetivo de tener una educación de calidad, también agradecer a todos los docentes que me han impartido sus conocimientos durante el trayecto de mi vida universitaria, lo cual me ha ayudado a reforzar mis habilidades y conocimientos que me servirán en la vida profesional. Finalmente expresar mi respeto y agradecimiento a los ingenieros Fernando Tello y Daniela Vásconez por darnos la apertura para poder desarrollar el presente trabajo de titulación, además han sido una gran referencia en cuanto al valor de profesionalismo y responsabilidad.

Marcos Taipe

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	x
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	xi
ÍNDICE DE ANEXOS	xiv
RESUMEN	xv
SUMMARY	xvi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	
1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	3
1.1 Planteamiento del problema	3
1.2 Limitaciones y delimitaciones	5
1.3 Problema general de investigación	6
1.4 Problemas específicos de investigación	6
1.5 Objetivos	6
<i>1.5.1 Objetivo general.....</i>	<i>6</i>
<i>1.5.2 Objetivos específicos</i>	<i>7</i>
1.6 Justificación	7
<i>1.6.1 Justificación teórica</i>	<i>7</i>
<i>1.6.2 Justificación metodológica</i>	<i>9</i>
<i>1.6.3 Justificación práctica</i>	<i>9</i>
1.7 Hipótesis	10
CAPÍTULO II	
2. MARCO TEÓRICO.....	11
2.1 Antecedentes de investigación	11
2.2 Marco legal.....	14
2.3 Referencias teóricas.....	14
<i>2.3.1 Aire acondicionado.....</i>	<i>14</i>
<i>2.3.1.1 Compresor.....</i>	<i>15</i>
<i>2.3.1.2 Condensador</i>	<i>15</i>
<i>2.3.1.3 Ventilador del habitáculo</i>	<i>16</i>

2.3.1.4	<i>Válvula de expansión</i>	16
2.3.1.6	<i>Filtro secador</i>	17
2.3.1.7	<i>Acumulador</i>	17
2.3.2	<i>Ciclo ideal de compresión de vapor</i>	18
2.3.5	<i>Refrigerantes</i>	19
2.3.6	<i>Potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP)</i>	21
2.3.7	<i>Potencial de calentamiento global (GWP)</i>	22
2.3.8	<i>Drop in</i>	22

CAPÍTULO III

3.	MARCO METODOLÓGICO	23
3.1	Enfoque y nivel de investigación	23
3.2	Diseño de la investigación	24
3.3	Modelo termodinámico del sistema de aire acondicionado automotriz	25
3.3.1	<i>Modelo termodinámico de un intercambiador de calor</i>	27
3.3.2	<i>Eficiencia de un intercambiador</i>	28
3.3.3	<i>Modelado del condensador</i>	30
3.3.4	<i>Modelado del evaporador</i>	41
3.3.5	<i>Modelado del compresor</i>	48
3.4	<i>Validación del modelo con datos experimentales</i>	50
3.5	Evaluación del COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor para varias condiciones de funcionamiento considerando los refrigerantes R-134a, R-152a, R-1234yf, R-290, R-410A, R-32.	51
3.5.1	<i>Estrategia de simulación</i>	51
3.5.2	<i>Matriz de ensayo</i>	53
3.5.3	<i>Selección y cálculo del tamaño de la muestra</i>	55
3.5.4	<i>Técnica de investigación</i>	57

CAPÍTULO IV

4.	MARCO DE ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	59
4.1	Validación del modelo termodinámico con datos de literatura	59
4.1.2	Estado inicial del modelo	61
4.1.3	<i>Correcciones de área y ajuste del sobrecalentamiento y subenfriamiento</i>	64
4.1.4	<i>Análisis estadístico de los variables sometidas a validación</i>	67

4.2	Evaluación del sistema de aire acondicionado automotriz	68
4.2.1	<i>Comparación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor para diferentes refrigerantes.....</i>	69
4.2.2	<i>Influencia de la velocidad del compresor en el sistema de aire acondicionado para el R-134a.....</i>	71
4.2.3	<i>Influencia de la temperatura ambiente en el sistema de aire acondicionado para el R-134a.....</i>	72
4.2.4	<i>Influencia de la velocidad del compresor en el sistema de aire acondicionado para el R-134a fijando el flujo volumétrico de aire a la entrada del evaporador</i>	74
4.2.5	<i>Influencia de la temperatura ambiente en el sistema de aire acondicionado para el R-134a fijando el flujo volumétrico del aire a la entrada del evaporador</i>	75
4.3	Comparativa del COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor para varias condiciones de funcionamiento considerando los refrigerantes R-134a, R-152a, R-1234yf, R-290, R-410A, R-32.	76
4.4	Modificación del sistema de aire acondicionado para la utilización de refrigerantes alternativos.....	79
4.5	Evaluaciones para el reemplazo directo de las alternativas de refrigerantes más viables	81
4.5.1	<i>Consideraciones.....</i>	81
4.5.2	<i>Análisis del reemplazo con R-152a</i>	82
4.5.3	<i>Análisis del reemplazo con R-1234yf</i>	82

CAPÍTULO V

5.	MARCO PROPOSITIVO.....	84
5.1	Propuesta de trabajo futuro	84

	CONCLUSIONES.....	85
--	--------------------------	-----------

	RECOMEDACIONES.....	88
--	----------------------------	-----------

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1: Objetivos de reducción de HCFCs bajo la etapa II	4
Tabla 1-2: Cronograma de reducción de los HFC para Ecuador	4
Tabla 1-3: Potencia entregada al motor debido al funcionamiento del aire acondicionado	8
Tabla 3-1: Rango de operación de las variables de entrada	50
Tabla 3-2: Condiciones de operación para una velocidad de giro del compresor de 800 rpm ..	54
Tabla 3-3: Condiciones de operación para una velocidad de giro del compresor de 1600 rpm	54
Tabla 3-4: Condiciones de operación para una velocidad de giro del compresor de 2400 rpm	55
Tabla 3-5: Designación y clasificación de seguridad de los refrigerantes	55
Tabla 3-6: Propiedades físicas del R-134a	56
Tabla 3-7: Propiedades físicas del R-152a	56
Tabla 3-8: Propiedades físicas del R-1234yf.....	56
Tabla 3-9: Propiedades físicas del R-290.....	57
Tabla 3-10: Propiedades físicas del R-410A	57
Tabla 3-11: Propiedades físicas del R-32.....	57
Tabla 4-1: Análisis estadístico de las variables validadas	67
Tabla 4-2: Geometrías de ajuste de los intercambiadores de calor	68
Tabla 4-3: Datos obtenidos para varios refrigerantes	69
Tabla 4-4: Análisis de la variación de los resultados respecto al R-134a	79
Tabla 4-5: Modificación de la geometría del compresor	80
Tabla 4-6: Modificación de la geometría de evaporador	80

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-1:	Vehículos motorizados matriculados según modelo, año 2019.....	5
Ilustración 1-2:	Porcentaje de aumento de combustible debido al uso del aire acondicionado	8
Ilustración 2-1:	Componentes del sistema de aire acondicionado	14
Ilustración 2-2:	Compresor	15
Ilustración 2-3:	Condensador del sistema de aire acondicionado	15
Ilustración 2-4:	Ventilador del habitáculo	16
Ilustración 2-5:	Válvula de expansión.....	16
Ilustración 2-6:	Evaporador	17
Ilustración 2-7:	Acumulador.....	17
Ilustración 2-8:	Esquema y diagrama P-h para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	18
Ilustración 2-9:	Etiqueta típica para un refrigerante	19
Ilustración 3-1:	Esquema empleado para el diseño de la investigación	24
Ilustración 3-2:	Elementos constitutivos del sistema de aire acondicionado	25
Ilustración 3-3:	Esquema representativo para realizar el modelo del sistema de aire acondicionado.....	26
Ilustración 3-4:	Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo paralelo	30
Ilustración 3-5:	Representación de las zonas del condensador	31
Ilustración 3-6:	Diagrama T-L para el condensador.....	31
Ilustración 3-7:	Configuración del condensador	32
Ilustración 3-8:	Diagrama T-L del evaporador.....	41
Ilustración 3-9:	Eficiencia volumétrica del compresor frente a la relación de presión del compresor	48
Ilustración 3-10:	Eficiencia isoentrópica del compresor frente a la relación de presión del compresor	48
Ilustración 3-11:	Ubicación de los sensores al interior del habitáculo.	52
Ilustración 3-12:	Perfil de temperatura en el habitáculo	52
Ilustración 3-13:	Perfil de temperaturas septiembre 2019 – agosto 2020 para la ciudad de Riobamba.....	53
Ilustración 4-1:	Perfil de temperaturas para el condensador	60
Ilustración 4-2:	Perfil de temperaturas para el condensador	60
Ilustración 4-3:	Validación del COP, SH de 4 y SC de 5.....	61

Ilustración 4-4:	Validación del consumo del compresor, fijando <i>Acond</i> de 0,1296m ² y <i>Aev</i> de 0,036m ² , SH de 4 y SC de 562
Ilustración 4-5:	Validación de la capacidad frigorífica, fijando <i>Acond</i> de 0,1296m ² y <i>Aev</i> de 0,036m ² , SH de 4 y SC de 562
Ilustración 4-6:	Validación de la temperatura del aire a la salida del evaporador, fijando <i>Acond</i> de 0,1296m ² y <i>Aev</i> de 0,036m ² , SH de 4 y SC de 5.....63
Ilustración 4-7:	Comportamiento del COP en función de la velocidad de giro del compresor64
Ilustración 4-8:	Validación del COP, fijando <i>Acond</i> de 0,196m ² y <i>Aev</i> de 0,084m ² , SH de 5 y SC de 565
Ilustración 4-9:	Validación del consumo del compresor, fijando <i>Acond</i> de 0,196m ² y <i>Aev</i> de 0,084m ² , SH de 5 y SC de 565
Ilustración 4-10:	Validación de la capacidad frigorífica, fijando <i>Acond</i> de 0,196m ² y <i>Aev</i> de 0,084 m ² , SH de 5 y SC de 5.....66
Ilustración 4-11:	Validación de la Temperatura del aire a la salida del evaporador, fijando <i>Acond</i> de 0,196m ² y <i>Aev</i> de 0,084m ² , SH de 5 y SC de 567
Ilustración 4-12:	Diagrama P-h de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor para: (a) R-134a, (b) R-152a, (c) R-1234yf, (d) R-290, (e) R-410A y (f) R-32. ..70
Ilustración 4-13:	(a) Influencia de la velocidad del compresor en el COP, (b) Influencia de la velocidad del compresor en la capacidad de refrigeración, (c) Influencia de la velocidad del compresor en el trabajo del compresor, (d) Influencia de la velocidad del compresor en la temperatura de descarga del compresor.71
Ilustración 4-14:	(a) Influencia de la temperatura ambiente en el COP, (b) Influencia de la temperatura ambiente en la capacidad de refrigeración, (c) Influencia de la temperatura ambiente en el trabajo del compresor, (d) Influencia de la temperatura ambiente en la temperatura de descarga.73
Ilustración 4-15:	(a) Influencia de la velocidad del compresor en el COP, (b) Influencia de la velocidad del compresor en la capacidad de refrigeración, (c) Influencia de la velocidad del compresor en el trabajo del compresor, (d) Influencia de la velocidad del compresor en la temperatura de descarga del compresor.75
Ilustración 4-16:	(a) Influencia de la temperatura ambiente en el COP, (b) Influencia de la temperatura ambiente en la capacidad de refrigeración, (c) Influencia de la temperatura ambiente en el trabajo del compresor, (d) Influencia de la temperatura ambiente en la temperatura de descarga.75
Ilustración 4-17:	COP vs Temperatura de aire al ingreso del evaporador trabajando en el punto nominal, para varios refrigerantes.....76

Ilustración 4-18:	Capacidad de refrigeración vs Temperatura de aire al ingreso del evaporador trabajando en el punto nominal, para varios refrigerantes.	77
Ilustración 4-19:	Consumo del compresor vs Temperatura de aire al ingreso del evaporador trabajando en el punto nominal, para varios refrigerantes.	78
Ilustración 4-20:	Temperatura de descarga del refrigerante vs Temperatura de aire al ingreso del evaporador trabajando en el punto nominal, para varios refrigerantes. .	78

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A:** DATOS TABULADOS DE LAS EFICIENCIAS VOLUMÉTRICA E ISOENTRÓPICA DEL COMPRESOR
- ANEXO B:** PERFIL DE TEMPERATURAS PARA LA CIUDAD DE RIOBAMBA DURANTE EL PERIODO SEPTIEMBRE 2019 A AGOSTO 2020
- ANEXO C:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-134A, SC=5K, SH=5K
- ANEXO D:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-152A, SC=5K, SH=5K
- ANEXO E:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-1234YF, SC=5K, SH=5K
- ANEXO F:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-290, SC=5K, SH=5K
- ANEXO G:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-410A, SC=5K, SH=5K
- ANEXO H:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-32, SC=5K, SH=5K
- ANEXO I:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-134A FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A $0,1m^3/s$, SC=5K, SH=5K
- ANEXO J:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-152A FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A $0,1m^3/s$, SC=5K, SH=5K
- ANEXO K:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-1234YF FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A $0,1m^3/s$, SC=5K, SH=5K
- ANEXO L:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-290 FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A $0,1M^3/S$, SC=5K, SH=5K
- ANEXO M:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-410A FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A $0,1M^3/S$, SC=5K, SH=5K
- ANEXO N:** RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-290 FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A $0,1M^3/S$, SC=5K, SH=5K

RESUMEN

Este estudio presenta un análisis termodinámico de varios refrigerantes sobre la base del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. El objetivo de esta investigación es encontrar numéricamente el refrigerante alternativo al R-134a mediante el modelado del ciclo de compresión de vapor utilizando el software EES (Engineering Equation Solver), los intercambiadores de calor se modelaron empleando el método ε -NTU (Número de unidades de transferencia de calor), en el cual se dividieron por zonas, el compresor se modeló utilizando las curvas de eficiencias. Para la validación del modelo se utilizaron datos experimentales de sistemas de aire acondicionado similares, lo cual permitió representar el comportamiento real del sistema. Se realizó la comparación termodinámica del ciclo de compresión de vapor para todas las alternativas de refrigerantes. Los parámetros de rendimiento incluyen: COP (Coeficiente de rendimiento), capacidad de refrigeración, potencia de entrada del compresor y temperatura de descarga. Estos parámetros se calculan a distintas velocidades de giro del compresor, temperatura del condensador de 13,5 °C, 17 °C y 21 °C y temperatura del evaporador de 25 °C, 35 °C, 45 °C, 55 °C y 65 °C. El refrigerante R-152a mostró un aumento del 7% en el COP (Coeficiente de rendimiento), el refrigerante R-1234yf mostró una disminución del 9% en el COP (Coeficiente de rendimiento), los refrigerantes R-410A y R-32 presentaron una variación drástica con respecto al R-134a. Se determinó que el R-152a es un refrigerante que se puede utilizar como un reemplazo directo, los refrigerantes R-1234yf y R-290 se pueden utilizar como alternativas, pero se debe considerar en realizar modificaciones en la geometría del compresor o el evaporador. Finalmente se recomienda elaborar el modelado de forma independiente para los componentes del sistema y para cada uno de los refrigerantes ya que poseen diversas características.

Palabras clave: <ANÁLISIS TERMODINÁMICO> <CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR> <COEFICIENTE DE RENDIMIENTO> <CAPACIDAD FRIGORÍFICA> <CONSUMO DEL COMPRESOR>.

0270-DBRA-UPT-2023



SUMMARY

This study presents a thermodynamic analysis of various refrigerants based on the vapor compression refrigeration cycle. The objective of this research is to numerically find the alternative refrigerant to R-134a by modeling the vapor compression cycle using the EES (Engineering Equation Solver) software, the heat exchangers were modeled using the ϵ -NTU (Number of Units) method. of heat transfer), in which they were divided by zones, the compressor was modeled using the efficiency curves. For the validation of the model, experimental data from similar air conditioning systems were used, which allowed representation of the real behavior of the system. The thermodynamic comparison of the vapor compression cycle was carried out for all the refrigerant alternatives. Performance parameters include COP (Coefficient of Performance), refrigeration capacity, compressor input power, and discharge temperature. These parameters are calculated at different rotating speeds of the compressor, condenser temperatures of 13.5°C, 17°C and 21°C, and evaporator temperatures of 25°C, 35°C, 45°C, 55°C and 65°C. The R-152a refrigerant showed a 7% increase in the COP (Coefficient of Performance), the R-1234yf refrigerant showed a 9% decrease in the COP (Coefficient of Performance), the R-410A and R-32 refrigerants presented a drastic departure from R-134a. R-152a was determined to be a refrigerant that can be used as a drop-in replacement, R-1234yf and R-290 refrigerants can be used as alternatives, but consideration should be given to making modifications to the compressor or evaporator geometry. Finally, it is recommended to develop the modeling independently for the system components and each of the refrigerants since they have different characteristics.

Keywords: <THERMODYNAMIC ANALYSIS> <<VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE> <COEFFICIENT OF PERFORMANCE> <REFRIGERATION CAPACITY> <COMPRESSOR CONSUMPTION>.



Lcda. Mónica A. Castelo Reyna. Mgs

CI: 060453982-5

INTRODUCCIÓN

La distribución del presente trabajo de titulación está organizada por capítulos, en el capítulo uno se aborda el problema de investigación, en el capítulo dos se trata el marco teórico que es importante ya que se da una breve concepción teórica acerca de los términos relacionados con el sistema de aire acondicionado, en el capítulo tres se aborda sobre el proceso metodológico que servirá de guía en la obtención de resultados ya que establece los recursos y etapas a seguir durante toda la investigación, finalmente, en el capítulo cuatro denominado marco de análisis e interpretación de resultados se presentaran los resultados que permitirán cumplir los objetivos planteados al inicio del trabajo.

Como es de conocimiento el R-134a es el refrigerante que se utiliza actualmente en los sistemas de aire acondicionado automotriz debido a sus ventajas termodinámicas, compatibilidad de materiales, la no toxicidad, no inflamabilidad y miscibilidad del aceite, sin embargo, el potencial de calentamiento global del R-134a es alta lo que contribuye a la generación de gases de efecto invernadero, esto ha llevado a que mediante firma de protocolos como el de Montreal se límite el uso de este refrigerante para sistemas de refrigeración, de la misma manera en Ecuador mediante la firma de la enmienda de Kigali al protocolo de Kioto se ha elaborado un cronograma de reducción para este refrigerante, en vista de esto para el cumplimiento de los objetivos se ha seleccionado cinco alternativas de refrigerantes sustitutos al R-134a que trabajen en un ciclo subcrítico, mismos deben ser respetuosos con el medio ambiente y tener un potencial de destrucción de ozono de cero, estos refrigerante se analizaron en el software EES sobre una base de rendimiento que incluyen COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor, con lo cual se puede realizar comparativas en donde se pueda seleccionar los refrigerantes que brinde mejores prestaciones al momento de realizar un reemplazo directo, o a su vez poder determinar las condiciones de funcionamiento óptimo para cada refrigerante y también poder definir la geometría de los principales elementos del sistema de aire acondicionado que permitan obtener capacidades de refrigeración similares al R-134a. Dentro de las ventajas que se presentaron al realizar el presente estudio se tiene el uso del software EES ya que resulto ser una herramienta potente a la hora de realizar las simulaciones en condiciones reales, con lo que brindó un ahorro excepcional de recursos ya que no fue necesario realizar pruebas experimentales para la obtención de resultados. Las condiciones reales de funcionamiento implican la variación de varios parámetros al mismo tiempo tales como velocidad y temperatura del aire a la entrada del condensador, temperatura y flujo volumétrico del aire a la entrada del evaporador finalmente la

velocidad de giro del compresor la cual ayuda a representar diferentes condiciones de manejo del vehículo, estas variaciones se ven reflejados en las dispersión de datos a diferentes temperaturas del habitáculo, de esto es importante recalcar que todos los refrigerantes revelaron el mismo comportamiento dando la pauta sobre un buen modelado del sistema de aire acondicionado.

A pesar de que existen una gran variedad de estudios que buscan alternativas para este refrigerante considerando mezclas de refrigerantes y refrigerantes puros, las condiciones de funcionamiento de estos estudios resultan ser muy lejanos a los de nuestro país, el estudio del arte permitió tener referencia sobre aquellos refrigerantes que son más estudiados como posibles alternativas al R-134a.

Los resultados del presente trabajo son de mucho interés dentro del área automotriz ya que cada a diario se vienen implementando políticas ambientales que reduzcan las emisiones contaminantes y se opte por nuevas alternativas de refrigerantes para el sistema de aire acondicionado, entonces resulta importante tener en cuenta las conclusiones de este trabajo ya que plantean diversos escenarios para realizar el reemplazo de refrigerantes en donde se puede considerar consumo de combustible debido a pesos y geometrías de los componentes del sistema.

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 Planteamiento del problema

Actualmente, uno de los sistemas auxiliares más importantes de los automóviles es el sistema de aire acondicionado, este sistema se encarga de disipar el calor hacia el exterior del habitáculo y crear una sensación de confort. El sistema de aire acondicionado utiliza un gas (refrigerante) que tiene propiedades especiales, tales como como: bajos puntos de ebullición y evaporación, alta capacidad para absorber y liberar calor, sin embargo, su funcionamiento reduce la potencia y la eficacia del motor y aumenta el consumo de combustible, lo cual supone un problema medioambiental importante.

Parte de esta problemática se debe a que los CFC poseen cierta estabilidad lo cual facilita su transporte de la atmósfera a la estratósfera, en este lugar se produce la fotólisis con los rayos UV, como resultado de este proceso se liberan átomos de cloro, dichos átomos producen reacciones que destruyen miles de moléculas de ozono; además, los CFC absorben radiación infrarroja de la superficie terrestre provocando que los rayos ultravioletas alcancen esta superficie poniendo en riesgo la salud humana y los ecosistemas. Estos gases refrigerantes se consideran como sustancias peligrosas cuando se usa del modo indebido, esto puede ser por exposición deliberada durante el proceso de manufacturación, pruebas, transporte, instalación, carga inicial, fugas en los circuitos de aire acondicionado, purgas, retiro del equipo y su disposición final (Diego and Ruiz 2012).

Es importante conocer que la temperatura en la tierra conserva un equilibrio entre la radiación solar proveniente desde el espacio y el enfriamiento de la radiación infrarroja emitida por la superficie caliente de la tierra, este proceso se le denomina efecto invernadero y como resultado de las acciones humanas se ha producido una alteración en la concentración de los gases en la atmósfera que ha producido una retención de calor.

La industria de los gases refrigerantes se encuentra actualmente en un proceso de desarrollo y modernización integral debido a la adopción de las regulaciones europeas F-gas, con el objetivo principal de reducir el consumo de gases de efecto invernadero (GEI) en un 70% en 2030. Esta normativa y la imposición del impuesto a los gases fluorados que entró en vigor el 01 de enero de

2014, han creado un ambiente de incertidumbre entre los profesionales y fabricantes que dicen estar buscando reemplazos y gases alternativos que sean compatibles con los equipos de climatización instalados y sean igualmente efectivos en la aplicación.

Las regulaciones F-gas establecen un programa de reducción gradual de refrigerantes, conocido como pasos de eliminación (phase down), que establecen los límites para la comercialización de HFC y fomenta la sustitución de los refrigerantes HFC con un alto Potencial de Calentamiento Global (GWP) (Environmental Investigation Agency 2015).

Una vez visto esta problemática mediante el protocolo de Montreal se creó una alianza para la salvaguardia de la capa de ozono y como resultado de la firma de la enmienda de Kigali al protocolo de Montreal en el año 2016, la misma que entró en vigor en el año 2019, con lo cual países en vías de desarrollo como Ecuador en los que el consumo es inferior al 0,3 kg/persona, se aprueba la aceleración de la reducción del uso de los HCFC (Hidroclorofluorocarbonos) y HFC (Hidrofluorocarbonos). Los cronogramas de reducciones se presentan en la Tabla 1-1 y Tabla 1-2:

Tabla 1-1: Objetivos de reducción de HCFCs bajo la etapa II

Año	Potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP toneladas)	Reducción (%)
2013	23,49	Línea base
2015	21,14	10,00%
R-32	15,27	35,00%
2025	7,63	67,50%
2030	0	100%

Fuente: Dirección de Reconversión Ambiental y Tecnológica Ministerio de Producción, Comercio Exterior, Inversiones y Pesca de Ecuador. 2021

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

Tabla 1-2: Cronograma de reducción de los HFC para Ecuador

Medida	Año	Porcentaje de reducción
Línea base	2020-2022	NA
Congelamiento	2024	NA
Primera reducción	2029	10%
Segunda reducción	2035	30%

Tercera reducción	2040	50%
Cuarta reducción	2045	80%

Fuente: Dirección de Reconversión Ambiental y Tecnológica Ministerio de Producción, Comercio Exterior, Inversiones y Pesca de Ecuador. 2021

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

1.2 Limitaciones y delimitaciones

Para el desarrollo de este trabajo se tiene como limitación principal la localización y las condiciones ambientales de la región sierra centro del Ecuador, por lo tanto, conocer las características del medio servirá para establecer un horario en el que se tiene mayor incidencia de la radiación solar sobre el automóvil, lo cual permitirá identificar el momento en el cual el sistema de aire acondicionado tiene una alta demanda. Una parte significativa de las limitaciones está enfocada a la clase de vehículos que se encuentran en el medio, para el presente estudio se han seleccionado los automóviles, que, según las cifras del año 2020 de la ANT a nivel nacional, se encuentran un total de 736518 automóviles matriculados, lo cual da la pauta para inclinarse por este segmento, ya que es el de mayor presencia seguido de los modelos de camionetas las cuales tienen un total de 421759 unidades matriculadas. Por otro lado, es importante analizar la situación de la provincia de Chimborazo, la misma que según las cifras de la ANT del año 2019 posee 26386 vehículos del tipo automóvil, seguido de las camionetas que tienen 17594 unidades y para SUV con 11024 unidades, tal como se presenta en la Ilustración 1-1.

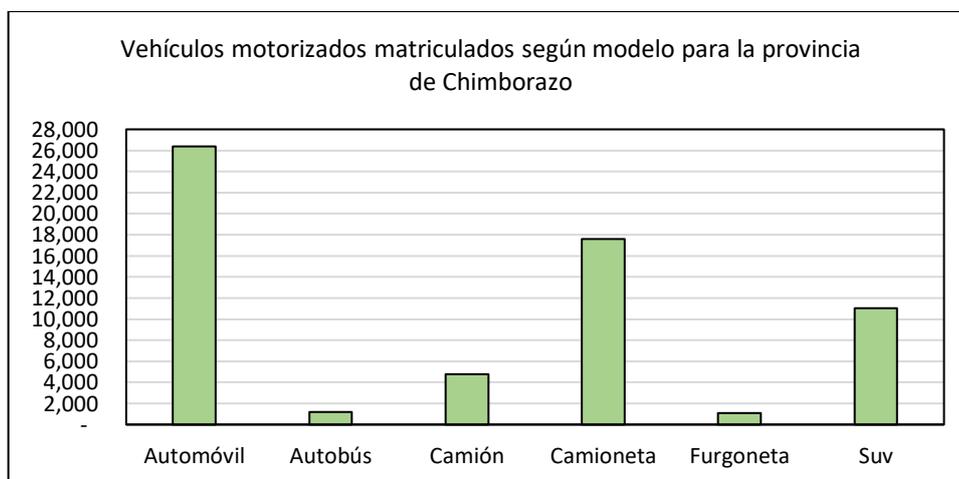


Ilustración 1-1: Vehículos motorizados matriculados según modelo, año 2019

Fuente: (INEC, 2020)

Para conocer la delimitación es necesario entender que existe una gran variedad de refrigerantes que se pueden usar en el sistema de aire acondicionado automotriz, cada una con sus propias propiedades, ventajas y desventajas. Por lo que, una buena forma de delimitar la presente investigación es empezar aclarando que el R-134a es un refrigerante que trabaja en un ciclo subcrítico, por lo que necesariamente las demás alternativas de refrigerantes deben trabajar en un ciclo subcrítico, de modo que al requerir un reemplazo del refrigerante se pueda hacerlo sin que se realicen excesivas modificaciones en el sistema debidas a la presión de trabajo.

1.3 Problema general de investigación

Visto el análisis de los protocolos respectivos es evidente deducir que el reemplazo del refrigerante R-134a será un hecho en nuestro país. Se han realizado varios estudios de reemplazos al R-134a, los mismos que se han hecho en países europeos, asiáticos y América del Norte donde los climas no son nada similares a nuestro país, por tal motivo la interrogante que se intentará responder es la siguiente:

¿Cuál es la mejor alternativa de refrigerante para el reemplazo del R-134a en sistemas de aire acondicionado automotriz en el Ecuador?

1.4 Problemas específicos de investigación

¿Existen estudios experimentales sobre el sistema de aire acondicionado y sus refrigerantes que se hayan desarrollado en el país? En este apartado se aborda la situación en cuanto a normativas sobre el sistema de aire acondicionado en el país.

¿Se puede utilizar el mismo modelo de sistema de aire acondicionado para realizar la simulación de los refrigerantes planteados? Con el planteamiento de esta pregunta se pretende analizar los procedimientos necesarios para realizar un reemplazo de los refrigerantes.

¿Los datos de literatura proporcionan un alcance para la serranía ecuatoriana?

¿Los estudios realizados sobre refrigerantes cumplen con las especificaciones en cuanto al dimensionamiento de los componentes del sistema de aire acondicionado en función del tipo de vehículo?

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Estudiar diferentes alternativas de refrigerantes al R-134a utilizados en el aire acondicionado automotriz que trabaja en ciclos subcríticos, mediante el modelado y validación del ciclo de compresión de vapor.

1.5.2 *Objetivos específicos*

- Analizar el estado del arte sobre climatización automotriz y refrigerantes.
- Modelar termodinámicamente el sistema de aire acondicionado automotriz (EES).
- Validar del modelo termodinámico con datos de literatura.
- Evaluar el COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor para varias condiciones de funcionamiento considerando los refrigerantes R-134a, R-152a, R-1234yf, R-290, R-410A, R-32.

1.6 Justificación

1.6.1 *Justificación teórica*

El cambio climático es cada día más evidente y gran parte de estas anomalías se deben al calentamiento global. Las emisiones de dióxido de carbono están llamando la atención como una de las principales causas del calentamiento global, no obstante, las emisiones de algunos refrigerantes utilizados en el aire acondicionado son incluso más dañinas que el dióxido de carbono. Uno de los refrigerantes más utilizados es el HFC-134a, que tiene un potencial de calentamiento global de 1430. Esto significa que 1 kg de HFC-134a emitido equivale a 1430 kg de dióxido de carbono. (Arnabat, 2018)

En vista de que Ecuador forma parte en la firma de la enmienda de Kigali, la cual tiene como objetivo reducir para el año 2045 en más del 80% la producción y consumo proyectado de HFC y que hay pocos estudios realizados en nuestro país en referencia a las alternativas de reemplazo al R134a, se plantea elaborar un modelo termodinámico que permita analizar en términos de COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor a otros refrigerantes que trabajen en estado subcrítico como reemplazo al R-134a en los sistemas de aire acondicionado automotriz, los mismos que serán analizados para climas de la región sierra centro.

Al momento de entrar en funcionamiento el aire acondicionado se debe conocer que este sistema necesita de un suministro de energía para ponerse en marcha, dicha energía es tomada desde el motor de combustión interna, el mismo que funciona por la transformación química de los combustibles en energía mecánica, de este modo al entrar en funcionamiento el compresor el motor deberá realizar un esfuerzo extra que cumpla con la demanda de energía. Según el estudio realizado por (Acosta Corral, Miguel Antonio; Tello Flores, William Paúl, 2016) el consumo extra de combustible y el aumento en la demanda de potencia del motor debido al funcionamiento del aire acondicionado con el refrigerante R-134a son los que se muestran en la ilustración 1-2.

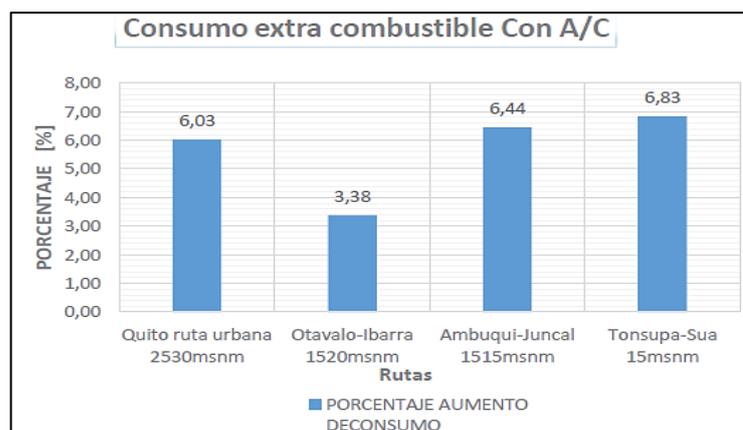


Ilustración 1-2: Porcentaje de aumento de combustible debido al uso del aire acondicionado

Fuente: Acosta Corral, Miguel Antonio; Tello Flores, William Paúl, 2016

En la Tabla 1-3 se muestran los resultados del consumo de combustible y la potencia realizada en distintas rutas, dichas pruebas se realizaron con el sistema de aire acondicionado en funcionamiento como con el sistema de aire acondicionado apagado.

Con los datos obtenidos se evidencia que al utilizar el sistema de aire acondicionado el consumo de combustible y la potencia aumentan en un promedio de 6% respecto a las pruebas sin utilizar el sistema de aire acondicionado.

Tabla 1-3: Potencia entregada al motor debido al funcionamiento del aire acondicionado

RUTAS	Consumo promedio sin A/C [lt]	Consumo promedio con A/C [lt]	Tiempo [s]	Flujo masico sin A/C [kg/s]	Flujo masico con A/C [kg/s]	Potencia sin A/C [HP]	Potencia con A/C [HP]
Ruta urbana Quito	2,92	3,10	2835	0,00076	0,00080	42,46	45,02
Otavalo – Ibarra	2,12	2,19	1585	0,00098	0,00102	55,16	57,03
Ambuquí – El Juncal	1,97	2,10	1260	0,00115	0,00123	64,58	68,73
Tonsupa - Súa	2,52	2,69	1275	0,00145	0,00155	81,44	87,01

Fuente: (Acosta Corral, Miguel Antonio; Tello Flores, William Paúl, 2016)

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

1.6.2 Justificación metodológica

El trabajo a desarrollar permitirá simplificar el uso de un modelo real del sistema de aire acondicionado de un vehículo en específico, lo cual implicaría un ahorro en costos en la implementación de equipos experimentales, además de un ahorro en posibles modificaciones para realizar el reemplazo de los refrigerantes. Este percance será ampliamente solventado con la versatilidad del software EES, el mismo que con el correcta modelación del sistema de aire acondicionado permitirá realizar ajustes en la geometría de los elementos del sistema de aire acondicionado.

Con el desarrollo del trabajo se pretende crear una herramienta de apoyo para trabajos futuros, los cuales podrán tener un punto referencial para realizar comparaciones objetivas mediante los resultados obtenidos. Además, servirá como una herramienta de consulta para técnicos que deseen capacitarse en el área aire acondicionado, ya que el trabajo presentará propiedades de los nuevos refrigerantes y el comportamiento de los elementos que conforman el sistema del aire acondicionado automotriz, con lo cual se puede dimensionar los elementos del sistema.

1.6.3 Justificación práctica

Es necesario encontrar un refrigerante alternativo con un GWP inferior al R-134a y propiedades termodinámicas similares, para reemplazo directo en el parque automotor. Dependiendo de la aplicación para la que se utilice el sistema, será necesario utilizar diferentes refrigerantes para lograr la mejor adaptación.

Se han realizado varios estudios de reemplazos al R-134a, los mismos que se han llevado a cabo en países europeos, asiáticos y de América del Norte, dando como resultados que al utilizar un refrigerante bajo en GWP como es el R-1234yf, su prestación energética se reduce en un 10,9% respecto al R-134a, en el análisis que obtuvieron utilizando el refrigerante R-152a se incrementa entre 2,46% y 30,79% en comparación al R-134a, cabe mencionar que en los países que se realizaron los estudios y ensayos la climatología no es igual a la del Ecuador (Belman-Flores et al. 2013).

1.7 Hipótesis

Hipótesis de investigación: El sistema de aire acondicionado automotriz puede funcionar con los refrigerantes R-152a, R-1234yf, R-290, R-410A, R-32 en reemplazo del R-134a en términos de COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor.

Hipótesis nula: El sistema de aire acondicionado automotriz no puede funcionar con los refrigerantes R-152a, R-1234yf, R-290, R-410A, R-32 en reemplazo del R-134a en términos de COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

En esta sección se detalla la información relacionada a investigaciones previas y a la conceptualización de la terminología básica que será indispensable para el desarrollo de la investigación, en cuanto a la terminología se hará referencia a los componentes del sistema de aire acondicionado automotriz y se detallará información referente a propiedades y clasificación de los refrigerantes que se plantean como alternativa al R-134a.

2.1 Antecedentes de investigación

Los primeros coches no eran muy cómodos. En invierno, los pasajeros usaban ropa abrigada y en verano el sistema de climatización era el viento que soplaba a 25 km/h. Por lo que cuando los fabricantes de automóviles comenzaron a cerrar los habitáculos, necesariamente tenían que hacer algo porque el calor era demasiado intenso al interior del habitáculo, colocaron originalmente tomas de aire en el piso, pero su mayor problema era que traían mucha suciedad al interior.

En 1884, William Whiteley ideó colocar cubos de hielo en una caja debajo de la cabina del coche y soplar el aire al interior del habitáculo con un ventilador. Posterior a esto se creó el sistema enfriamiento evaporativo llamado Wheeler Eye (ojo del clima) donde se observa el efecto de caídas de temperatura del aire al atravesar por el agua. (Medina Diego 2000)

El primer automóvil con el sistema de refrigeración fue el Packard de 1939. el mismo que constaba de un serpentín de enfriamiento, que no es más que un evaporador muy largo que cubre toda la cabina y el sistema de control del aire acondicionado era un interruptor del ventilador.

Cadillac produjo 300 autos con sistema de aire acondicionado en el año de 1941. Los primeros sistemas de aire acondicionado tenían un gran inconveniente: carecían de embrague, por lo que el compresor siempre estaba encendido mientras el vehículo se encontraba en funcionamiento. Después de la Segunda Guerra Mundial, Cadillac promovió una nueva función para controlar el sistema de aire acondicionado.

El crecimiento en la cantidad de sistemas de aire acondicionados instalados en los automóviles durante los años 70 y 80. sucedió porque a fines de la década de 1970, la gente en los Estados Unidos comenzó a mudarse a estados más calientes. En ese entonces, los compradores de autos querían que sus autos fueran equipados con todas las opciones disponibles.

Hoy en día, muchos diseños de compresores y componentes electrónicos nuevos están disponibles para mejorar la eficiencia y la efectividad de estos sistemas, sin embargo no solo los componentes electrónicos están evolucionando, si no por otra parte el uso de los refrigerantes los CFC (clorofluorocarbonos, también conocidos como R-12 o freón) fueron reemplazados por otros refrigerantes gaseosos como el R-134a que son libres de cloro ya que son contaminantes y especialmente dañinos para la capa de ozono.

Debido a la problemática ambiental causada por los HFC, dado que tienen un alto GWP (Potencial de calentamiento global) se ha impulsado el desarrollo de nuevos refrigerantes que brinden un mejor desempeño al momento de cumplir el ciclo de refrigeración y al mismo tiempo no presenten un alto potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP). Basadas en estas premisas, según las investigaciones realizadas por (Alkan, Kolip and Hosoz 2021) (Belman-Flores et al. 2013) se puede apreciar que el futuro para los refrigerantes utilizados en el sistema de aire acondicionado automotriz está enfocado en el R-1234yf, por la razón que este refrigerante solamente permanece en la atmósfera 11 días, a comparación con el R-134a que permanece 14 años en la atmósfera. A esto se debe mencionar que una de las desventajas es que su prestación energética se reduce en un 10,9% en cuanto al R-134a. Del mismo modo se reduce el coeficiente de desempeño hasta un 11,6%.

En la investigación realizada por (Onan and Erdem 2021) se estudia los refrigerantes R-1234yf y R-744 como alternativa al reemplazo del refrigerante tradicional R-134a, con el objetivo de comparar el desempeño en los procesos de enfriamiento, realizando un análisis en términos de coeficientes de rendimiento, consumo de energía del compresor y temperatura de descarga del compresor tanto para el modo de refrigeración como en el de calefacción. Dentro de los resultados obtenidos en términos de COP y de consumo energético del compresor la utilización del refrigerante R-134a da un mejor resultado, con relación a la temperatura de descarga del compresor el refrigerante R-1234yf da como resultado las temperaturas más bajas lo cual favorece a la vida útil del compresor.

Según la investigación realizada por (Zhang et al. 2021) los refrigerantes hidrocarburos vienen a ser una buena alternativa ya que poseen un ODP de 0 y un GWP<20, con la única desventaja es que poseen propiedades explosivas e inflamables, por tal motivo los autores plantean mezclar distintos refrigerantes para poder aprovechar sus mejores ventajas, por ejemplo, al mezclar R-1234yf/R-290 en la siguiente proporción 0,3/0,7 y R-1234yf/R-600a en la siguiente proporción 0,85/0,15 se podría mejorar el rendimiento del ciclo del R-1234yf y al mismo tiempo el R-1234yf puede reducir la inflamabilidad de los refrigerantes R-290 y el R-600a.

En la investigación de (Mendoza Miranda, Juan Manuel; Navarro Esbri, Joaquín; Mota Babiloni, Adrián; Belman Flores, Juan Manuel; Rubio Arana, José Cuauhtémoc; Peris Pérez, Bernardo; Molés Ribera, Francisco, 2013) se realiza un análisis a los refrigerantes R-1234yf y R-152a como alternativas al R-134a para sistemas de refrigeración, en el cual se estudia el comportamiento en términos del coeficiente de rendimiento (COP), carga de refrigeración, consumo de energía del compresor y la temperatura de descarga. Los resultados que obtuvieron en términos del COP utilizando el refrigerante R-152a se incrementa entre 2,46% y 30,79% y en el refrigerante R-1234yf disminuye de 2,7% a 18,14% en comparación del refrigerante R-134a, además se determinó que la carga de refrigeración del R-152a es similar a la carga de refrigeración del R-1234yf a partir de 270K en la temperatura de condensación y que la carga de refrigeración del R-152a es similar al R-134a excepto a una temperatura de condensación de 313k, en relación a la temperatura de descarga del compresor para el refrigerante R-1234yf es menor al R-134a y el refrigerante R-152a es superior al R-134a.

De manera general los estudios revisados realizan una prueba cambiando la velocidad del compresor y las temperaturas de la corriente de aire que ingresa al condensador y evaporador, en donde se llega a un punto de convergencia entre las investigaciones realizadas, ya que el R-1234yf tiene una capacidad de refrigeración de 0,4% a 10,9% menor en comparación al R-134a, de la misma manera el COP disminuye entre el 5,5% y 11,6%. Es importante considerar que las investigaciones utilizan componentes del sistema de aire acondicionado de vehículos compactos donde resaltan los intercambiadores de calor de microcanales, lo cual maximiza el área de contacto, aumentando el rendimiento del intercambiador de calor en comparación con los condensadores de tubo con aletas, mediante trabajos experimentales se recomienda emplear un evaporador y un compresor más grandes que puedan compensar el bajo rendimiento del R-1234yf. Esta información resulta útil ya que se tendrá un punto de partida para identificar los posibles

ajustes que se deba hacer al modelo, lo cual permita simular el trabajo realizado por los distintos refrigerantes.

2.2 Marco legal

Como resultado de la firma de la enmienda de Kigali al protocolo de Montreal donde países en vías de desarrollo como Ecuador en los que el consumo es inferior al 0,3kg/persona, se aprueba la aceleración de la reducción del uso de los HCFC y HCF. Existen en nuestro país una normativa enfocada al diseño, construcción, instalación y operación de sistemas de refrigeración industriales, no obstante, en Ecuador no se han creado normativas que regulen el uso de refrigerantes para el aire acondicionado en la industria automotriz.

2.3 Referencias teóricas

2.3.1 Aire acondicionado

Es un sistema utilizado en distintos tipos de vehículos, su función principal es la de proveer comodidad en la cabina mediante la transferencia de calor de la cabina del evaporador para realizar un intercambio calórico con el refrigerante, en la Ilustración 2-1 se encuentra el circuito del sistema de aire acondicionado mostrando sus elementos principales. Sus funciones son:

- Control de temperatura
- Control de humedad
- Reducción de contaminantes

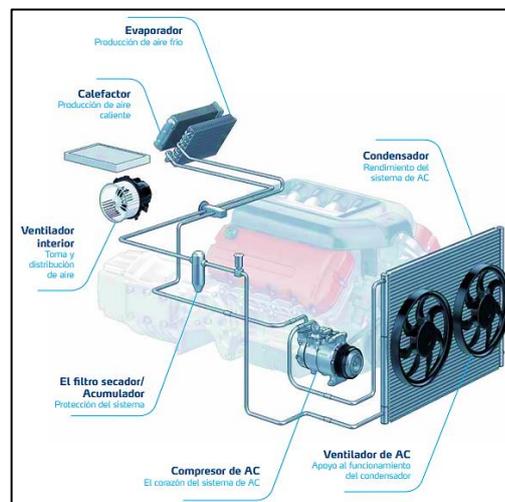


Ilustración 2-1:Componentes del sistema de aire acondicionado

Fuente:(Nissens Automotive A/S 2013)

2.3.1.1 Compresor

Su función es la de comprimir el refrigerante proveniente del evaporador a alta presión y elevada temperatura, que posteriormente será transportado por todo el sistema. Durante su funcionamiento permite que el refrigerante pase de estado gaseoso a estado líquido, en donde la temperatura de descarga oscila entre 60°C y 90°C. Este componente mostrado en la Ilustración 2-2 es accionado por el propio motor del automóvil a través de una correa.



Ilustración 2-2: Compresor

Fuente: (Nissens Automotive A/S 2013)

2.3.1.2 Condensador

Está ubicado en la parte delantera del vehículo, este componente asegura que el refrigerante proveniente del compresor cambie de estado gaseoso a líquido a una temperatura que bordea los 40°C y 60°C y tiene lugar cuando el calor del refrigerante es intercambiado con el calor del medio ambiente. En la Ilustración 2-3 se presenta distintas dimensiones de condensadores, es importante mencionar que el diseño varía de un fabricante a otro.



Ilustración 2-3: Condensador del sistema de aire acondicionado

Fuente: (Nissens Automotive A/S 2013)

2.3.1.3 Ventilador del habitáculo

En la

Ilustración 2-4 se muestra el ventilador del habitáculo el cual es un componente importante ya que al activarse el aire es forzado a pasar por el evaporador introduciendo aire fresco al interior del habitáculo.



Ilustración 2-4: Ventilador del habitáculo

Fuente: (Nissens Automotive A/S 2013)

2.3.1.4 Válvula de expansión

Mediante el cambio de sección induce a que el refrigerante cambie su volumen y por tanto su estado físico, a la entrada el refrigerante se convierte en líquido y a la salida en vapor. Adicional a esto controla el caudal del refrigerante en función de la demanda del sistema de aire acondicionado. La válvula de expansión de la Ilustración 2-5 fundamentalmente se encarga de controlar el caudal de refrigerante en estado líquido que ingresa al evaporador y previene un sobrecalentamiento firme a la salida de este.



Ilustración 2-5: Válvula de expansión

Fuente: (Nissens Automotive A/S 2013)

2.3.1.5 Evaporador

En la Ilustración 2-6 se muestra el evaporador del aire acondicionado el cual es un intercambiador de calor ubicado en la zona de baja presión del sistema, tiene como función evaporar el refrigerante. El aire ambiental soplado a la superficie del evaporador permite que dentro de él tenga lugar el proceso de evaporación y durante el proceso de transición de estado del refrigerante, el aire que es impulsado al activarse el ventilador de la cabina fluye a través del evaporador el mismo que se enfría y es dirigido a la cabina del vehículo.



Ilustración 2-6: Evaporador

Fuente: (Nissens Automotive A/S 2013)

2.3.1.6 Filtro secador

Es una unidad de filtrado localizado en la zona de alta presión. Tiene como misión filtrar las partículas, humedad y residuos que fluyen en el circuito, además, almacena aceite y refrigerante.

2.3.1.7 Acumulador

El acumulador mostrado en la Ilustración 2-7 es usado en vehículos que disponen de un tubo capilar como dispositivo de expansión. Esta localizado en la zona de baja presión asegurándose que no pase refrigerante en estado líquido al compresor.



Ilustración 2-7: Acumulador

Fuente:(MAHLE 2021)

2.3.2 Ciclo ideal de compresión de vapor

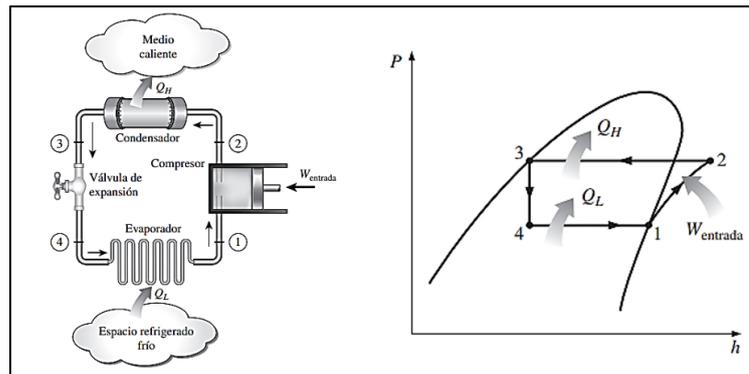


Ilustración 2-8: Esquema y diagrama P-h para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Fuente: (Yunes - Cengel and Michael - Boles 2012)

Este ciclo es utilizado en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1→2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2→3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3→4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4→1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

De la Ilustración 2-8 se puede explicar que la temperatura del refrigerante irá en asenso durante la compresión isentrópica, dicha temperatura excederá la temperatura del medio. En la siguiente etapa el refrigerante ingresa al condensador como vapor sobrecalentado, que posteriormente sale como liquido saturado a la salida del condensador, esto es posible debido a la transferencia de calor propiciado por el electroventilador. En la siguiente etapa el refrigerante saturado se estrangula en la etapa 3 alcanzando la presión del evaporador, por ende, la temperatura del refrigerante desciende bajo la temperatura del espacio refrigerado. En la etapa 4 el refrigerante ingresa al evaporador en forma de vapor húmedo que se evapora absorbiendo calor del habitáculo, de esta manera el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado que volvera a ingresar al compresor completando el ciclo.

2.3.3 Coeficiente de rendimiento

COP (Coeficiente de rendimiento) es una medida de la eficiencia de un sistema de refrigeración y es la relación entre la capacidad de refrigeración y la potencia suministrada por el compresor al refrigerante.

2.3.4 *Temperatura de descarga*

Es una variable muy importante para los sistemas de aire acondicionado por compresión de vapor, ya que las temperaturas de descarga muy altas pueden degradar y dañar el aceite del compresor, así como la formación de ácidos.

2.3.5 *Refrigerantes*

Es un líquido refrigerante que se introduce en las líneas del sistema de aire acondicionado, cuya misión es absorber el calor de una fuente fría a baja temperatura y presión para posteriormente transferirla a una fuente caliente la cual está a alta temperatura y presión. Esto se logra por el cambio de estado de vapor a líquido y viceversa.



Ilustración 2-9: Etiqueta típica para un refrigerante

Fuente:(Barletta and Acevedo 2021)

En la Ilustración 2-9 se presenta la denominación que debe estar impresa en el contenedor de refrigerante:

Nombre comercial: nombre denominado por el fabricante.

Nombre químico: denominación química de la sustancia.

Número CAS: número establecido por el Chemical Abstracts Service de Estados Unidos.

Número NU: asignación única establecida por las Naciones Unidas.

2.3.5.1 *Clasificación de los refrigerantes*

2.3.5.1.1 *Refrigerantes orgánicos*

A esta clasificación pertenecen los compuestos químicos y combinaciones posibles de los elementos de la tabla periódica. Dentro de este grupo se tiene la siguiente subdivisión:

- **Halogenados**

En este grupo están aquellos hidrocarburos saturados y no saturados a los cuales se les ha sustituido los átomos de carbono por halógenos como el cloro, bromo, flúor y el itrio. Están los siguientes tipos:

- **Clorofluorocarbonos (CFC)**

Estos refrigerantes están formados por un átomo de flúor y carbono y dos átomos de cloro, en la industria automotriz el principal refrigerante perteneciente a esta clasificación es el R-12, mismo que fue prohibido su uso debido a un alto potencial de destrucción de la capa de ozono. Otros refrigerantes de esta clasificación son: R-11, R-12, R-113, R-114, R-115, R-500 y R-502.

- **Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)**

Estos refrigerantes están compuestos por un átomo de hidrogeno, cloro, carbono y flúor, estos perjudican tanto como los clorofluorocarbonos en el calentamiento global. Los refrigerantes de esta clasificación son: R-22, R-123, R-124 y R-141b

- **Hidrofluorocarbonos (HFC)**

Estos refrigerantes tienen la particularidad de no poseer cloro en su composición, la tendencia por el uso de estos refrigerantes ha ido en aumento debido a que tienen un potencial de destrucción de la capa de ozono equivalente a cero. A esta clasificación de los refrigerantes pertenece el R-152a, R-32, R-125, R-410A, R404A, R-134a.

- **Hidrofluoroolefinas (HFO)**

Considerados como la cuarta clase de gases con base de flúor. Su conformación es de átomos de hidrogeno, flúor y carbono conectados por la unión doble formada por los átomos de carbono. Su uso se está extendiendo debido a que estos tienen un potencial de destrucción del ozono igual a cero, llegando a ser una alternativa sostenible para los sistemas de aire acondicionado, dentro de esta categoría está el R-1234yf.

- **Hidrocarburos (HC)**

Están formulados con carbono e hidrogeno con múltiples tipos de enlace, son amigables con el medio ambiente ya que son naturales y no dañan la capa de ozono y no contribuyen al calentamiento global, poseen gran capacidad de ser utilizados en sistemas de aire acondicionado que ocupan el R-134a sin la necesidad de alterar los componentes del sistema. La desventaja que existe con estos refrigerantes es que son inflamables y en el caso de fugas existe la posibilidad de ignición, aquí están los refrigerantes R-600a y el R-290.

2.3.5.2 Inorgánicos

Aquí pertenecen los compuestos químicos y combinaciones de aquellos elementos de la tabla periódica que no contienen carbono, a excepción del R-744. Dentro de los más comunes se encuentra al R-728 (Agua), amoniaco (R-717), estos compuestos inorgánicos vienen nombrados con la serie 700 a la cual se le añade la masa molecular.

2.3.5.3 Requisitos de los refrigerantes

- Durante el cambio de estado de líquido a vapor debe absorber todo el calor posible. (Calor latente).
- Fácil condensación (Extrema conductividad y poder de cesión de calor).
- El volumen específico en estado gaseoso tiene que ser bajo, lo cual permitirá tener dimensiones pequeñas en los intercambiadores de calor como en las tuberías.
- Referente al punto crítico, este debe ser alto para aquellas condiciones extremas de condensación.
- El aceite debe ser miscible con el refrigerante para permitir su circulación del evaporador hacia el compresor.

2.3.6 Potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP)

El potencial de destrucción de la capa de ozono es una medida de cuánto daño puede causar una sustancia química a la capa de ozono en comparación con una masa similar de triclorofluorometano (CFC-11). Se utiliza el CFC-11 con un potencial de agotamiento del ozono de 1,0 como valor de referencia para medir el potencial de agotamiento del ozono.(Department of Agriculture Water and the Environment 2022)

2.3.7 *Potencial de calentamiento global (GWP)*

El potencial de calentamiento global (GWP) mide los efectos relativos del calentamiento global de diferentes gases en la Tierra. Asigna el valor del calor absorbido por una determinada masa de gas en relación con la cantidad de calor captado por la misma masa de dióxido de carbono en un cierto tiempo. El dióxido de carbono ha sido seleccionado como estándar por el Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático (IPCC) porque su GWP se considera 1. (PNUMA 2016)

2.3.8 *Drop in*

Es el reemplazo directo del refrigerante existente en el sistema de aire acondicionado con otro refrigerante ajustando automáticamente la capacidad del compresor para que se adapte a las necesidades del sistema, buscando siempre la forma más eficiente de operar. Se refiere a refrigerantes alternativos que se pueden alimentar directamente a un sistema de refrigeración sin ninguna modificación o alteración y hacer que el sistema funcione de la misma manera y prestando sus servicios de forma confiable, segura y ecológica.

El desarrollo del marco teórico proporcionó las pautas adecuadas para poder estructurar nuestra investigación ya que fue necesario tener referencias sobre los componentes del sistema de aire acondicionado, así como el funcionamiento y rangos de operación de cada uno de estos elementos, además, esto permite entender el origen de las variaciones en el consumo energético del compresor y el coeficiente de desempeño utilizando varias alternativas de refrigerante que trabajan en un estado subcrítico, en cuanto a los refrigerantes se logró identificar sus principales propiedades las cuales están relacionadas directamente al ciclo de compresión de vapor. Por consiguiente, fue importante resaltar que variables como el coeficiente de desempeño, capacidad frigorífica y el consumo del compresor van a estar directamente relacionados con las dimensiones de los equipos del sistema de aire acondicionado, tipo de refrigerante y el tiempo en el cual se accione el embrague del compresor, otro factor para tener en cuenta es el factor humano, esto debido a que su vestimenta, las diversas actividades que las personas ejecutan y su metabolismo influyen directamente en el confort térmico. Esta etapa descriptiva ayudo a ordenar las características y procedimientos de análisis.

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

Se ha elaborado una investigación transversal para poder analizar los datos de variables como el COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor, dichos datos serán recopilados para una serie de condiciones de operación del sistema de aire acondicionado automotriz. Además de realizar un análisis de las variables para explicar el comportamiento al realizar un reemplazo por las cinco alternativas de refrigerantes a estudiar. Es importante recalcar que el estudio realizado combina diferentes campos de estudio como la química que fue indispensable para estudiar el comportamiento de todas las alternativas de refrigerante, las cuales están delimitadas por su estructura química; el aporte de la física con sus ramas como la termodinámica y la transferencia de calor son indispensables ya que proveen las ecuaciones que gobiernan todos los procesos que intervienen en la refrigeración; la parte de programación servirá para automatizar todas las ecuaciones proporcionadas en la modelación del sistema de aire acondicionado usando el programa Engineering Equation Solver (EES).

3.1 Enfoque y nivel de investigación

Para el desarrollo de esta investigación se utilizará un enfoque cuantitativo, esto debido a que se van a manejar valores numéricos que permitirán cuantificar las variables de modo que se establezcan las correlaciones necesarias para poder justificar los resultados. Esto permitirá tener una secuencia lógica en el análisis de los datos de cada elemento del sistema de aire acondicionado automotriz, en donde los parámetros de salida de un determinado componente serán los datos iniciales para el siguiente componente, esto se repetirá hasta que el ciclo de compresión de vapor se complete. Debido al uso de esta metodología es obligatorio que los resultados de COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor sean probados con estudios experimentales realizados anteriormente.

Referente al nivel de investigación se ha seleccionado un nivel correlacional, donde las tres variables a analizar serán COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor, para lo cual se realizará una explicación profunda del funcionamiento del sistema de aire acondicionado ocupando las distintas alternativas de refrigerante, esto permitirá identificar los ajustes que se deben realizar al modelo termodinámico para obtener los resultados apropiados.

Este nivel de investigación ayudará a establecer la relación existente entre el grado de refrigeración deseado por los ocupantes y el consumo del compresor lo cual implica que todos los elementos del sistema de aire acondicionado entren en funcionamiento. Por lo tanto, este nivel de investigación es el indicado ya que primero permitirá medir las variables para finalmente probar las hipótesis.

3.2 Diseño de la investigación

Para el desarrollo de esta investigación se plantea el esquema de la Ilustración 3-1, en donde se hace hincapié en la revisión bibliográfica realizada previamente donde se ha identificado la problemática y se han seleccionado las características de los elementos del sistema de aire acondicionado, los mismos que serán utilizados para realizar la simulación mediante el establecimiento de ecuaciones matemáticas. Las etapas de la investigación son las que se muestran en la Ilustración 3-1.

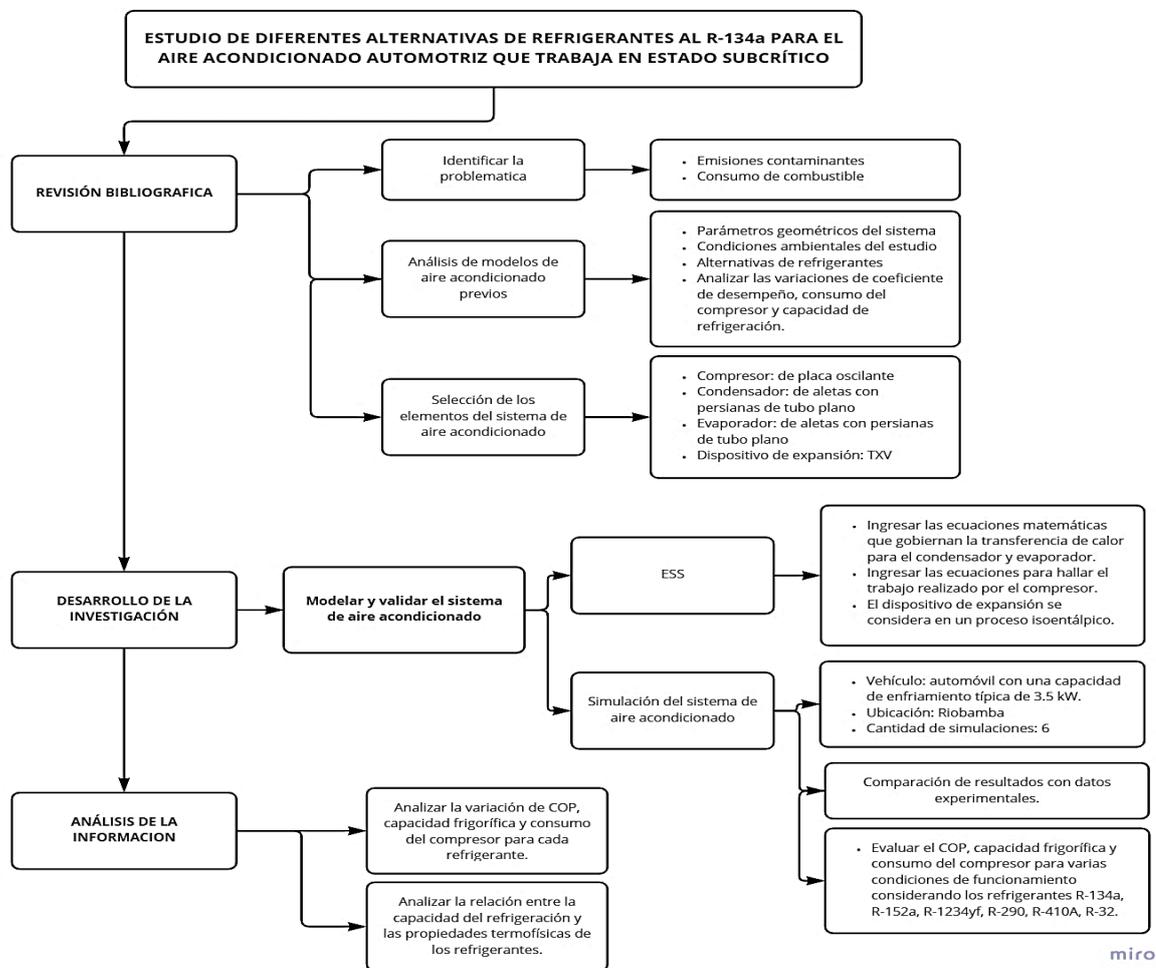


Ilustración 3-1: Esquema empleado para el diseño de la investigación

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

3.3 Modelo termodinámico del sistema de aire acondicionado automotriz

El funcionamiento del sistema de aire acondicionado consiste esencialmente en cuatro procesos, en primer lugar se tiene refrigerante líquido con baja temperatura y presión evaporándose para lo cual necesita extraer calor del aire caliente del habitáculo (1), a continuación, el refrigerante en estado de vapor es succionado y comprimido (3), aquí se eleva la presión y temperatura del refrigerante, este vapor es impulsado hacia el condensador (4) en donde el refrigerante se condensa mediante la transferencia de calor con aire frío impulsado desde el exterior, finalmente, el refrigerante en estado líquido pasa por un dispositivo de expansión (2), dicho dispositivo es el encargado de reducir la presión provocando la vaporización del líquido, reduciendo su temperatura y suministrando aire a menor temperatura hacia el habitáculo.

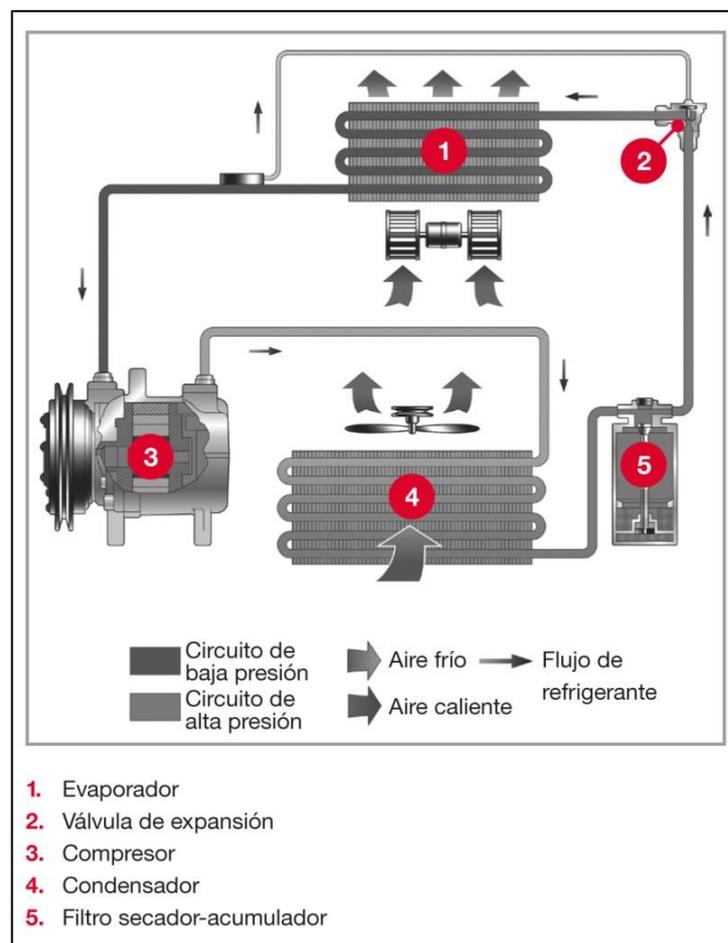


Ilustración 3-2: Elementos constitutivos del sistema de aire acondicionado

Fuente:(Denso 2018)

Una vez analizado el ciclo de refrigeración por compresión de vapor presentado en la Ilustración 3-2 se procede a enumerar las condiciones necesarias para poder modelar el sistema de aire acondicionado automotriz, entonces se plantean las siguientes consideraciones:

- Condiciones de funcionamiento estables.
- No se toma en cuenta las pérdidas de carga a través del sistema.
- Desplazamiento constante del compresor.
- El proceso de compresión de vapor se modela tomando como el comportamiento de un gas ideal.
- El proceso de expansión en la válvula de expansión/estrangulación es isoentálpico.
- Los cambios de energía potencial, cinética y caídas de presión para todos los componentes del sistema de aire acondicionado son despreciables.
- Las propiedades físicas se evaluarán a temperatura promedio.

El modelo termodinámico del sistema de aire acondicionado se esquematiza en la Ilustración 3-3, en donde se tienen parámetros fijos como la presión atmosférica, las propiedades físicas de los refrigerantes y las geometrías del compresor, condensador y evaporador; dichos parámetros permanecerán invariables en el transcurso del tiempo. Las variables de entrada se establecen para simular distintas condiciones de funcionamiento del sistema, con las cuales se calcula el coeficiente de rendimiento (COP), capacidad frigorífica y consumo del compresor, todo esto para las distintas alternativas de refrigerantes.

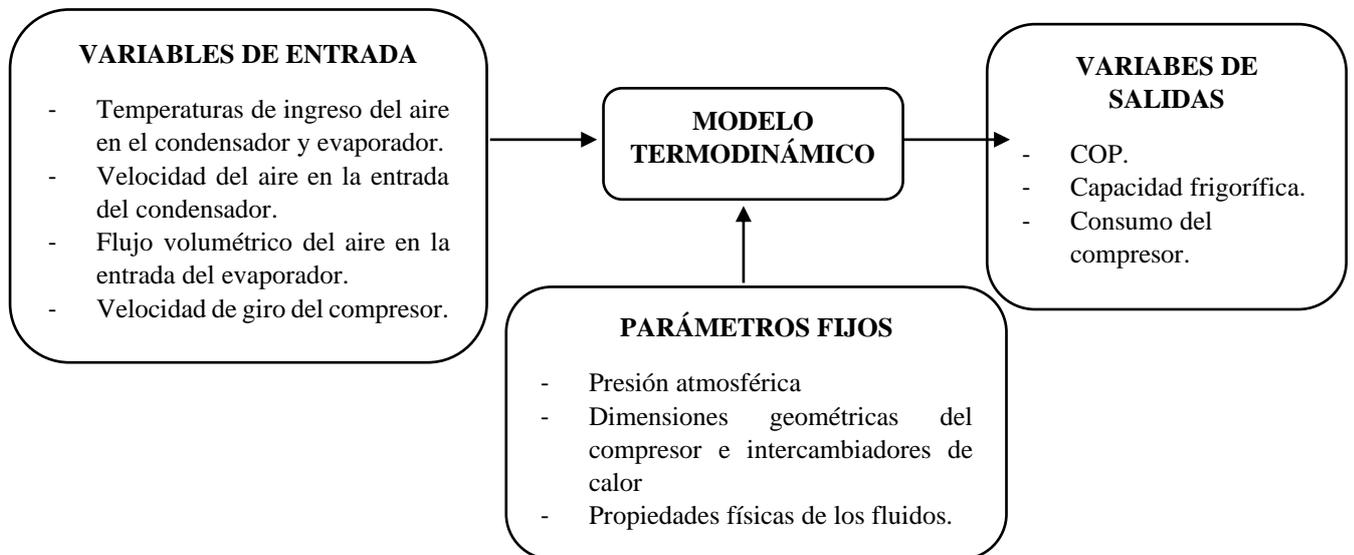


Ilustración 3-3: Esquema representativo para realizar el modelo del sistema de aire acondicionado

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

El modelo termodinámico se realiza en el software Engineering Equation Solver (EES) ya que este programa proporciona funciones termodinámicas y de propiedades de transporte de alta precisión para muchos fluidos y materiales sólidos que se pueden integrar con las ecuaciones. La combinación de todas estas capacidades en un solo programa hace que EES sea una herramienta muy poderosa para resolver problemas de transferencia de calor.

Para realizar el modelado se empieza asumiendo determinadas condiciones de presiones en el evaporador y condensador, así también las temperaturas del refrigerante a la entrada de los intercambiadores de calor, estos intercambiadores proporcionan las presiones de operación del sistema los cuales se reemplazarán en forma iterativa en los valores asumidos en un estado inicial, la resolución iterativa culmina luego de obtener las presiones de condensación, evaporación y las temperaturas del refrigerante que satisfacen el modelo físico.

3.3.1 Modelo termodinámico de un intercambiador de calor

Para analizar el rendimiento de un intercambiador de calor es necesario relacionar la configuración del intercambiador de calor, la conductancia y las tasas de capacidad de los flujos. Existen dos alternativas para realizar los cálculos del intercambiador de calor; el método de efectividad ($\epsilon - NTU$) y el método de diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD). Estos métodos son algebraicamente idénticos y representan diferentes presentaciones de esta información.

Método de efectividad ($\epsilon - NTU$)

En el método de efectividad ($\epsilon - NTU$) se puede utilizar para determinar directamente las temperaturas de salida de un intercambiador de calor cuando del intercambiador de calor se conoce la conductancia (es decir, realizar un problema de tipo simulación) o determinar directamente la conductancia si se conocen las temperaturas de salidas deseadas (es decir, realizar un diseño- tipo de problema).

Método de diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).

En el método LMTD es difícil de aplicar a un tipo de problema de simulación donde las temperaturas de salida son desconocidas por que requiere resolver iterativamente un conjunto de ecuaciones no lineales que involucran estas temperaturas.

Para concluir el método de efectividad ($\varepsilon - NTU$) es algebraicamente equivalente al método LMTD y proporciona exactamente los mismos resultados, sin embargo, la fórmula es mucho más adecuada para una amplia variedad de problemas de intercambiadores de calor.

Visto las diferencias entre estos dos métodos se opta por realizar el modelo termodinámico de los intercambiadores de calor por el método de efectividad ($\varepsilon - NTU$) ya que se adapta mejor al modelo y permite conocer las temperaturas de salida de los intercambiadores a partir de las conductancias.

3.3.2 Eficiencia de un intercambiador

Para realizar el análisis térmico de los diversos tipos de intercambiadores de calor se puede utilizar la ecuación (1).

$$q = UA\Delta T_{media} \quad (1)$$

Esta ecuación resulta apropiada cuando se conocen todas las temperaturas finales que serán utilizadas para la evaluación de la temperatura media. Si se requiere hallar la tasa de transferencia de calor sin utilizar ninguna de las temperaturas de salida se introduce la eficiencia del intercambiador de calor ε , dicha eficiencia está dada por la relación entre la tasa de transferencia de calor real en el intercambiador y la tasa máxima de intercambio de calor. La tasa máxima se obtendría en un intercambiador de calor de área infinita a contraflujo, así se reducen al máximo las pérdidas de calor, por lo tanto, la temperatura de salida del fluido más frío es igual a la temperatura de entrada del fluido más caliente tal como se muestra en la ecuación (2) y (3).

$$\varepsilon = \frac{c_h(T_{h,entrada} - T_{h,salida})}{c_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,salida})} \quad (2)$$

O

$$\varepsilon = \frac{c_c(T_{c,salida} - T_{c,entrada})}{c_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,entrada})} \quad (3)$$

En donde c_{min} es la menor magnitud entre $\dot{m}_h * c_h$ y $\dot{m}_c * c_{pc}$, del denominador de la ecuación (3) se puede decir que la expresión corresponde a la transferencia de calor máxima posible termodinámicamente entre el fluido externo y el fluido caliente. El numerador corresponde a la transferencia real.

Después de establecer el modelo para la efectividad del intercambiador de calor se puede conocer la tasa de transferencia de calor mediante la ecuación (4).

$$q = \varepsilon c_{min}(T_{h,entrada} - T_{c,entrada}) \quad (4)$$

Con la ecuación (4) se establece la correspondencia principal ya que manifiesta la tasa de transferencia de calor en términos de la efectividad, tasa de capacidad térmica menor y la diferencia existente en las temperaturas de entrada.

Mediante una configuración de flujo paralelo se puede deducir la expresión para la efectividad del intercambiador de calor de la cual se obtiene con la ecuación (5).

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\left[1 + \frac{c_h}{c_c}\right] \frac{UA}{c_h}}}{\left(\frac{c_{min}}{c_h} + \frac{c_{min}}{c_c}\right)} \quad (5)$$

Si c_h es menor que c_c la expresión para la efectividad quedaría expresada con la ecuación (6).

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\left[1 + \frac{c_h}{c_c}\right] \frac{UA}{c_h}}}{1 + \frac{c_h}{c_c}} \quad (6)$$

En caso de que c_c sea menor que c_h la expresión para la efectividad quedaría expresada mediante la ecuación (7).

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\left[1 + \frac{c_c}{c_h}\right] \frac{UA}{c_c}}}{1 + \frac{c_c}{c_h}} \quad (7)$$

Resumiendo, la efectividad de los intercambiadores considerando los casos anteriores se describe con la ecuación (8).

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\left[1 + \frac{c_{min}}{c_{max}}\right] \frac{UA}{c_{min}}}}{1 + \left(\frac{c_{min}}{c_{max}}\right)} \quad (8)$$

Este análisis indica que la eficacia puede expresarse en función de dos parámetros adimensionales, estas son la tasa de capacidad térmica c_{min} , c_{max} y la conductancia global $UA c_{min}$.

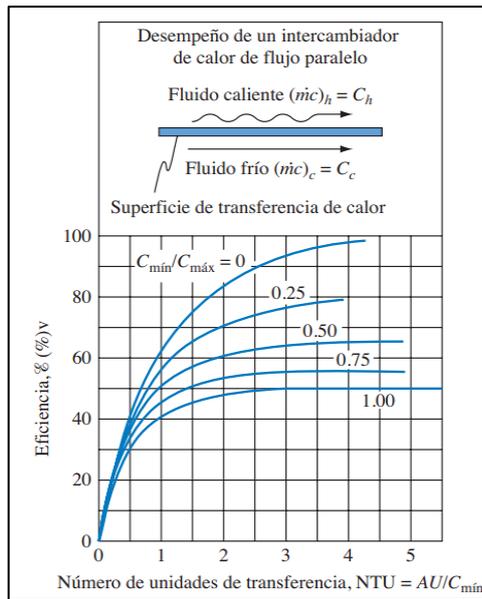


Ilustración 3-4: Eficiencia de un intercambiador de calor de flujo paralelo

Fuente:(Kreinth-Frank, Manglik-Raj and Bohn-Mark 2012)

Finalmente, en la Ilustración 3-4, se tiene el parámetro considerado como número de unidades de transferencia de calor denominado NTU, este parámetro es una unidad de medida sobre el calor que se transfiere en el intercambiador de calor. Entonces un alto número de NTU indica que el intercambiador de calor se aproxime a su límite termodinámico, entonces para encontrar los NTU se utiliza ecuación (9).

$$NTU = \frac{UA}{c_{\min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (9)$$

3.3.3 Modelado del condensador

Para el desarrollo del modelo es importante considerar la sección exterior en donde circulará el aire y la sección interior para el flujo de refrigerante.

El modelado del condensador se realizará por zonas como se muestra en la Ilustración 3-5 e Ilustración 3-6, las cuales son las siguientes: desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento. En este modelo se establecen parámetros intermedios como la temperatura.

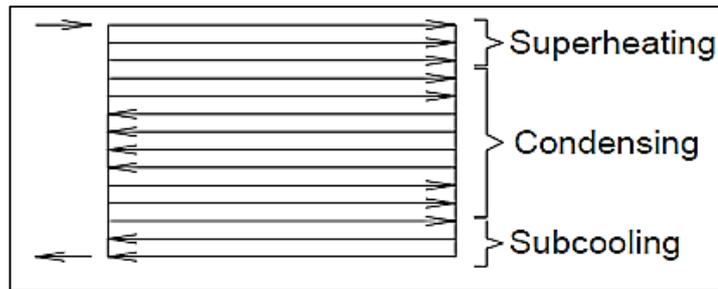


Ilustración 3-5: Representación de las zonas del condensador

Fuente:(Gonzales M. 2003)

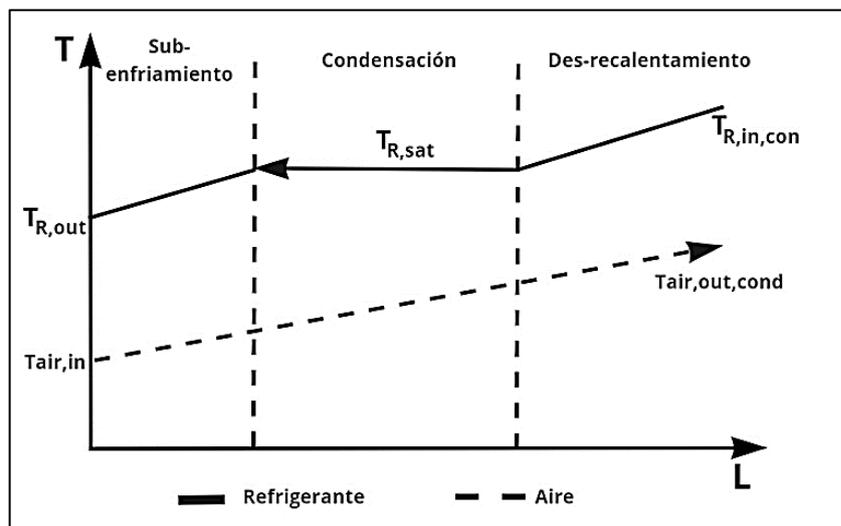


Ilustración 3-6: Diagrama T-L para el condensador

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Para iniciar el modelado del condensador se ingresan los datos de geometrías del condensador mostrados en la Ilustración 3-7, además de los parámetros de operación tales como temperaturas ambientales, presión atmosférica y velocidad de aire a la entrada del condensador.

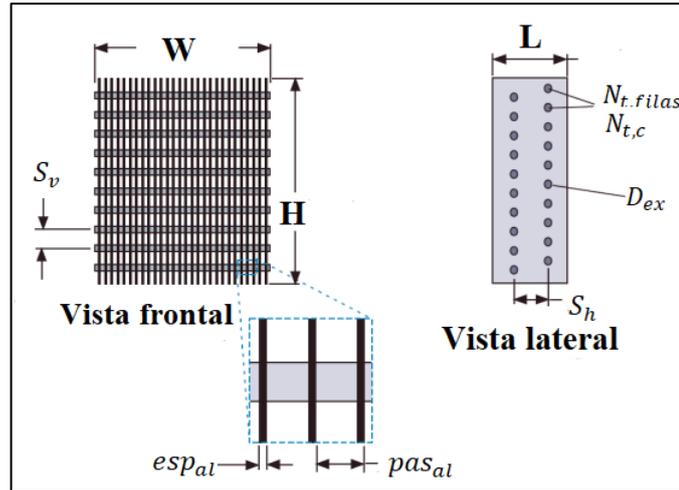


Ilustración 3-7: Configuración del condensador

Fuente: (Nellis and Klein 2009)

Como paso siguiente se calcula la longitud total de los tubos utilizando la ecuación (10).

$$L_{tub} = N_{t,filas} \cdot N_{t,col} \cdot W \quad (10)$$

Se procede con el cálculo de las áreas sin aletas ($A_{s,al}$) y con aletas ($A_{tot,al}$) respectivamente, además, se obtiene el área total de la transferencia de calor del condensador (A_{tot}), las ecuaciones son (11), (12) y (13).

$$A_{s,sal} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L_{tub} \cdot \left(1 - \frac{esp_{al}}{pas_{al}}\right) \quad (11)$$

$$A_{s,al,tot} = 2 \cdot \frac{W}{pas_{al}} \cdot \left(H \cdot L - N_{t,filas} \cdot N_{t,col} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ext}^2}{4}\right) \quad (12)$$

$$A_{tot} = A_{s,sal} + A_{s,al,tot} \quad (13)$$

Se encuentra una temperatura promedio de equilibrio, ecuación (14), con la cual se determina las propiedades termo-físicas de los fluidos en esta zona.

$$T_{prom} = \frac{(T_{R,in,cond} + T_{air,in})}{2} \quad (14)$$

Usando esta temperatura en EES se encuentra la densidad del aire mediante el llamamiento de funciones. De la fórmula de densidad se despeja la masa, posterior se divide ambos lados para el tiempo y se obtiene el flujo másico en función de la densidad y el flujo volumétrico, ecuación (15).

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \cdot \dot{V}_{air} \quad (15)$$

Mediante EES se determinará la viscosidad, el número de Prandtl y la conductividad térmica del aire en este punto. Como paso siguiente se plantea la ecuación (16) para hallar el número de Reynolds.

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} \cdot V_{air} \cdot D_{ext}}{\mu_{air}} \quad (16)$$

Mediante la correlación (17) de Churchill y Bernstein se calcula el número de Nusselt mismo que indica el aumento de la transmisión de calor en los intercambiadores de calor.

$$Nuss_{air} = 0.3 + \frac{0.63 * Re_{air}^{0.5} * Pr_{air}^{[1/3]}}{[1 + (0.4 * Pr_{air})^{2/3}]^{1/4}} * \left[1 + \left(\frac{Re_{air}}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (17)$$

Una vez encontrado el número de Nusselt se plantea la correlación establecida por Zakauskas de la cual se despeja el coeficiente de transferencia de calor por convección de la sección del aire, ecuación (18).

$$\bar{h}_{air} = \frac{Nuss_{air} \cdot K_{air}}{D_{ext}} \quad (18)$$

Las aletas de placa se modelan como aletas anulares individuales con radio efectivo calculado de acuerdo con la ecuación (19):

$$A_{s,sal,tot} = 2 \cdot \frac{L_{tub}}{pas_{al}} \cdot \pi \cdot \left[r_{ef,al}^2 - \left(\frac{D_{ext}}{2} \right)^2 \right] \quad (19)$$

Empleando EES se obtiene la conductividad térmica de la tubería, según el diseño de la investigación el material establecido para el condensador es de aluminio, de la misma manera se obtiene la eficiencia de las aletas, con lo cual se halla la eficiencia del área total, tal como indica la ecuación (20).

$$Ef_{tot,o} = 1 - A_{s,al,tot} \cdot \left[\frac{1 - Ef_{al}}{A_{tot}} \right] \quad (20)$$

Esta eficiencia servirá para aplicar el método de resistencias térmicas total en el lado del aire R_{air} . Entonces la resistencia para las tres zonas del condensador queda de la siguiente forma, ecuación (21).

$$R_{air} = \frac{1}{Ef_{tot,o} \cdot \bar{h}_{air} \cdot A_{tot}} \quad (21)$$

Para realizar la simulación por zonas del condensador se establecerá una fracción inicial para la zona de desrecalentamiento, esto ayudará a determinar la resistencia térmica de la sección del aire en la zona de desrecalentamiento.

DESRECALENTAMIENTO (sh)

La fracción de desrecalentamiento planteada en la ecuación (22) será asumida inicialmente, esta fracción será ajustada posteriormente.

$$F_{sh} = \frac{L_{sh}}{L_{tub}} \quad (22)$$

Al tratarse de la zona de desrecalentamiento se hace uso de una calidad de $x=1$ para mediante EES obtener la temperatura de vapor saturado del refrigerante ($T_{R,sat}$). Entonces la temperatura promedio del refrigerante en la zona de desrecalentamiento se calcula mediante la ecuación (23).

$$T_{prom,R,dr} = \frac{T_{R,V,sh} + T_{R,in,cond}}{2} \quad (23)$$

En donde $T_{R,sat}$ es la temperatura de saturación del refrigerante a una determinada presión P_R , esto se evaluará en ESS usando las propiedades del refrigerante.

Mediante la temperatura promedio en la zona de desrecalentamiento y la presión de condensación previamente asumida, se obtendrá la densidad del refrigerante en esta zona usando EES.

A continuación, se determinará la velocidad media del refrigerante en esta zona mediante la ecuación (24).

$$V_{m,R,sh} = \frac{\dot{m}_R}{\rho_{R,sh} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2} \quad (24)$$

En EES se determina la viscosidad y conductividad térmica del refrigerante en la zona de desrecalentamiento.

Con la velocidad del refrigerante se calcula el número de Reynolds del refrigerante en esta zona, ecuación (25).

$$Re_{R,sh} = \frac{\rho_{R,sh} \cdot V_{m,R,sh} \cdot D_{int}}{\mu_{R,sh}} \quad (25)$$

En EES se halla en número de Prandtl, esto permitirá aplicar la correlación de Ditus-Boelter para hallar el número de Nusselt, misma que se define en la ecuación (26).

$$Nuss_{air} = 0,023 \cdot Re_{R,sh}^{0,8} \cdot Pr_{R,sh}^{0,4} \quad (26)$$

Con el número de Nusselt se calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante.

$$\bar{h}_{R,sh} = \frac{Nuss_{R,sh} \cdot K_{R,sh}}{D_{int}} \quad (27)$$

Una vez calculado el coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante se calcula la resistencia térmica en la sección del refrigerante con la ecuación (28).

$$R_{R,sh} = \frac{1}{L_{sh} \cdot \bar{h}_{R,sh} \cdot \pi \cdot D_{int}} \quad (28)$$

Considerando el flujo del refrigerante y el aire se encuentra la resistencia térmica en la zona de desrecalentamiento con la ecuación (29).

$$R_{sh} = R_{R,sh} + R_{air,sh} \quad (29)$$

Esto permite calcular la conductancia térmica utilizando la ecuación (30).

$$UA_{sh} = \frac{1}{R_{sh}} \quad (30)$$

Finalizado el cálculo de la conductancia térmica, ecuación (30), se establece las ecuaciones del método ε -NTU.

En EES se hallará la capacidad del refrigerante a presión constante en la zona de desrecalentamiento, entonces al multiplicar el flujo masico del refrigerante se obtendrá la tasa de capacitancia del refrigerante y del aire, esta operación se presenta en la ecuación (31);

$$\dot{C}_{air,sh} = \dot{m}_{air} \cdot Cp_{air} \cdot F_{sh} \quad (31)$$

$$\dot{C}_{R,sh} = \dot{m}_R \cdot Cp_{R,sh} \quad (32)$$

Además, se determinan los valores de capacitancia mínima entre el aire y refrigerante. Mediante el balance en función de las entalpias del refrigerante en la zona de desrecalentamiento se calcula

el calor transferido, adicional, se obtiene la entalpia de entrada del refrigerante mediante la utilización de las propiedades internas de ESS.

$$\dot{q}_{sh} = \dot{m}_R \cdot [h_{R,in} - h_{R,V,sat}] \quad (33)$$

Resulta importante calcular el calor máximo que se pueda transferir en la zona de desrecalentamiento, esto se hace en función de las temperaturas y las capacitancias mínimas de los fluidos, tal como indica la ecuación (34).

$$\dot{q}_{max,sh} = \dot{C}_{min} \cdot [T_{R,in,cond} - T_{air,in}] \quad (34)$$

Estos valores permitirán encontrar la efectividad y la relación de capacitancias en la zona de desrecalentamiento empleando las ecuaciones (35) y (36);

$$\varepsilon_{sh} = \frac{\dot{q}_{sh}}{\dot{q}_{max,sh}} \quad (35)$$

$$Cr = \frac{\dot{C}_{min,sh}}{\dot{C}_{max,sh}} \quad (36)$$

Estos valores son útiles para encontrar el número de unidades de transferencia de calor en la zona de desrecalentamiento usando la ecuación (37);

$$\varepsilon_{sh} = 1 - \exp \left[\frac{NTU_{sh}^{0,22}}{Cr} \cdot (\exp[-Cr \cdot NTU_{sh}^{0,78}] - 1) \right] \quad (37)$$

Una vez determinado el número de unidades de transferencia de calor (NTU_{dr}) se procede a encontrar el valor de la conductancia térmica del condensador en la zona de desrecalentamiento con la ecuación (38).

$$UA_{sh} = NTU_{sh} \cdot \dot{C}_{min,sh} \quad (38)$$

Con esto se finaliza el estudio de la zona de desrecalentamiento en el condensador, sin embargo, inicialmente se asumió valores para las variables de fracciones de desrecalentamiento y caudales, con lo cual estos se definirán posteriormente.

CONDENSANCIÓN (sat)

Se necesitará conocer la longitud para la zona de condensación usando la ecuación (39), entonces se asumirá una fracción para dicha zona.

$$F_{sat} = \frac{L_{sat}}{L_{tub}} \quad (39)$$

Para conocer la resistencia térmica del aire en la zona de condensación se aplica la ecuación (40);

$$R_{air,sat} = \frac{R_{air}}{F_{sat}} \quad (40)$$

Para hallar el coeficiente de transferencia de calor interno ($\bar{h}_{R,sat}$) mediante EES se necesitará emplear parámetros como el flujo masico (\dot{m}_R), la temperatura del refrigerante en la zona de condensación ($T_{R,V,sat}$) y el diámetro interno por donde circula el refrigerante (D_{int}).

Entonces con el valor del coeficiente de transferencia de calor interno usando la ecuación (41) se determina la resistencia térmica de la sección del refrigerante.

$$R_{R,sat} = \frac{1}{L_{cond} \cdot \bar{h}_{R,cond} \cdot \pi \cdot D_{in}} \quad (41)$$

Conociendo las resistencias del aire y del refrigerante se determina la resistencia total para la zona de condensación;

$$R_{sat} = R_{air,sat} + R_{R,sat} \quad (42)$$

Con estos valores se procede a calcular la conductancia en la zona de condensación.

$$UA_{sat} = \frac{1}{R_{sat}} \quad (43)$$

En EES se obtiene la entalpia para la condensación, con la presión de condensación y la calidad de líquido saturado ($x=0$), entonces se plantea el balance de energía, ecuación (44).

$$\dot{q}_{sat} = \dot{m}_R \cdot [h_{R,V,sat} - h_{R,L,sat}] \quad (44)$$

Se procede con la capacitancia térmica del aire para la zona de condensación, para esto se debe tomar en cuenta la fracción de condensación;

$$\dot{C}_{air,sat} = \dot{m}_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot F_{sat} \quad (45)$$

Al tener un estado indefinido del refrigerante en la zona de condensación el valor de la capacitancia será mínimo, entonces con la ecuación (46) al multiplicar por el cambio de temperatura se obtendrá el calor máximo transferido en la zona de condensación.

$$\dot{q}_{max,sat} = C_{air,sat} \cdot [T_{R,V,sat} - T_{air,in}] \quad (46)$$

Se aplica la ecuación (47) para el cálculo de la efectividad.

$$\varepsilon_{sat} = \frac{\dot{q}_{sat}}{\dot{q}_{max,sat}} \quad (47)$$

En la condensación no se tendrá un cambio de temperatura, por ende, la relación de capacidades $C_R = 0$, con lo cual el método ε -NTU describe dicha situación.

$$NTU_{sat} = -\ln(1 - \varepsilon_{sat}) \quad (48)$$

A continuación, se calcula la conductancia térmica para la zona de condensación aplicando la ecuación (49).

$$UA_{sat} = NTU_{sat} \cdot \dot{C}_{min,sat} \quad (49)$$

SUBENFRIAMIENTO (sc)

Por último, se tiene la zona de subenfriamiento (sc), para hallar la fracción de la zona de subenfriamiento se debe tener en cuenta que la suma de las fracciones de las tres zonas del condensador debe igual a uno, con la ecuación (51) se puede obtener la longitud para dicha zona.

$$F_{sh} + F_{sat} + F_{sc} = 1 \quad (50)$$

$$L_{se} = F_{se} \cdot Ltub \quad (51)$$

A continuación, se halla la resistencia térmica del aire para esta zona, ecuación (52).

$$R_{air,sc} = \frac{R_{air}}{F_{sc}} \quad (52)$$

La ecuación (53) determina la temperatura promedio del refrigerante en esta zona.

$$T_{prom,R,sc} = \frac{T_{R,V,sat} + T_{air,in}}{2} \quad (53)$$

En EES se determina la conductividad térmica, la densidad y la viscosidad, con estos datos se procede a calcular la velocidad del refrigerante en esta zona, dicha velocidad ayuda a calcular el número de Reynolds empleando la ecuación (55).

$$V_{m,R,sc} = \frac{\dot{m}_R}{\rho_{R,sc} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{in}}{2}\right)^2} \quad (54)$$

$$Re_{R,sc} = \frac{\rho_{R,sc} \cdot V_{m,R,sc} \cdot D_{int}}{\mu_{R,sc}} \quad (55)$$

Empleando EES se calcula el número de Prandtl, esto permitirá aplicar la correlación de Ditus-Boelter para hallar el número de Nusselt, misma que se define con la ecuación (56).

$$Nuss_{R,sc} = 0,023 \cdot Re_{R,sc}^{0,8} \cdot Pr_{R,sc}^{0,4} \quad (56)$$

Se calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante.

$$\bar{h}_{R,sc} = \frac{Nuss_{R,sc} \cdot K_{R,sc}}{D_{int}} \quad (57)$$

Una vez calculado el coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante se halla la resistencia térmica en la sección del refrigerante con la ecuación (58).

$$R_{R,sc} = \frac{1}{L_{sc} \cdot \bar{h}_{R,sc} \cdot \pi \cdot D_{int}} \quad (58)$$

A continuación, se calcula la resistencia térmica en la zona de subenfriamiento utilizando la ecuación (59).

$$R_{sc} = R_{R,sc} + R_{air,sc} \quad (59)$$

Esto permite calcular la conductancia térmica con la ecuación (60).

$$UA_{sc} = \frac{1}{R_{sc}} \quad (60)$$

En EES se determina la capacidad del refrigerante, entonces al multiplicar el flujo masico del refrigerante se obtendrá la tasa de capacitancia del refrigerante y del aire.

$$\dot{C}_{air,sc} = \dot{m}_{air} \cdot Cp_{air} \cdot F_{sc} \quad (61)$$

$$\dot{C}_{R,sc} = \dot{m}_R \cdot Cp_{R,sc} \quad (62)$$

Posteriormente se calcula la capacitancia mínima y máxima para la zona de subenfriamiento, esto permitirá determinar la relación de capacitancia tal como indica la ecuación (63).

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{min,sc}}{\dot{C}_{max,sc}} \quad (63)$$

Estos valores son útiles para encontrar el número de unidades de transferencia de calor en la zona de subenfriamiento usando la ecuación (64).

$$\varepsilon_{sec} = 1 - \exp \left[\frac{NTU_{sc}^{0,22}}{Cr} \cdot (\exp[-C_{r,sc} \cdot NTU_{sc}^{0,78}] - 1) \right] \quad (64)$$

Con el valor de las unidades de transferencia de calor (NTU_{se}) y usando la ecuación (65) se procede a encontrar el valor de la conductancia térmica del condensador en la zona de subenfriamiento.

$$UA_{sc} = NTU_{sc} \cdot \dot{C}_{min,sc} \quad (65)$$

Al realizar el balance de energía tomando la capacitancia mínima se obtiene el calor máximo que se intercambia en la zona de subenfriamiento, ecuación (66).

$$\dot{q}_{max,sc} = \dot{C}_{min} \cdot [T_{R,sc} - T_{air,in}] \quad (66)$$

El calor real transferido en esta zona se puede aproximar usando la eficiencia y el calor máximo cedido en la zona de subenfriamiento.

$$\dot{q}_{sc} = \dot{q}_{max,sc} \cdot \varepsilon_{sc} \quad (67)$$

Es importante definir las áreas reales para la transferencia de calor, para esto se ocupa los valores de las fracciones que ocupan cada una de las tres zonas del condensador, las áreas para las zonas de desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento se presentan en las ecuaciones (68), (69) y (70).

$$A_{sh} = F_{sh} \cdot A_{tot} \quad (68)$$

$$A_{sat} = F_{sat} \cdot A_{tot} \quad (69)$$

$$A_{sc} = F_{sc} \cdot A_{tot} \quad (70)$$

En este punto ya se puede encontrar la entalpia del refrigerante a la salida del condensador aplicando un balance de energía para la zona de condensación con la ecuación (71).

$$h_{R,out} = h_{R,L,sat} - \frac{\dot{q}_{sc}}{\dot{m}_R} \quad (71)$$

En función de la presión a la salida del condensador y la entalpia del refrigerante en este punto se puede obtener la temperatura del refrigerante al final del condensador, conociendo además el

subenfriamiento que indica la temperatura del refrigerante en la fase líquida, esto permite obtener la temperatura del refrigerante en la fase de condensación empleando la ecuación (72).

$$SubCooling = T_{R,V,sat} - T_{R,out} \quad (72)$$

Como ya se han calculado las transferencias de calor en las 3 zonas del condensador se puede calcular la tasa de transferencia total del condensador mediante la suma de calores transferidos en las tres zonas:

$$\dot{q}_{R,condensador} = \dot{q}_{sh} + \dot{q}_{sat} + \dot{q}_{sc} \quad (73)$$

La ecuación (73) representa la última ecuación en el modelado del condensador, en el modelado de la zona de condensación ya se definirá la fracción que ocupará la zona de desrecalentamiento, del mismo modo en la zona de subenfriamiento ya se definirá la fracción correspondiente a la zona de condensación, en estos procesos es importante ir comentando las fracciones asumidas.

3.3.4 Modelado del evaporador

Siguiendo la misma metodología utilizada para el modelado del condensador, se divide el evaporador en únicamente dos zonas: Evaporación y recalentamiento, como se muestra en la *Ilustración 3-8*.

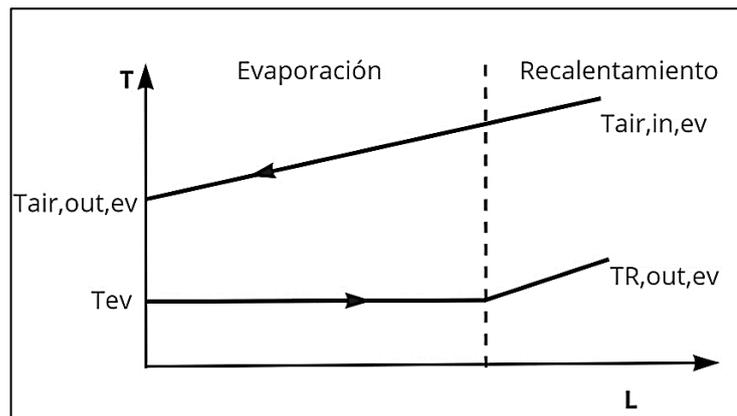


Ilustración 3-8. Diagrama T-L del evaporador.

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

Utilizando el mismo enfoque que en el modelo del condensador, primero se determina la resistencia térmica total del lado del aire; esta resistencia se asignará a los distintos subintercambiadores de calor (zonas del intercambiador) en función de su tamaño.

Partiendo de los datos de la geometría del intercambiador (evaporador) se calcula la longitud del tubo con la ecuación (74), área del evaporador sin aletas con la ecuación (75), área del intercambiador con aletas con la ecuación (76) y la superficie total de transferencia con la ecuación (77) respectivamente.

Longitud del tubo.

$$L_{tubo,ev} = L_{c,evap} \cdot N_{m,ev} \cdot N_{tub,evap} \quad (74)$$

Área total sin aletas.

$$A_{s,sal,ev} = \pi \cdot D_{ext,ev} \cdot L_{tub,ev} \cdot \left(1 - \frac{esp_{al,ev}}{pas_{al,ev}}\right) \quad (75)$$

Área de las aletas.

$$A_{s,al,tot,ev} = 2 \cdot \frac{W_{ev}}{pas_{al,ev}} \cdot \left(H_{ev} \cdot L_{ev} - N_{t,circ,ev} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ext,ev}^2}{4}\right) \quad (76)$$

Superficie total de transferencia de calor.

$$A_{tot,ev} = A_{s,sal,ev} + A_{s,al,tot,ev} \quad (77)$$

Con la ayuda de las propiedades internas del software ESS y utilizando las ecuaciones (78) y (79) se calcula la temperatura promedio y el flujo másico del aire, respectivamente.

$$T_{prom,ev} = \frac{T_{ev} + T_{air,in,ev}}{2} \quad (78)$$

$$\dot{m}_{air,ev} = \rho_{air,ev} \cdot \dot{V}_{air,ev} \quad (79)$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado del aire ($\bar{h}_{air,evap}$) se emplea la ecuación (84) para lo cual se hace uso de la correlación de Churchill y Bernstein como se muestra en la ecuación (83) se calcula el número de Nusselt y por medio de las propiedades internas del software ESS se obtiene la conductividad del aire en el evaporador ($k_{air,evap}$).

$$A_{fr,ev} = W_{ev} \cdot H_{ev} \quad (80)$$

$$V_{air,ev} = \frac{\dot{m}_{air,ev}}{\rho_{air,ev} \cdot A_{fr,ev}} \quad (81)$$

$$Re_{air,evap} = \frac{\rho_{air,ev} \cdot V_{air,ev} \cdot D_{ext,ev}}{\mu_{air,ev}} \quad (82)$$

$$Nuss_{air,ev} = 0.3 + \frac{0.63 * Re_{air,ev}^{0.5} * Pr_{air,ev}^{[1/3]}}{[1 + (0.4 * Pr_{air,ev})^{2/3}]^{1/4}} * \left[1 + \left(\frac{Re_{air,ev}}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (83)$$

$$\bar{h}_{air,evap} = \frac{Nuss_{air,ev} * k_{air,ev}}{D_{ext,ev}} \quad (84)$$

$$A_{s,al,tot,ev} = 2 * \frac{L_{tub,ev}}{p_{al,ev}} * \pi * \left[r_{ef,al,ev}^2 - \left(\frac{D_{ext,ev}}{2} \right)^2 \right] \quad (85)$$

Mediante la ecuación (85) se calcula el radio efectivo de las aletas del evaporador.

Empleando las propiedades internas del software EES se obtiene la conductividad térmica, según el diseño de la investigación el material establecido para el condensador es de aluminio, de la misma manera se obtiene la eficiencia de las aletas, con lo cual se halla la eficiencia del área total utilizando la ecuación (86).

$$Ef_{tot,ev} = 1 - A_{s,al,tot,ev} * \left[\frac{1 - Ef_{al,ev}}{A_{tot,ev}} \right] \quad (86)$$

Esta eficiencia servirá para poder aplicar el método de resistencias térmicas total en el lado del aire sobre el evaporador ($R_{air,evap}$). Entonces la resistencia total del lado del aire se obtiene mediante la ecuación (87).

$$R_{air,ev} = \frac{1}{Ef_{tot,ev} * \bar{h}_{air,ev} * A_{tot,ev}} \quad (87)$$

Zona de evaporación (evap)

Se determina el área del intercambiador de calor (o la longitud del tubo) que se necesita en la región de sobrecalentamiento del intercambiador de calor para cambiar el estado del refrigerante de su condición de entrada sobrecalentada a vapor saturado, para esto se empieza asumiendo el valor de la fracción del evaporador que abarca a la zona de evaporación ($F_{sh,evap}$).

$$F_{evap} = \frac{L_{evap}}{L_{tub,ev}} \quad (88)$$

Utilizando la ecuación (89) se determina la resistencia del aire (parte externa del evaporador) en la zona de evaporación.

$$R_{aire,evap} = \frac{R_{ai,ev}}{F_{evap}} \quad (89)$$

Se calcula la conductividad térmica de la parte del refrigerante (parte interna del evaporador), con la ayuda de las propiedades internas del software ESS y utilizando la ecuación (90) se determina la conductividad térmica promedio del refrigerante en el evaporador.

$$k_{R,ev} = \frac{K_{R,ev1} + K_{R,ev2}}{2} \quad (90)$$

A continuación, se determinará la velocidad media del refrigerante en esta zona mediante la ecuación (91).

$$V_{m,R,ev} = \frac{\dot{m}_R}{\rho_{R,ev} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2} \quad (91)$$

Mediante las propiedades internas del software EES se determina la viscosidad y conductividad térmica del refrigerante en la zona de evaporación.

Con la velocidad media del refrigerante se calcula el número de Reynolds del refrigerante en esta zona utilizando la ecuación (92).

$$Re_{R,ev} = \frac{\rho_{R,ev} \cdot V_{m,R,ev} \cdot D_{int}}{\mu_{R,ev}} \quad (92)$$

Con el llamado a las propiedades internas del software EES se halla el número de Prandtl, esto permitirá aplicar la correlación de Ditus-Boelter misma que se utiliza para flujo interno en una tubería circular y mediante la ecuación (93) se halla el número de Nusselt.

$$Nuss_R = 0,023 \cdot Re_{R,ev}^{0,8} \cdot Pr_{R,ev}^{0,4} \quad (93)$$

Con el número de Nusselt se calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante utilizando la ecuación (94).

$$\bar{h}_{R,evap} = \frac{Nuss_{R,ev} \cdot K_{R,ev}}{D_{int,ev}} \quad (94)$$

Una vez calculado el coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante se calcula la resistencia térmica en la sección del refrigerante con la ecuación (95).

$$R_{R,evap} = \frac{1}{L_{evap} \cdot \bar{h}_{R,evap} \cdot \pi \cdot D_{int,ev}} \quad (95)$$

Considerando la resistencia térmica del refrigerante y el aire se determina la resistencia térmica total en la zona de evaporación ocupando la ecuación (96).

$$R_{evap} = R_{R,evap} + R_{air,evap} \quad (96)$$

Esto permite calcular la conductancia térmica;

$$UA_{evap} = \frac{1}{R_{evap}} \quad (97)$$

Finalizado el cálculo de la conductancia térmica se establecen las ecuaciones del método ε -NTU.

En EES se halla la capacidad del refrigerante a presión constante en la zona de desrecalentamiento, entonces al multiplicar el flujo másico del refrigerante se obtiene la tasa de capacitancia del refrigerante y del aire;

$$\dot{C}_{air,evap} = \dot{m}_{air,ev} \cdot C_{p,air,ev} \cdot F_{evap} \quad (98)$$

Además, se determinan los valores de capacitancia mínima entre el aire y refrigerante. Mediante el balance en función de las entalpías del refrigerante en la zona de desrecalentamiento se calcula el calor transferido con la ecuación (99), adicional se obtiene la entalpia de entrada del refrigerante.

$$\dot{q}_{bif,evap} = \dot{m}_R \cdot [h_{R,V,sat,ev} - h_4] \quad (99)$$

Resulta importante calcular el calor máximo que se pueda transferir en la zona de desrecalentamiento, esto se hace en función de las temperaturas y las capacitancias mínimas de los fluidos.

$$\dot{q}_{max,bif,ev} = \dot{C}_{air,evap} \cdot [T_{air,in,ev} - T_{ev}] \quad (100)$$

Estos valores permitirán encontrar la efectividad y la relación de capacitancias en la zona de desrecalentamiento empleando la ecuación (101).

$$\varepsilon_{evap} = \frac{\dot{q}_{bif,ev}}{\dot{q}_{max,bif,ev}} \quad (101)$$

Una vez determinado el número de unidades de transferencia de calor (NTU_{dr}) se procede a encontrar el valor de la conductancia térmica del condensador en la zona de desrecalentamiento,

para definir la fracción asumida inicialmente se adiciona una ecuación, por lo tanto, el sistema queda definido con las siguientes ecuaciones:

$$UA_{evap} = NTU_{evap} \cdot \dot{C}_{air,evap} \quad (102)$$

$$NTU_{evap} = -\ln(1 - \varepsilon_{evap}) \quad (103)$$

Zona de sobrecalentamiento (sh,ev)

Para determinar la fracción de sobrecalentamiento se utiliza la fracción de evaporación calculada anteriormente y mediante el principio de complementariedad se calcula la otra fracción de sobrecalentamiento, con lo cual ya se puede obtener la longitud de tubería que ocupa el sobrecalentamiento.

$$F_{sh,ev} = 1 - F_{evap} \quad (104)$$

$$L_{sh,ev*} = L_{tub,ev*} F_{evap} \quad (105)$$

Utilizando la ecuación (106) se determina resistencia del aire (parte externa del evaporador) en la zona de sobrecalentamiento.

$$R_{aire,sh,ev} = \frac{R_{ai,ev}}{F_{sh,ev}} \quad (106)$$

Con la ecuación (107) se calcula la temperatura promedio para el refrigerante en la zona de sobrecalentamiento.

$$T_{prom,R,sh,ev} = \frac{T_{ev} + T_{air,in,ev}}{2} \quad (107)$$

Mediante EES bajo la definición de parámetros de entrada se determina el coeficiente convectivo de transferencia de calor interno con lo cual se determina la resistencia térmica en la sección del refrigerante empleando la ecuación (108).

$$R_{R,sh,ev} = \frac{1}{L_{sh} \cdot \bar{h}_{R,sh,ev} \cdot \pi \cdot D_{int,ev}} \quad (108)$$

Considerando la resistencia térmica del refrigerante y el aire con la ecuación (109) se calcula la resistencia térmica total en la zona de sobrecalentamiento.

$$R_{sh,ev} = R_{R,sh,ev} + R_{aire,sh,ev} \quad (109)$$

A continuación, se procede a calcular la conductancia térmica con la ecuación (110).

$$UA_{sh,ev} = \frac{1}{R_{sh,ev}} \quad (110)$$

En EES se determina la capacidad del refrigerante a presión constante en la zona de sobrecalentamiento, entonces al multiplicar el flujo masico del refrigerante se obtendrá la tasa de capacitancia del refrigerante y del aire tal como indica en la ecuación (111).

$$\dot{C}_{R,sh,ev} = \dot{m}_R \cdot C_{R,sh,ev} \quad (111)$$

Para calcular la capacitancia del aire en esta zona se aplica la ecuación (112).

$$\dot{C}_{air,sh,ev} = \dot{m}_{air} \cdot C_{p,air,ev} \cdot F_{sh,ev} \quad (112)$$

Realizando un balance entra las capacitancias del aire y del refrigerante se determina el número de unidades de transferencia de calor.

$$NTU_{sh,ev} = \frac{UA_{sh,ev}}{\dot{C}_{min,sh,ev}} \quad (113)$$

En la zona de sobrecalentamiento se determina el calor máximo transferible con la ecuación (114).

$$\dot{q}_{max,sh,ev} = \dot{C}_{min,sh,ev} \cdot [T_{air,in,ev} - T_{ev}] \quad (114)$$

Mediante las funciones internas en EES se calcula la eficiencia en la zona de sobrecalentamiento, con lo cual se calculará el calor real absorbido, con esto se halla la entalpia del refrigerante a la salida del evaporador.

$$\dot{q}_{sh,ev} = \dot{q}_{max,sh,ev} \cdot \varepsilon_{sh,ev} \quad (115)$$

$$h_{R,out,evap} = h_{R,V,sat,ev} + \frac{\dot{q}_{sh,ev}}{\dot{m}_R} \quad (116)$$

Estos parámetros ayudan a determinar la temperatura del refrigerante al fin del evaporador. De este modo se calcula la capacidad total del evaporador, para lo cual se suman las capacidades obtenidas en cada zona como se indica en la ecuación (117).

$$\dot{q}_{evaporador} = \dot{q}_{sh,ev} + \dot{q}_{bif,ev} \quad (117)$$

Finalmente, EES proporciona las fracciones de evaporación y sobrecalentamiento, dichas fracciones permiten determinar las áreas para el evaporador:

$$A_{sh,ev} = F_{sh,ev} * A_{tot,ev} \quad (118)$$

$$A_{bif,ev} = F_{evap} * A_{tot,ev} \quad (119)$$

Del mismo modo las fracciones ayudaran a determinar el perfil de temperaturas a lo largo del evaporador.

3.3.5 Modelado del compresor

Según la revisión bibliográfica se ha seleccionado un compresor de desplazamiento variable de 161.3cm^3 , para lo cual según el estudio experimental realizado por (Cuevas, Declaye and Lemort 2019) en la Ilustración 3-9 e Ilustración 3-10 se presentan datos para las eficiencias volumétricas (n_{vol}) e isoentrópicas (n_{iso}).

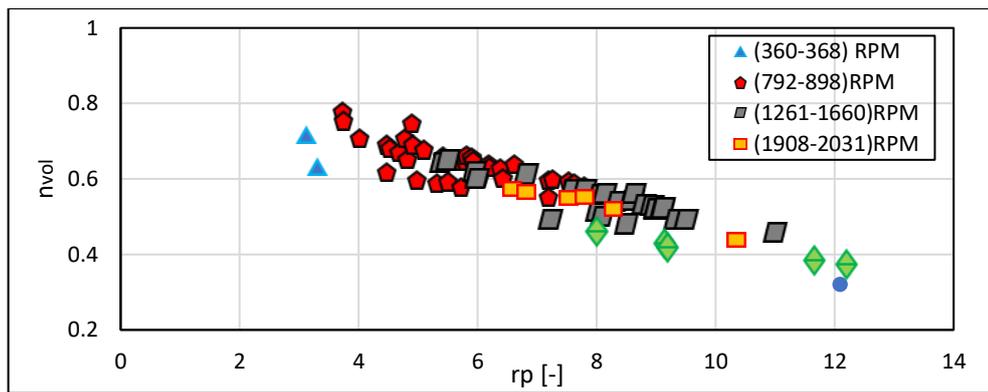


Ilustración 3-9: Eficiencia volumétrica del compresor frente a la relación de presión del compresor

Fuente: (Cuevas, Declaye and Lemort 2019)

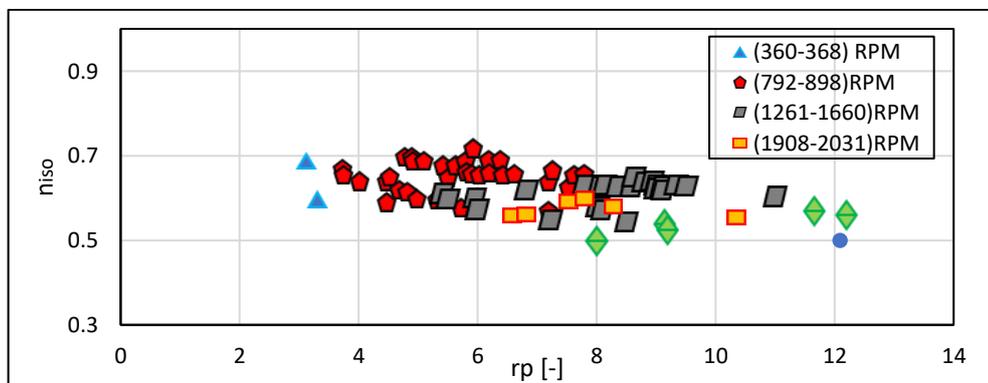


Ilustración 3-10: Eficiencia isoentrópica del compresor frente a la relación de presión del compresor

Fuente: (Cuevas, Declaye and Lemort 2019)

De estos datos es necesario realizar la discretización de los rangos de giro del compresor para sacar la ecuación que prediga el comportamiento de dichas eficiencias en función de la relación de presión (r_p) y la velocidad de giro del compresor (n). Los pares ordenados correspondientes a las eficiencias se encuentran en el *Anexo I*.

Los resultados muestran que la eficiencia isoentrópica tiene una tendencia decreciente con las relaciones de presión, esto muestra que la caída de presión a través de la válvula del compresor es despreciable y no afectan en gran dimensión la eficiencia isoentrópica para el rango de velocidades de giro del compresor tomados para el estudio.

Del mismo modo la eficiencia volumétrica tiende una tendencia decreciente frente a las relaciones de presión del compresor, esto comprueba el bajo efecto de la caída de presión en la válvula del compresor.

La eficiencia volumétrica se puede obtener en función de la relación de presión, en donde la relación de presión se define como la división entre la presión de descarga del compresor y la presión de entrada tal como se presenta en la ecuación (120).

$$r_p = \frac{P_d}{P_e} \quad (120)$$

Entonces las ecuaciones para definir las eficiencias quedan de la siguiente manera, con el uso de MINITAB se obtiene una ecuación que prediga el comportamiento de las eficiencias en función de las principales variables independientes que son la velocidad de giro del compresor y la relación de presión.

$$n_{vol} = 0,8537 - 0,02927 * r_p - 0,000052 * n \quad (121)$$

$$n_{iso} = 0,6848 + 0,00755 * r_p - 0,00009 * n \quad (122)$$

A partir de la eficiencia volumétrica y la cilindrada del compresor se calcula el flujo másico (\dot{m}_r) de refrigerante empleando la ecuación (123).

$$\dot{m}_r = n_{vol} * \rho_{in,comp} * \frac{n}{60} * d_v \left(\frac{kg}{s} \right) \quad (123)$$

Utilizando la definición de la eficiencia isentrópico se calcula la entalpia de salida del compresor.

$$n_{iso} = \frac{h_5 - h_1}{h_2 - h_1} \quad (124)$$

Para el cálculo del trabajo del compresor (\dot{W}_{real}) se considera que las pérdidas de energía del compresor hacia el ambiente son de aproximadamente el 5%.

$$\dot{W}_{real} = \frac{\dot{m}_r * (h_5 - h_1)}{n_{iso} * (1 - \varepsilon)} \quad (125)$$

Una vez calculado el trabajo del compresor se procede a calcular el COP de refrigeración.

$$COP = \frac{\dot{q}_{evap}}{\dot{W}_{real}} \quad (126)$$

3.4 Validación del modelo con datos experimentales

La complejidad y extensión de ecuaciones que gobiernan los procesos de transferencia de calor requieren que se aplique una estrategia de tal manera que permita valorar la coherencia, la adecuación de todos los factores y su funcionamiento, por tal motivo la validación ayuda a disminuir los errores, esto permitirá que se puedan realizar los cambios necesarios que aseguren el buen comportamiento en condiciones reales de funcionamiento (Oswaldo Flores López et al. 2019).

Tabla 3-1: Rango de operación de las variables de entrada

N [RPM]	$T_{a,in,cd}$ [C]	$V_{a,in,cd}$ [m/s]	$\dot{m}_{a,in,ev}$ [kg/s]	$\dot{m}_{a,in,ev}$ [kg/h]	$T_{a,in,ev}$ [C]	$T_{a,out,ev}$ [C]	\dot{Q}_{ev} [kW]	COP [-]
802	35,600	3,100	0,093	333,000	37,300	4,600	3,100	2,700
795	36,300	3,800	0,131	471,000	37,900	9,600	3,510	2,900
1410	40,400	3,800	0,129	465,000	42,100	8,500	4,240	1,900
1420	39,400	2,400	0,133	477,000	31,500	4,400	3,690	1,800
1429	38,000	2,400	0,073	262,000	40,300	-1,200	3,380	1,700
805	40,900	6,500	0,143	513,000	38,200	16,500	3,160	2,600
813	40,100	7,100	0,117	420,000	37,100	10,700	3,000	2,500
812	40,900	6,000	0,088	318,000	37,200	4,800	2,870	2,400

809	42,100	5,100	0,075	270,000	37,700	2,200	2,730	2,300
1422	45,400	5,700	0,141	508,000	40,800	14,600	3,880	1,800
1973	47,200	3,500	0,115	414,000	44,000	6,600	4,200	1,500
2026	46,000	3,500	0,114	409,000	42,800	5,100	4,150	1,500
2031	48,100	2,800	0,085	307,000	44,300	0,300	3,580	1,300
2366	47,600	4,000	0,093	335,000	43,500	1,100	3,690	1,200

Fuente: (Cuevas, Declaye and Lemort 2019)

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Para realizar la validación del modelo termodinámico se toma como referencia los rangos de operación del estudio experimental realizado por (Cuevas, Declaye and Lemort 2019), dichos datos se presentan en la **Tabla 3-1**. Las variables de entrada para realizar la validación son; la velocidad de giro del compresor (rpm), la temperatura del aire a la entrada del condensador (°C), el flujo masico de aire a la entrada del evaporador (kg/s), la temperatura del aire a la entrada del condensador (°C), al ingresar estas variables y mediante el modelo termodinámico se calcularán la temperatura del aire a la salida del evaporador (°C), la capacidad frigorífica (kW), el COP y el consumo de potencia del compresor.

Para la validación se han tomado las características y geometrías del compresor y los intercambiadores de distintas fuentes bibliográficas, en donde el estudio referencial es el realizado por (Cuevas, Declaye and Lemort 2019), entonces para realizar la validación se tendrá que realizar un ajuste en las dimensiones de los intercambiadores, el ajuste de áreas se deberá realizar hasta que los datos experimentales y los simulados sean correspondientes.

3.5 Evaluación del COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor para varias condiciones de funcionamiento considerando los refrigerantes R-134a, R-152a, R-1234yf, R-290, R-410A, R-32.

3.5.1 Estrategia de simulación

El análisis se realizará para la ciudad de Riobamba la cual está situado a 2754 metros sobre el nivel del mar, a 1° 41' 46" latitud Sur: 0° 3' 36" longitud Occidental del meridiano de Quito, con una presión atmosférica de 72330Pa.

Para la obtención de la matriz de ensayo los datos de la temperatura del aire al ingreso del evaporador se han tomado de los resultados experimentales obtenidos por (Cajo - Denys 2021),

en donde se han ubicado 10 sensores de temperatura Ds18b20 al interior de habitáculo para registrar los valores de la temperatura tal como se muestra en la Ilustración 3-11, dichos sensores trabajan con una precisión de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ en el rango de 10°C a 85°C .

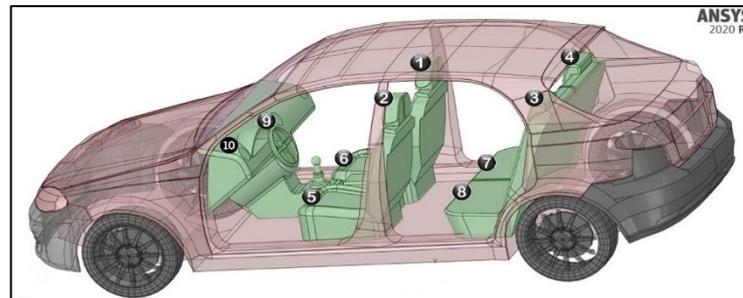


Ilustración 3-11: Ubicación de los sensores al interior del habitáculo.

Fuente: (Cajo - Denys 2021)

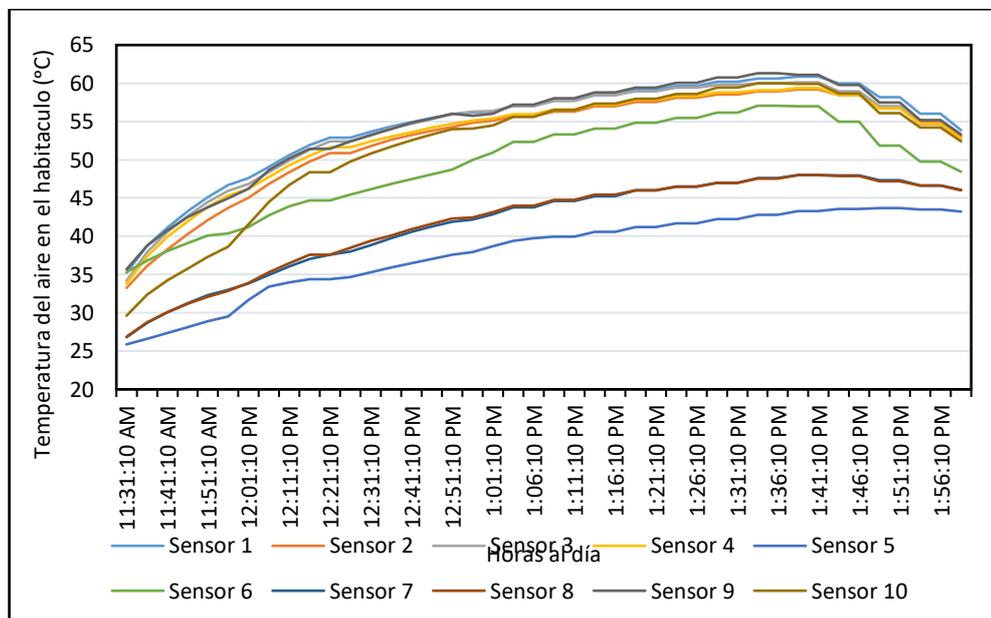


Ilustración 3-12: Perfil de temperatura en el habitáculo

Fuente: (Cajo - Denys 2021)

En base a los datos representados en la Ilustración 3-12 para realizar la simulación se han seleccionado cinco puntos: 25°C , 35°C , 45°C , 55°C y 65°C .

Para determinar las temperaturas del aire al ingreso del condensador (T_{amb}) se han tomado los datos de (INAMHI, 2020), mismos que se elaboraron los perfiles de temperaturas entre enero y

agosto del 2020 como se muestra en la Ilustración 3-13 considerando que el sistema de aire acondicionado entra en funcionamiento a partir de las 10:00 am hasta las 17:00 pm.

En el mismo contexto que en la temperatura del aire en el habitáculo se escogió para la simulación tres puntos en donde la temperatura ambiente será mínima, media y máxima: $T_{air,in,cond,1} = 13,5^{\circ}C$, $T_{air,in,cond,2} = 17^{\circ}C$ y $T_{air,in,cond,3} = 21^{\circ}C$ respectivamente.

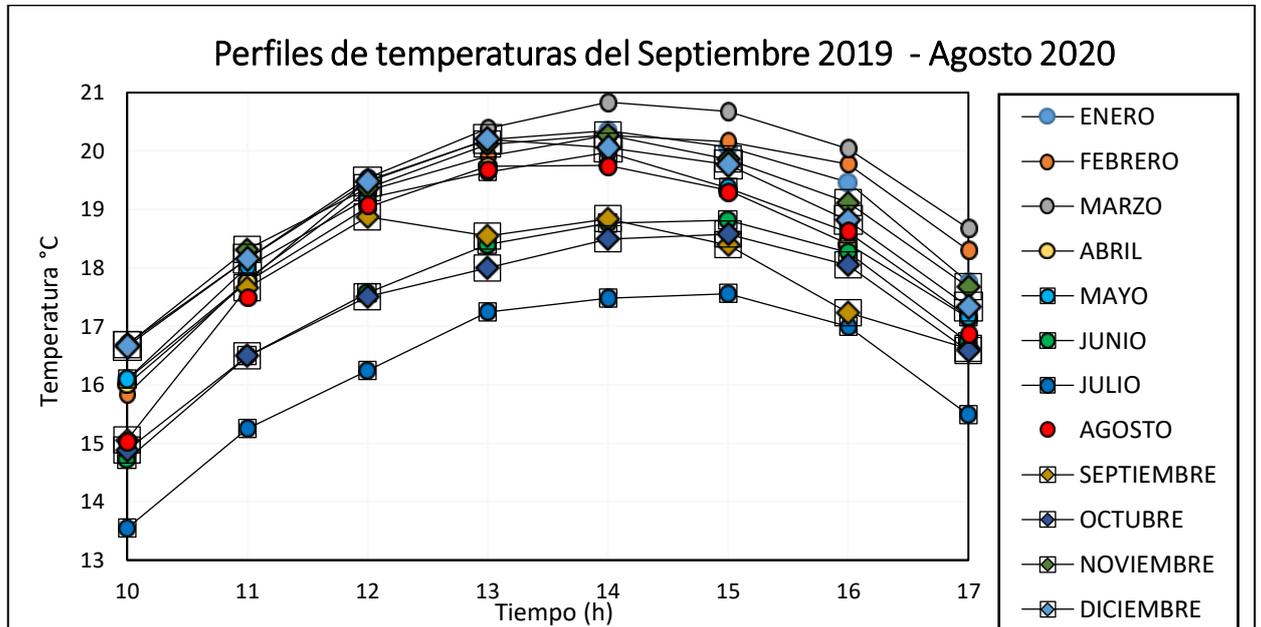


Ilustración 3-13: Perfil de temperaturas septiembre 2019 – agosto 2020 para la ciudad de Riobamba

Fuente: (INAMHI, 2020)

3.5.2 Matriz de ensayo

Para realizar la simulación del sistema de aire acondicionado se debe elaborar una matriz de datos en donde se puedan corroborar las condiciones de funcionamiento del sistema de aire acondicionado, por lo tanto, se debe tener datos de las temperaturas exteriores del automóvil, así mismo las temperaturas al interior del habitáculo, la velocidad del aire a la entrada del evaporador, el flujo masico a la entrada del evaporador. A continuación, se presenta la matriz de validación que se va a utilizar.

El sistema de aire acondicionado del automóvil considerado en este estudio pertenece al segmento de los automóviles con una capacidad de enfriamiento típica de 3.5 kW.

La velocidad del aire a la entrada al condensador se ha tomado una velocidad promedio del estudio experimental y el flujo masico de aire a la entrada del evaporador se ha tomada la velocidad promedio del estudio realizado por (Abraham et al. 2021), en donde para convertirla en flujo masico se ha multiplicado por el área frontal del evaporador proporcionado en el mismo artículo y finalmente por la densidad del aire a la presión atmosférica que corresponde a la ciudad de Riobamba. Finalmente, según las ASHRAE la temperatura de confort para las personas en verano se encuentra en un rango de 23°C a 26°C, para este estudio se ha seleccionado una temperatura de 23°C.

La matriz de ensayo de la Tabla 3-2 Tabla 3-3 y Tabla 3-4 estará dispuesta de las distintas condiciones de operación del sistema de aire acondicionado, tal es el caso para las velocidades del compresor de 800rpm que representan una condición de ralentí, las velocidades de 1600 rpm representan condiciones de conducción en ciudad y las velocidades de 2400 rpm representan una conducción en carretera, el mismo análisis se debe realizar para las velocidades de aire a la entrada del condensador, las temperaturas de aire a la entrada al condensador representan condiciones de aire frio, cálido y caliente con temperaturas de 13.5°C, 17°C y 21 °C respectivamente. Los flujos volumétricos del aire a la salida del evaporador están en función de los niveles establecidos por la perrilla del aire acondicionado. Entonces la matriz de ensayo queda definida de la siguiente manera. Para velocidades de 2400 rpm se ha omitido una temperatura de 25°C al interior del habitáculo ya que dicha temperatura es muy cercana al valor de la temperatura confort, por lo que será necesario su análisis.

Tabla 3-2: Condiciones de operación para una velocidad de giro del compresor de 800 rpm

N [rpm]	800					
V_{air} [m/s]	1,92					
$T_{air,in,cond}$ [°C]	13,5		17		21	
$T_{air,in,ev}$ [°C]	25	35	25	35	25	35
$\dot{V}_{air,in,ev}$ [m ³ /s]	0,1					

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

Tabla 3-3: Condiciones de operación para una velocidad de giro del compresor de 1600 rpm

N [rpm]	1600																	
V_{air} [m/s]	2,283																	
$T_{air,in,cond}$ [°C]	13,5					17					21							
$T_{air,in,ev}$ [°C]	25	35	45	55	65	25	35	45	55	65	25	35	45	55	65			
$\dot{V}_{air,in,ev}$ [m ³ /s]	0,15			0,1		0,08		0,15			0,1		0,08		0,15		0,1	0,08

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

Tabla 3-4: Condiciones de operación para una velocidad de giro del compresor de 2400 rpm

N [rpm]	2400											
V_{air} [m/s]	3,004											
$T_{air,in,cond}$ [°C]	13,5				17				21			
$T_{air,in,ev}$ [°C]	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65
$\dot{V}_{air,in,ev}$ [m ³ /s]	0,15	0,12		0,1	0,15	0,12		0,1	0,15	0,12		0,1

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

En vista que la matriz de ensayo proporciona un rango amplio de funcionamiento del sistema de aire acondicionado, para el análisis comparativo de resultados de los seis refrigerantes se presentaran los resultados en función de un punto nominal que representara las condiciones intermedias de funcionamiento del sistema, estas condiciones son las siguientes: Velocidad de giro del compresor de 1600 rpm, temperatura ambiente de 17°C, velocidad de aire a la entrada del condensador de 2,283 m/s, flujo volumétrico de aire a la entrada del evaporador de 0,1m³/s, temperatura del aire al interior del habitáculo de 35°C.

3.5.3 Selección y cálculo del tamaño de la muestra

Se ha seleccionado una lista de refrigerantes mostrados en la Tabla 3-5 que trabajan en estado subcrítico y al mismo tiempo contengan un bajo nivel de ODP, esto implica que estos refrigerantes no deben ser tóxicos y poseer una inflamabilidad baja (ASHRAE 2019).

Tabla 3-5: Designación y clasificación de seguridad de los refrigerantes

Refrigerante	Clasificación
R-134a	A1 (No toxico y no inflamable)
R-152a	A2 (No tóxico y baja inflamabilidad)
R-1234yf	A2L (No toxico y poco inflamable)
R-290	A3 (No toxico e inflamable)
R-410A	A1 (No toxico y no inflamable)
R-32	A2L (No toxico y poco inflamable)

Fuente: (ASHRAE 2019).

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

A continuación, se detallarán las propiedades físicas de los refrigerantes en estudio:

Tabla 3-6: Propiedades físicas del R-134a

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-134a
Peso molecular	(g/mol)	102
Punto de ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-26.1
Punto de congelación	(°C)	-103
Temperatura crítica	(°C)	101.1
Presión crítica	(bar abs)	40.67
Inflamabilidad		No
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	1430

Fuente: (GASSERVEI 2020)

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Tabla 3-7: Propiedades físicas del R-152a

PROPIEDADES FISICAS	UNIDADES	R-152A
Peso molecular	(g/mol)	66,051
Punto de ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-24,7
Temperatura crítica	(°C)	113,15
Presión crítica	(bar)	44,96
Temperatura de autoignición	(°C)	440
Inflamabilidad	Sí	(A2)
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	124

Fuente: (GASSERVEI 2020)

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Tabla 3-8: Propiedades físicas del R-1234yf

PROPIEDADES FISICAS	UNIDADES	R-1234yf
Peso molecular	(g/mol)	114,0
Punto de congelación (a 1,013 bar)	(°C)	-29,4
Temperatura crítica	(°C)	94,7
Presión crítica	(bar)	33,81
Temperatura de autoignición	(°C)	405
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	4

Fuente: (GASSERVEI 2020)

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Tabla 3-9: Propiedades físicas del R-290

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-290
Peso molecular	(g/mol)	44,1
Punto de congelación (a 1,013 bar)	(°C)	-29,4
Temperatura crítica	(°C)	96,7
Punto de ebullición	(°C)	-42,1
Temperatura de autoignición	(°C)	460
Presión crítica	(bar abs)	42,48

Fuente: (GASSERVEI 2019)

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Tabla 3-10: Propiedades físicas del R-410A

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-410A
Peso molecular	(g/mol)	72,6
Punto de ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-51,58
Temperatura crítica	(°C)	72,13
Presión crítica	(bar abs)	44,96
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	1890

Fuente: (GASSERVEI 2018)

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Tabla 3-11: Propiedades físicas del R-32

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-32
Peso molecular		52.024
Densidad del líquido (25 °C)	Kg/l	0.9588
Punto de ebullición (1atm)	°C	-51.7
Punto de congelación	°C	-136
Temperatura crítica	°C	78,35
Presión crítica	bar	58.16
Inflamabilidad		A2L
ODP		0
PCA (GWP)		675

Fuente: (GASSERVEI 2020)

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

3.5.4 Técnica de investigación

Para dar cumplimiento a los objetivos específicos se realizarán simulaciones misma que es una técnica aplicada a investigaciones permitiendo aplicar modelos empleados a diversos sistemas y fundamentalmente ayuda a elaborar descripciones cuando no se puede establecer el contacto

directo con los fenómenos del sistema, dicha simulación ayuda a establecer un análisis comparativo para lo cual se ha tomado como referencia el R-134a ya que este refrigerante es el que más se utiliza en los automóviles en Ecuador, además en función de los objetivos planteados resulta necesario tener este análisis ya que se está en la búsqueda de una alternativa para este refrigerante, entonces, la variación de los resultados para las variables principales se realizara en función de este refrigerante. Adicionalmente resulta importante conocer la influencia de la velocidad de giro del compresor y la temperatura ambiente por lo que los resultados para el R-134a se presentan para las 800 *rpm*, 1600 *rpm*, 2400 *rpm* y las temperaturas ambientes son de 13,5°C, 17°C y 21°C. Finalmente, esta técnica permitirá generar diversos escenarios bajo determinadas condiciones de funcionamiento con lo cual se obtendrá predicciones acertadas y de este modo determinar un conjunto de recomendaciones.

CAPÍTULO IV

4. MARCO DE ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo se presentarán los resultados de forma resumida de cada uno de los objetivos planteados, en donde se tiene resultados de validaciones que permitirán dar como verídico el modelo planteado, además, mediante la matriz de ensayos se realizarán las simulaciones para evaluar en primera instancia las variables principales como son el COP, la capacidad frigorífica y el consumo del compresor finalmente se evalúan las eficiencias volumétrica e isoentrópica, presión de descarga del compresor, flujo másico de refrigerante a la salida del compresor, temperatura de condensación del refrigerante, temperatura del aire a la salida del condensador, temperatura de evaporación del refrigerante y la temperatura del aire a la salida del evaporador, enmarcados en este análisis se presenta un análisis de todas las variables que intervienen en la transferencia de calor que se producen en los intercambiadores de calor, además, el trabajo realizado por el compresor. Esta información será importante al plantear diversos escenarios para realizar los posibles cambios de refrigerante con las 5 alternativas planteadas.

4.1 Validación del modelo termodinámico con datos de literatura

El modelo permitirá reproducir los fenómenos termodinámicos que se producen en el sistema de aire acondicionado automotriz, por tal motivo los valores simulados deben ser lo más aproximados a los resultados experimentales, con el fin de lograr esta aproximación se debe ajustar las áreas de las transferencias de calor, este ajuste debe ser coherente con las geometrías proporcionadas para vehículos del mismo segmento, otro parámetro a modificar es el valor de sobrecalentamiento mismo que indica si la cantidad de refrigerante que se dirige al evaporador es la indicada para lograr el enfriamiento y finalmente el subenfriamiento.

4.1.1 Comportamiento de los perfiles de temperaturas del condensador y evaporador

Para comprobar un buen funcionamiento de los intercambiadores de calor del sistema de aire acondicionado se debe verificar el comportamiento de los perfiles de temperatura en el condensador y en el evaporador, en los mismos que no deberían presentarse ningún cruce de temperaturas entre el refrigerante y el aire.

De acuerdo con el modelo implementado para intercambiadores de calor, se llegó a obtener los perfiles de temperatura asociado a la *Ilustración 4-1* y la *Ilustración 4-2* tanto para el evaporador como para el condensador respectivamente.

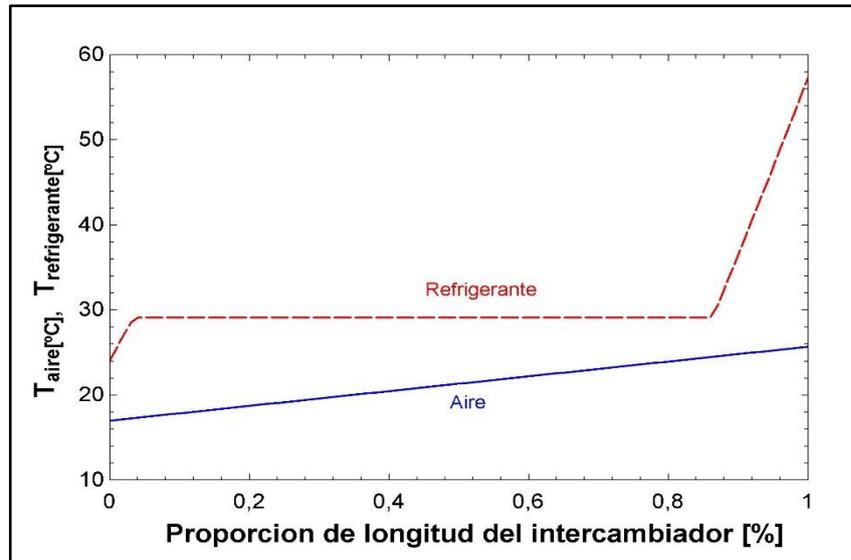


Ilustración 4-1: Perfil de temperaturas para el condensador

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

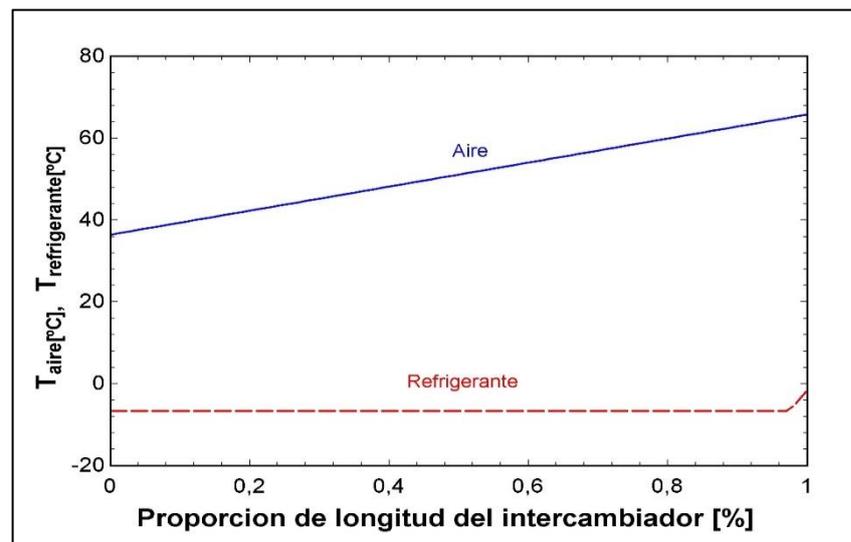


Ilustración 4-2: Perfil de temperaturas para el condensador

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

En los perfiles de temperaturas para el condensador se distinguen las tres zonas características: des-recalentamiento, condensación y sub-enfriamiento, las cuales fueron definidas en el capítulo

anterior. En el caso de un evaporador se presentan las dos zonas que se definieron en el modelo termodinámico: zona de evaporación y zona de recalentamiento.

4.1.2 Estado inicial del modelo

La configuración inicial del modelo presenta un comportamiento sumamente disperso de las principales variables a analizar, dado que no se ha realizado un ajuste significativo en las áreas y en los valores del sobrecalentamiento y subenfriamiento, algunos valores tienen una desviación mayor al 10% lo cual indica que las geometrías de los intercambiadores de calor deben ser modificadas hasta obtener un rango de variación aceptable. Usando los parámetros de funcionamiento proporcionado en la Tabla 3-1 y los siguientes valores para el área frontal del condensador equivalente a $0,1296m^2$, área frontal del evaporador equivalente a $0,036m^2$, Superheat de 4 y Subcooling de 5 se procede a realizar la primera evaluación del modelo proporcionando los siguientes resultados:

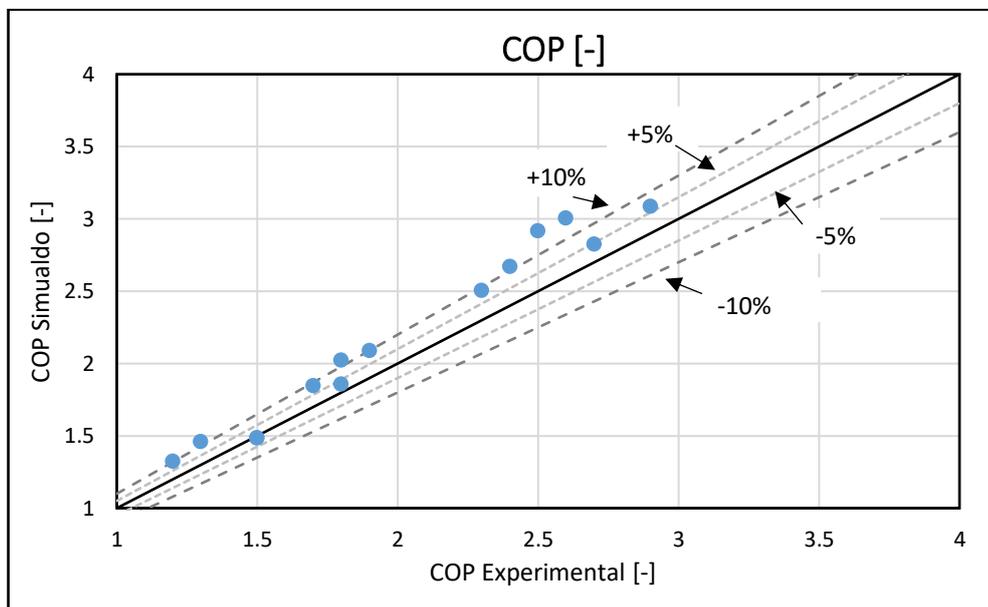


Ilustración 4-3: Validación del COP, SH de 4 y SC de 5

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Al analizar la Ilustración 4-3 se puede apreciar que dos valores de COP se encuentran fuera de la línea de tendencia del 10%, de la gráfica se puede verificar que existen dos valores que sobresalen de la tendencia del 10%, estos valores de COP se dan a bajas velocidades de giro del compresor, lo cual es un primer indicativo de posibles errores en la recolección de datos realizado en el

estudio experimental, se considera un comportamiento anormal ya que para velocidades bajas e intermedias el COP el resto de puntos tienen un comportamiento normal.

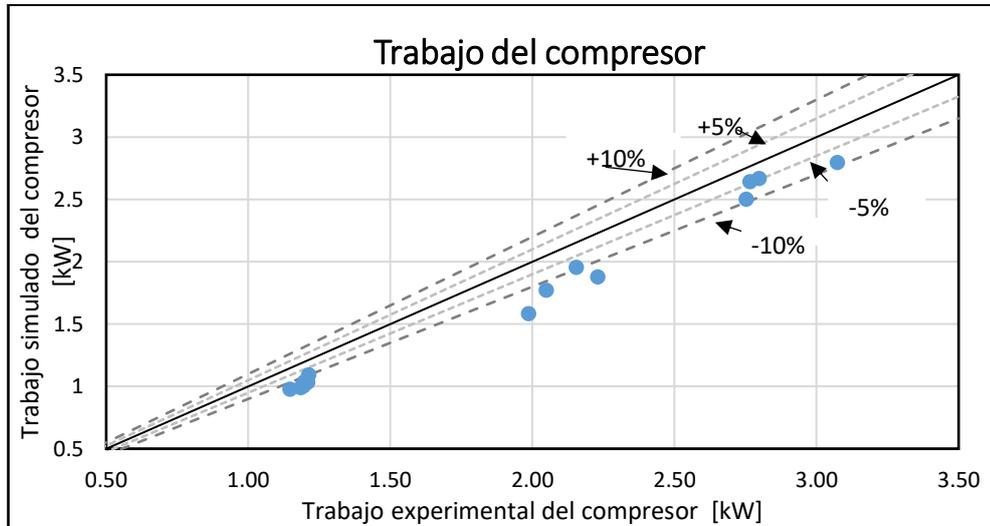


Ilustración 4-4: validación del consumo del compresor, fijando A_{cond} de $0,1296m^2$ y A_{ev} de $0,036m^2$, SH de 4 y SC de 5

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

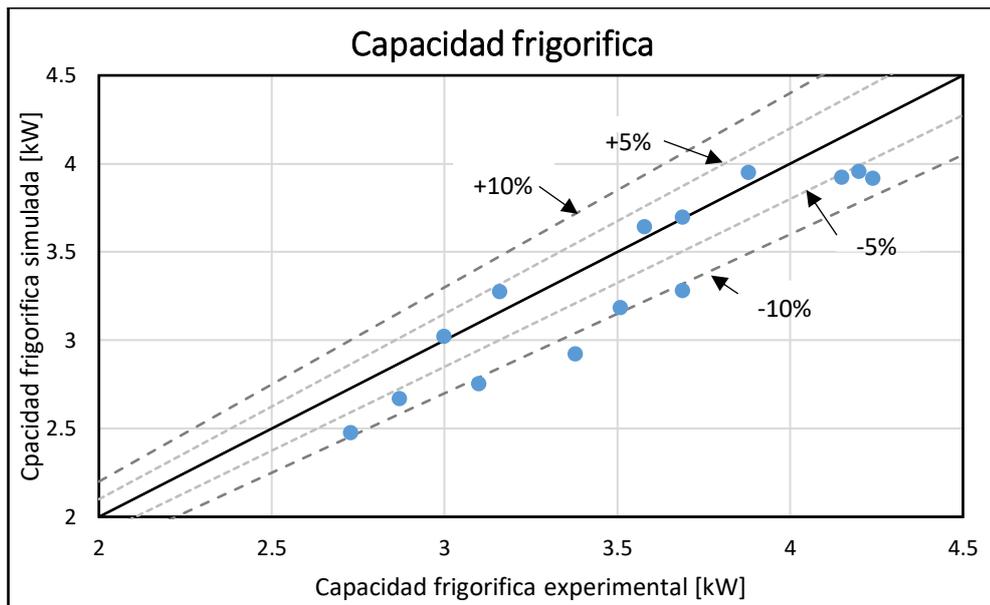


Ilustración 4-5: Validación de la capacidad frigorífica, fijando A_{cond} de $0,1296m^2$ y A_{ev} de $0,036m^2$, SH de 4 y SC de 5

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

En las Ilustración 4-4 e Ilustración 4-5 se muestra el trabajo del compresor y la capacidad frigorífica respectivamente en donde los datos descienden de la línea del 5%, por lo tanto, el trabajo del compresor y la capacidad frigorífica simulada son considerablemente inferiores a las experimentales.

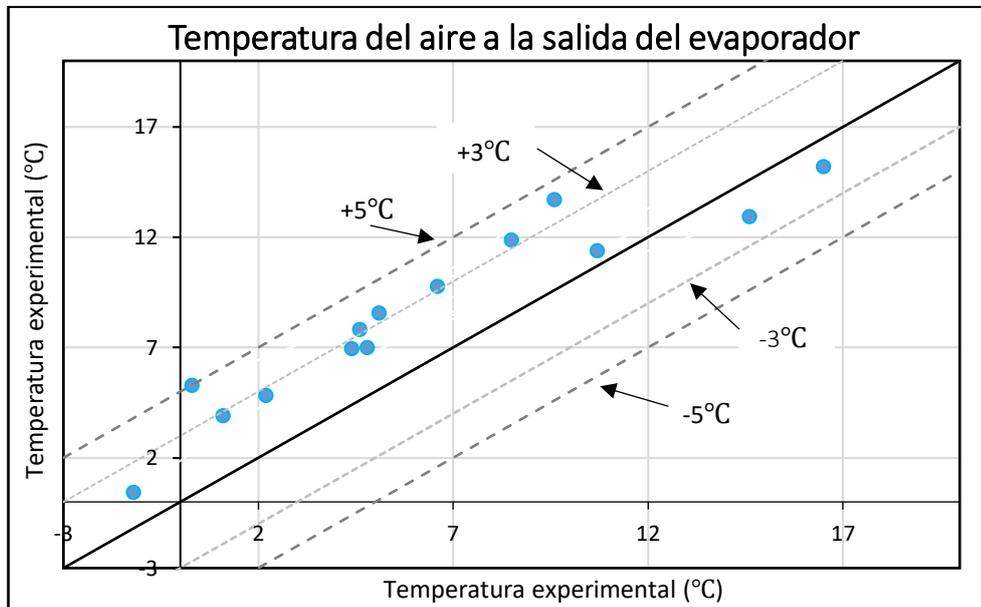


Ilustración 4-6: Validación de la temperatura del aire a la salida del evaporador, fijando A_{cond} de $0,1296m^2$ y A_{ev} de $0,036m^2$, SH de 4 y SC de 5

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

En la Ilustración 4-6 el comportamiento de la temperatura a la salida del evaporador resulta un tanto irregular ya que en el estudio experimental realizado por (Cuevas, Declaye and Lemort 2019) utiliza 14 puntos referenciales dentro de los cuales existen varios parámetros de funcionamiento que combinan diversas velocidades de giro del compresor, caudales masicos de aire a la entrada del evaporador, velocidad del aire a la entrada del evaporador y las temperaturas del aire a la entrada de los intercambiadores, por lo tanto, la dispersión se debe a que no se tienen condiciones uniformes para realizar el estudio.

Es importante analizar la relación existente entre la velocidad de giro del compresor y el coeficiente de rendimiento (COP) puesto que las velocidades ayudan a representar las condiciones de ralentí, conducción moderada y conducción por carretera, visto la Ilustración 4-7 se tiene que el sistema de aire acondicionado opera de mejor manera a bajas y medianas velocidades de giro

del compresor, esto se debe a que a velocidades moderadas el volumen del gas dentro del compresor es mayor ya que da más tiempo a que el ciclo de compresión de vapor se efectuó con tranquilidad.

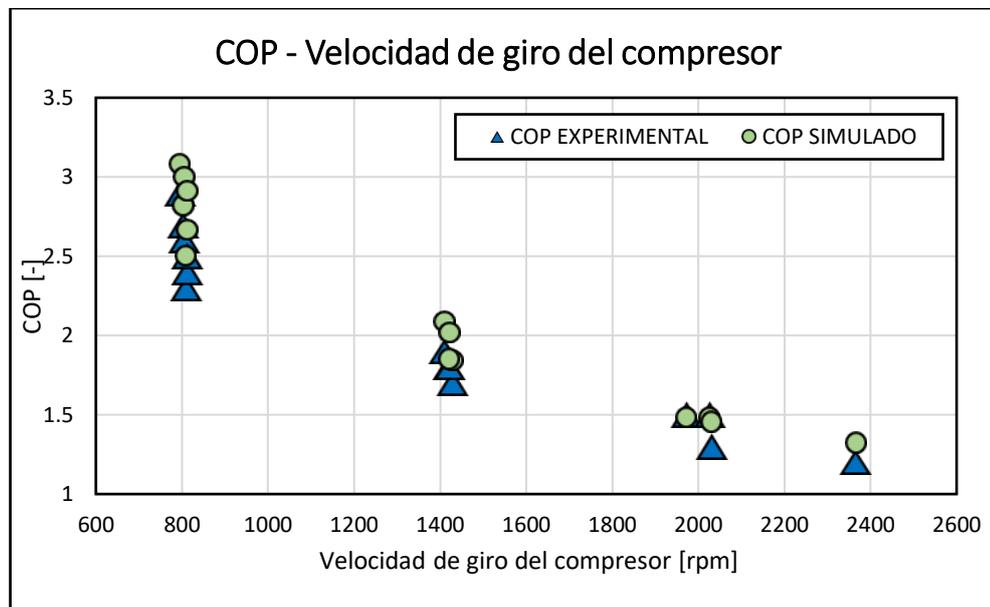


Ilustración 4-7: Comportamiento del COP en función de la velocidad de giro del compresor

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

4.1.3 Correcciones de área y ajuste del sobrecalentamiento y subenfriamiento

Una vez realizado el ajuste de áreas de los intercambiadores de calor los valores de las variables más significativas se han ido ajustando, esto permitirá obtener un modelo sin conflictos y así poder reproducir los fenómenos termodinámicos lo más preciso posible. Es importante aclarar que durante el ajuste de áreas y valores de sobrecalentamiento y subenfriamiento los datos en las gráficas únicamente se trasladan ya sea sobre el límite superior e inferior de la línea de tendencia central. Del mismo modo trabajando con los parámetros de entrada proporcionados en la *Tabla 3-1* y con un área del condensador de $0,196m^2$, área del evaporador equivalente a $0,084m^2$, superheat de 5 y subcooling de 5 se obtienen los siguientes resultados que servirán para la validación del modelo.

Los ajustes realizados permitieron que el 50% de los valores del COP se ajusten dentro de la línea del $\pm 5\%$, mientras que el 36% se encuentra dentro de la línea del $\pm 10\%$, finalmente se tiene dos

puntos que se quedan fuera de la línea del $\pm 10\%$ tal como se muestra en la Ilustración 4-8, visto el análisis anterior sobre el comportamiento del COP en función de la velocidad de giro del compresor se tiene un error que pudo deberse a la toma de datos en el estudio experimental.

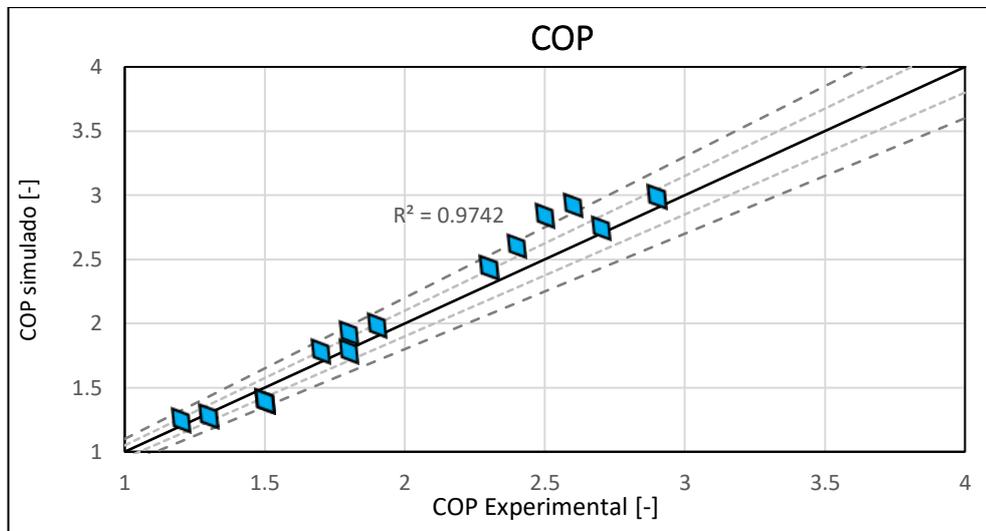


Ilustración 4-8: Validación del COP, fijando A_{cond} de $0,196m^2$ y A_{ev} de $0,084m^2$, SH de 5 y SC de 5

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

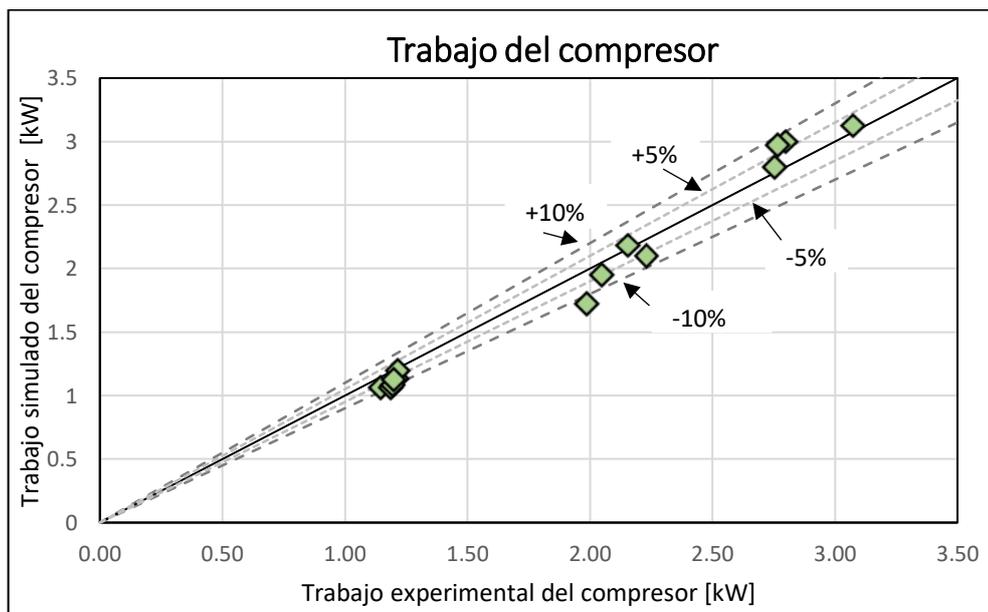


Ilustración 4-9: Validación del consumo del compresor, fijando A_{cond} de $0,196m^2$ y A_{ev} de $0,084m^2$, SH de 5 y SC de 5

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Los valores obtenidos para el trabajo del compresor mostrados en la Ilustración 4-9 indican que el 50% de los datos se han ajustado por debajo de la línea del $\pm 5\%$, el 43% se encuentra por debajo de la línea del $\pm 10\%$ y existe un punto que se encuentra en el límite de la línea de tendencia de -10% .

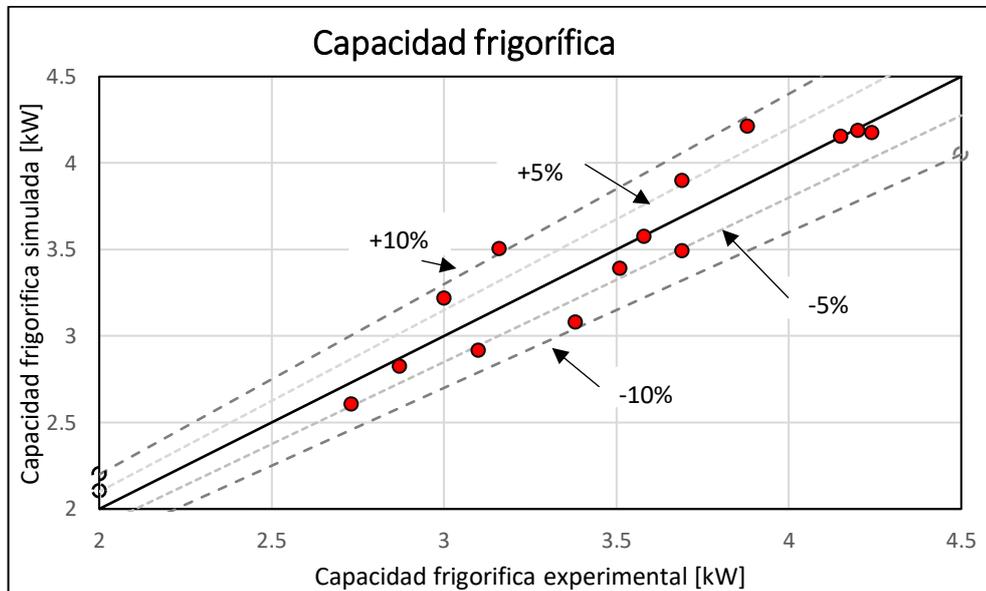


Ilustración 4-10: Validación de la capacidad frigorífica, fijando A_{cond} de $0,196m^2$ y A_{ev} de $0,084m^2$, SH de 5 y SC de 5

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

Los valores para la capacidad frigorífica de la Ilustración 4-10 proporcionan un ajuste bastante adecuado ya que el 57% de los valores se ajustan por debajo de la línea del $\pm 5\%$, el 36% restante de puntos se encuentran por debajo de la línea del $\pm 10\%$, del mismo modo se tiene inconvenientes en un punto ya que el valor de la capacidad frigorífica simulada resulta ser muy alta para el valor experimental.

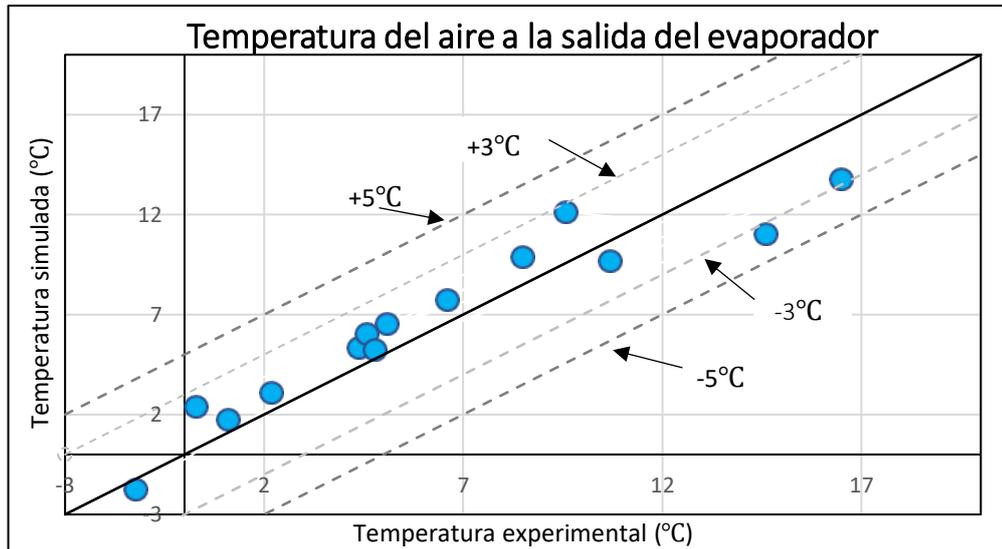


Ilustración 4-11: Validación de la Temperatura del aire a la salida del evaporador, fijando A_{cond} de $0,196m^2$ y A_{ev} de $0,084m^2$, SH de 5 y SC de 5

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Para la validación de la temperatura del aire a la salida del evaporador se agregan líneas que indiquen el cambio de temperatura únicamente en valor absoluto puesto que la variación de temperaturas no se da en porcentajes. Por lo tanto, en la Ilustración 4-11, el 93% de los datos se encuentran con una variación en la temperatura de $\pm 3^\circ C$, aquí únicamente se tiene un punto que se encuentra en el límite de la variación analizada.

4.1.4 Análisis estadístico de los variables sometidas a validación

El análisis RMSE indica cuan cerca están los puntos de datos estudiados del modelo planteado, por lo tanto, se tiene un ajuste bastante aproximado para el COP, trabajo del compresor y la capacidad frigorífica ya que el RMSE de los valores obtenidos son bajos. Los valores de las desviaciones máximas son cercanos a cero lo que indica poca variación entre los resultados experimentales y los simulados. El análisis del coeficiente de determinación (r^2) proporciona una buena credibilidad en los resultados de la validación puesto que se aproxima a uno, dando como resultado una aproximación casi perfecta en el modelado.

Tabla 4-1: Análisis estadístico de las variables validadas

Análisis estadístico	COP [-]	W_{comp} [kW]	Q_{ev} [kW]	$T_{air,out,ev}$ [°C]
RMSE	0,157	0,128	0,192	1,728

Desviación máxima	0,321	0,261	0,344	3,53
r^2	0,9742	0,9842	0,8671	0,8998

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Como se mencionó anteriormente, para poder obtener valores simulados muy cercanos a los experimentales se realizaron algunos ajustes de geometrías, mismos que se detallan en la *Tabla 4-2*.

Tabla 4-2: Geometrías de ajuste de los intercambiadores de calor

Características	Unidad	Condensador	Evaporador
Diámetro externo del tubo	[m]	0,007	0,006
Espesor de la pared del tubo	[m]	0,001	0,005
Número de fila	[-]	35,000	45,000
Número de circuitos	[-]	1,000	2,000
Altura del intercambiador	[m]	0,361	0,280
Ancho del intercambiador	[m]	0,544	0,300
Longitud del intercambiador en sentido del flujo del aire	[m]	0,060	0,180
Espesor de las aletas	[m]	0,000	0,000
Paso entre aletas	[m]	0,003	0,004

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

4.2 Evaluación del sistema de aire acondicionado automotriz

Para realizar la evaluación del desempeño del sistema de aire acondicionado, se presentará una de la tabla de datos obtenidas para cada refrigerante bajo condiciones de entrada nominales, cabe indicar que los datos de simulación obtenidos de la matriz de ensayo se presentaran en la sección de anexos.

Datos de entrada nominales:

$$n = 1600 \text{ rpm}$$

$$V_{air} = 2,283 \text{ m/s}$$

$$SH = 5K$$

$$SH = 5K$$

$$T. amb = 17^\circ\text{C}$$

Tabla 4-3: Datos obtenidos para varios refrigerantes

Refrigerante	$\dot{V}_{a.in,ev}$ [m ³ /s]	$T_{a.in,ev}$ [°C]	$T_{a.out,ev}$ [°C]	$T_{a.out,cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$q_{evaporador}$ [kW]	W_{real} [kW]	COP [-]	$T_{R,in,cond}$ [°C]
R-134a	0,15	25	-1,77	31,54	0,02	1039,00	0,58	0,61	3,63	1,62	2,24	76,62
		35	3,33	33,78	0,03	1142,00	0,58	0,62	4,19	1,85	2,27	78,50
	0,1	45	-0,68	32,90	0,03	1101,00	0,58	0,62	3,97	1,76	2,26	77,73
		55	3,00	34,71	0,03	1187,00	0,58	0,63	4,42	1,94	2,27	79,37
	0,08	65	0,60	34,28	0,03	1166,00	0,58	0,62	4,31	1,90	2,27	78,96
R-152a	0,15	25	-1,49	31,47	0,01	907,30	0,58	0,62	3,59	1,51	2,38	91,91
		35	3,62	33,66	0,02	993,30	0,58	0,63	4,15	1,71	2,42	92,92
	0,1	45	-0,33	32,83	0,02	960,00	0,58	0,63	3,94	1,64	2,41	92,48
		55	3,35	34,61	0,02	1032,00	0,58	0,63	4,39	1,80	2,44	93,48
	0,08	65	0,98	34,20	0,02	1015,00	0,58	0,63	4,29	1,76	2,43	93,23
R-1234yf	0,15	25	-1,23	31,38	0,03	1112,00	0,58	0,62	3,55	1,75	2,03	63,54
		35	4,03	33,53	0,04	1212,00	0,58	0,63	4,09	1,98	2,06	65,93
	0,1	45	0,15	32,74	0,04	1174,00	0,58	0,63	3,89	1,90	2,05	65,03
		55	4,00	34,49	0,04	1259,00	0,58	0,64	4,32	2,08	2,08	67,04
	0,08	65	1,68	34,10	0,04	1240,00	0,58	0,63	4,23	2,04	2,07	66,60
R-290	0,15	25	-5,21	35,33	0,02	1574,00	0,58	0,61	4,13	2,42	1,70	84,83
		35	-0,03	37,75	0,02	1712,00	0,58	0,62	4,67	2,73	1,71	86,73
	0,1	45	-5,00	36,46	0,02	1638,00	0,58	0,61	4,38	2,57	1,71	85,70
		55	-1,19	38,42	0,02	1751,00	0,58	0,62	4,82	2,81	1,71	87,30
	0,08	65	-4,14	37,76	0,02	1713,00	0,58	0,62	4,67	2,73	1,71	86,74
R-410A	0,15	25	-9,09	41,53	0,03	3133,00	0,60	0,53	4,70	3,62	1,30	123,20
		35	-4,09	44,88	0,04	3468,00	0,60	0,54	5,26	4,17	1,26	125,50
	0,1	45	-10,04	42,54	0,03	3232,00	0,60	0,54	4,87	3,78	1,29	123,90
		55	-6,38	45,22	0,04	3504,00	0,60	0,54	5,31	4,22	1,26	125,70
	0,08	65	-9,89	43,99	0,04	3376,00	0,60	0,54	5,11	4,02	1,27	124,80
R-32	0,15	25	-10,27	44,08	0,02	3221,00	0,61	0,51	4,88	3,69	1,32	173,40
		35	-5,51	47,69	0,03	3559,00	0,60	0,52	5,47	4,23	1,29	174,80
	0,1	45	-11,64	45,01	0,02	3305,00	0,61	0,52	5,03	3,83	1,31	173,70
		55	-8,22	47,86	0,03	3575,00	0,60	0,52	5,50	4,26	1,29	174,90
	0,08	65	-11,84	46,44	0,02	3438,00	0,61	0,52	5,27	4,04	1,30	174,30

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

4.2.1 Comparación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor para diferentes refrigerantes.

Para evaluar el buen funcionamiento del modelo del sistema de aire acondicionado se realizaron las gráficas de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor para los diferentes tipos de refrigerantes estudiados como se muestra en la *Ilustración 4-12*. Los refrigerantes en estudio tienen un comportamiento similar ya que se evaporan (4-5) y condensan (1-3) a temperatura constante para una presión en particular, sin embargo, hay que tener en cuenta que la temperatura de descarga del compresor (1) es la más crítica del sistema ya que es la temperatura más alta que va a experimentar en todo el ciclo, los valores de temperatura de descarga obtenidos para los refrigerantes R-410A y el R-32 superan la temperatura de trabajo por tal razón si un compresor trabaja a temperaturas mayores para las que fue diseñado tendrá un deterioro rápido, de la misma

manera el aceite lubricante al estar trabajando en temperaturas elevadas su viscosidad disminuirá comprometiendo el desgaste del compresor, por tal razón se puede determinar que estos refrigerante no podrían trabajar en un sistema de aire acondicionado automotriz. En cambio, para los refrigerantes R-134a, R-152a, R-1234yf y R-290 no se llega a superar la temperatura crítica de trabajo lo cual indica que se tiene un buen funcionamiento del sistema.

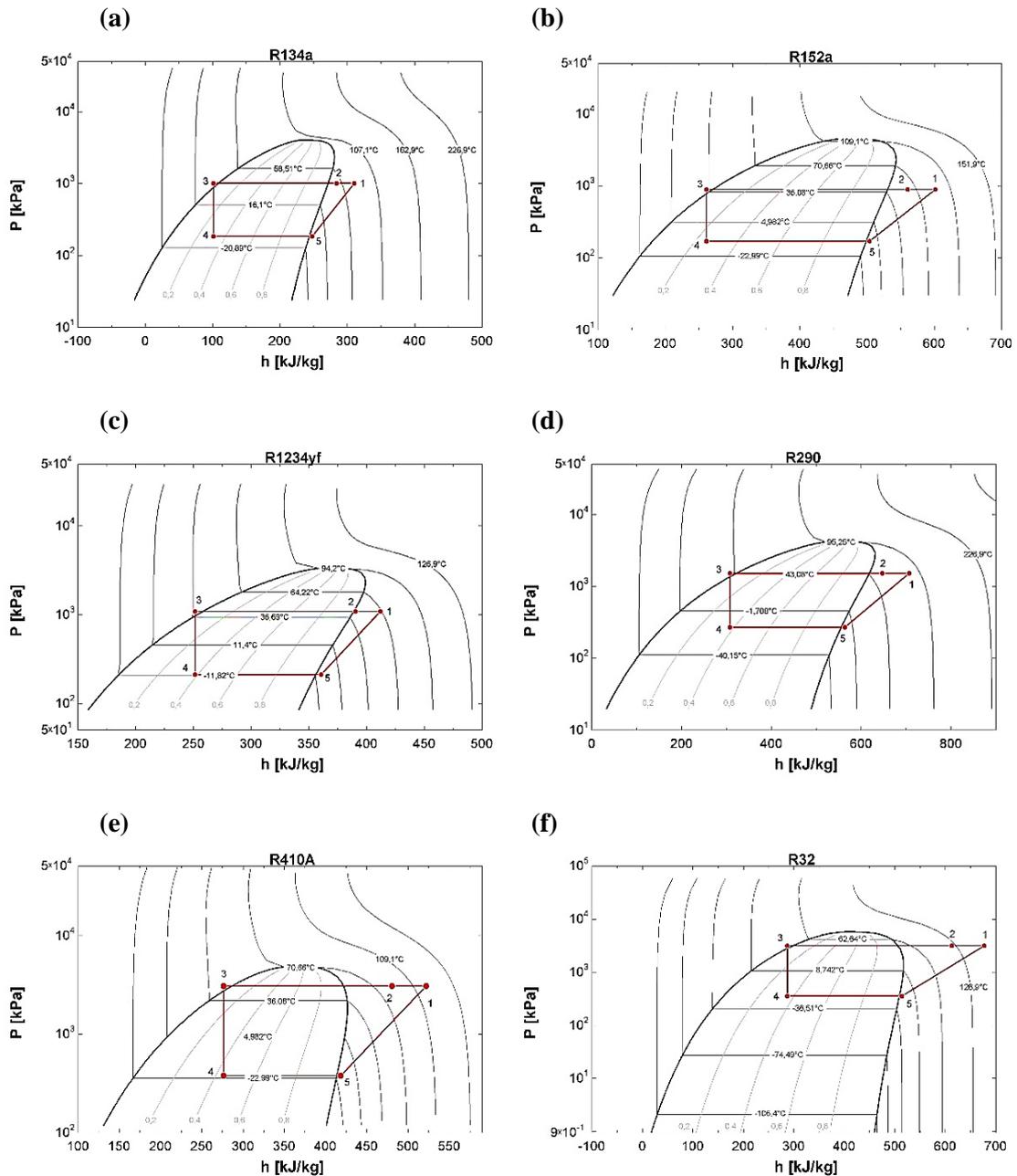


Ilustración 4-12: Diagrama P-h de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor para: (a) R-134a, (b) R-152a, (c) R-1234yf, (d) R-290, (e) R-410A y (f) R-32.

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

4.2.2 Influencia de la velocidad del compresor en el sistema de aire acondicionado para el R-134a.

Para determinar la influencia de la velocidad del compresor se toma en cuenta las velocidades de 800rpm, 1600rpm y 2400rpm, las temperaturas al interior del habitáculo están en el rango de 25°C a 65°C y la temperatura ambiente está tomada para un valor intermedio de 17°C.

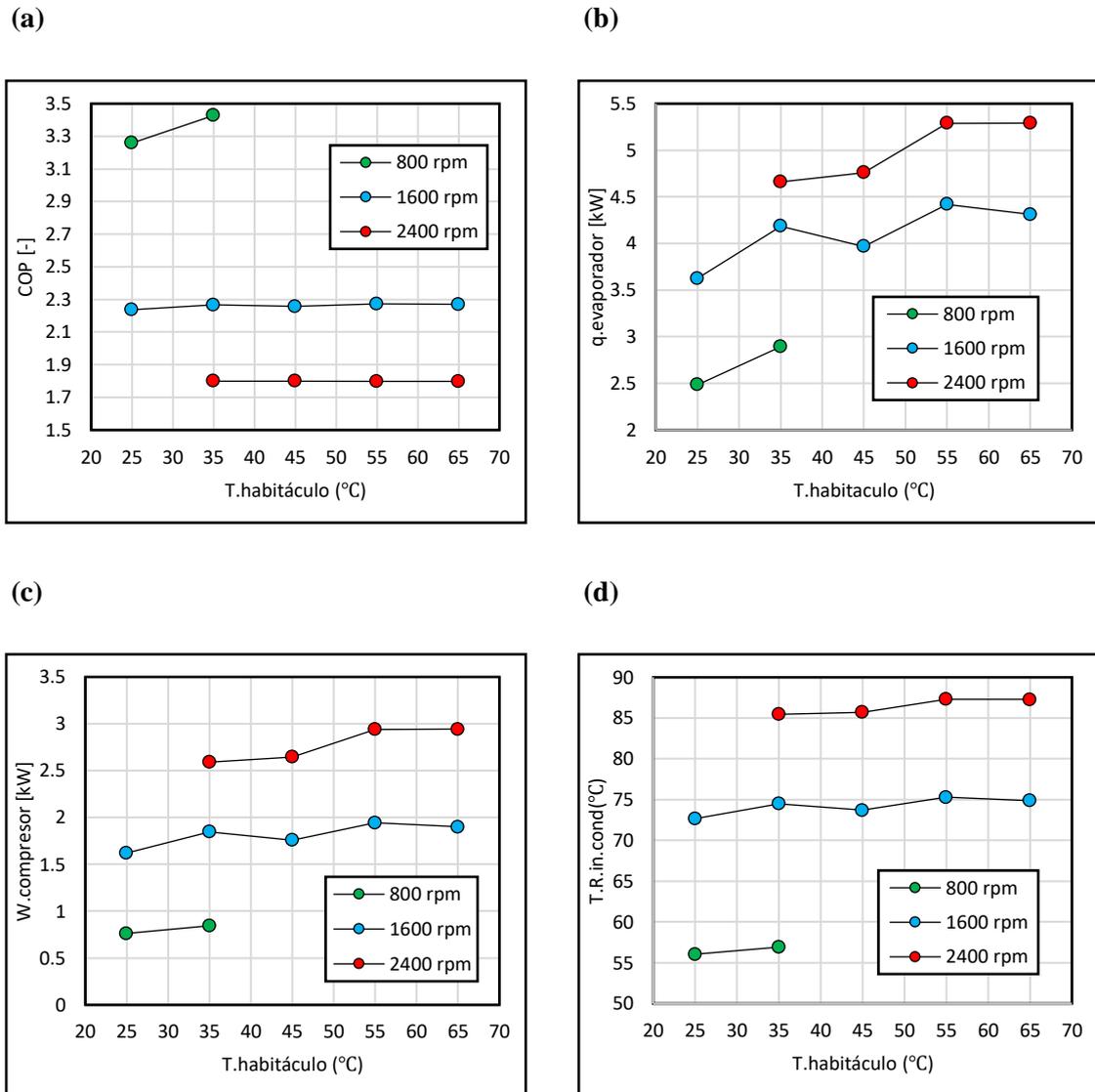


Ilustración 4-13: (a) Influencia de la velocidad del compresor en el COP, (b) Influencia de la velocidad del compresor en la capacidad de refrigeración, (c) Influencia de la velocidad del compresor en el trabajo del compresor, (d) Influencia de la velocidad del compresor en la temperatura de descarga del compresor.

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

Las evaluaciones realizadas para determinar la influencia de la velocidad del compresor en cada una de las variables muestran que a una velocidad de giro de 800 rpm que representa el estado de ralentí del motor de combustión interna únicamente se puede refrigerar hasta una temperatura en el rango de 25°C a 35°C ya que no existe suficiente flujo masico de refrigerante, para una velocidad de giro de 1600 rpm los resultados muestran que se tiene un rango amplio para la refrigeración del habitáculo que van desde 25°C a 65°C finalmente para velocidades de 2400 rpm la refrigeración se da sin ninguna dificultad.

La influencia de la velocidad de giro del compresor sobre el COP y la capacidad de refrigeración se muestra en la Ilustración 4-13 (a) y (b) respectivamente, estos resultados muestran que el COP del sistema de aire acondicionado disminuye en un 33,8% con el aumento en la velocidad de giro del compresor a 1600 rpm, para él caso de velocidades de 2400 rpm la disminución es del 90,5 %, todo esto con respecto a velocidades de 800 rpm, este comportamiento se da ya que a menor consumo de potencia en el compresor mayor es el COP, en cambio la capacidad de refrigeración respecto a las 800 rpm esta se incrementa en 40,4% y en 54,5% para las velocidades de 1600 rpm y 2400 respectivamente los valores bajos del COP a bajas velocidades se deben a que existe menos flujo masico del refrigerante.

La influencia de la velocidad de giro sobre el trabajo del compresor y la temperatura de descarga se muestran en la Ilustración 4-13 (c) y (d) respectivamente, el aumento en el consumo del compresor respecto a las 800 rpm son de un 19% y 107% para velocidades de 1600 rpm y 2400 rpm, de la misma manera en el caso de la temperatura de descarga el aumento respecto a las 800 rpm es de 17,59°C y 28,54°C para velocidades de 1600 rpm y 2400 rpm, los resultados muestran que el trabajo del compresor y la temperatura de descarga son menores a bajas revoluciones ya que al trabajar a bajas velocidades la presión de descarga es menor por ende la temperatura de salida será menor, la potencia del compresor es mayor a altas revoluciones ya que al aumentar la velocidad de giro el caudal masico de refrigerante aumenta por lo tanto se necesita más potencia de entrada para comprimir el refrigerante. Las altas temperaturas de descarga a velocidades elevadas resultan inevitables por que se tiene excesiva fricción y una alta energía de compresión del refrigerante.

4.2.3 Influencia de la temperatura ambiente en el sistema de aire acondicionado para el R-134a.

El efecto de la temperatura de condensación en el COP y capacidad de refrigeración se muestra en la Ilustración 4-14 (a) y (b) es evidente que el aumento de la temperatura de condensación conduce a una disminución en el COP dicho aumento respecto a 21°C es de 8% y 16 % para temperaturas ambiente de 17°C y 13,5°C respectivamente, de forma similar el incremento en la capacidad de refrigeración respecto a los 21°C es de 2,3% y 4,3% % para temperaturas ambiente de 17°C y 13,5°C respectivamente. Se tienen valores bajos de COP y capacidad de refrigeración a altas temperaturas ambiente ya que el trabajo del compresor aumenta incrementando del mismo modo la temperatura de descarga como se evidencia en la Ilustración 4-14 (c) y (d). Este comportamiento es muy normal ya que al tener una temperatura elevada se debe forzar el ciclo de compresión de vapor para poder evacuar la temperatura resultante del proceso en el condensador. Por tal motivo incrementa el trabajo del compresor disminuyendo el COP. Finalmente, para tener un mejor COP las temperaturas de condensación deben ser los más bajas posibles.

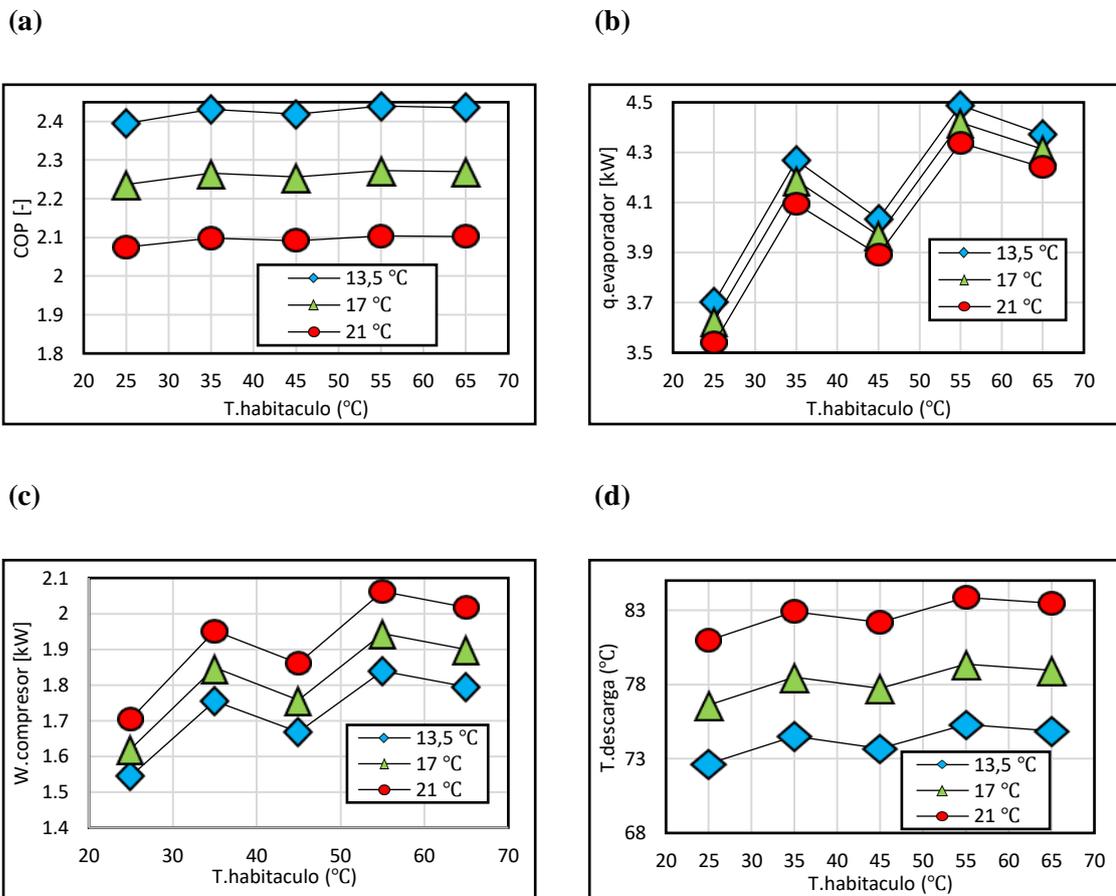


Ilustración 4-14: (a) Influencia de la temperatura ambiente en el COP, (b) Influencia de la temperatura ambiente en la capacidad de refrigeración, (c) Influencia de la temperatura ambiente en el trabajo del compresor, (d) Influencia de la temperatura ambiente en la temperatura de descarga.

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

4.2.4 Influencia de la velocidad del compresor en el sistema de aire acondicionado para el R-134a fijando el flujo volumétrico de aire a la entrada del evaporador

Para tener una mejor apreciación del comportamiento de los parámetros de evaluación se considera fijar un flujo volumétrico de $0,1\text{m}^3/\text{s}$, la temperatura ambiente en $17\text{ }^\circ\text{C}$, y las variables de entrada para la evaluación son: condiciones de operación del vehículo (Estacionado, ciudad y carretera) el mismo que toma en cuenta la velocidad de giro del compresor y la velocidad de aire a la entrada del condensador, la temperatura del habitáculo. Una vez fijado el flujo de aire y la temperatura ambiente, la tendencia de los resultados será lineal ya que no se producen cambios en muchas variables.

En la Ilustración 4-15 se puede apreciar de mejor manera el comportamiento de las variables analizadas, la relación de dependencia de la velocidad de giro del compresor muestra que a bajas velocidades se tendrá un menor trabajo y por ende una menor temperatura de descarga, de igual manera a bajas velocidades se tendrá una menor capacidad de refrigeración y un mejor COP, como se explicó en el apartado 4.2.2.

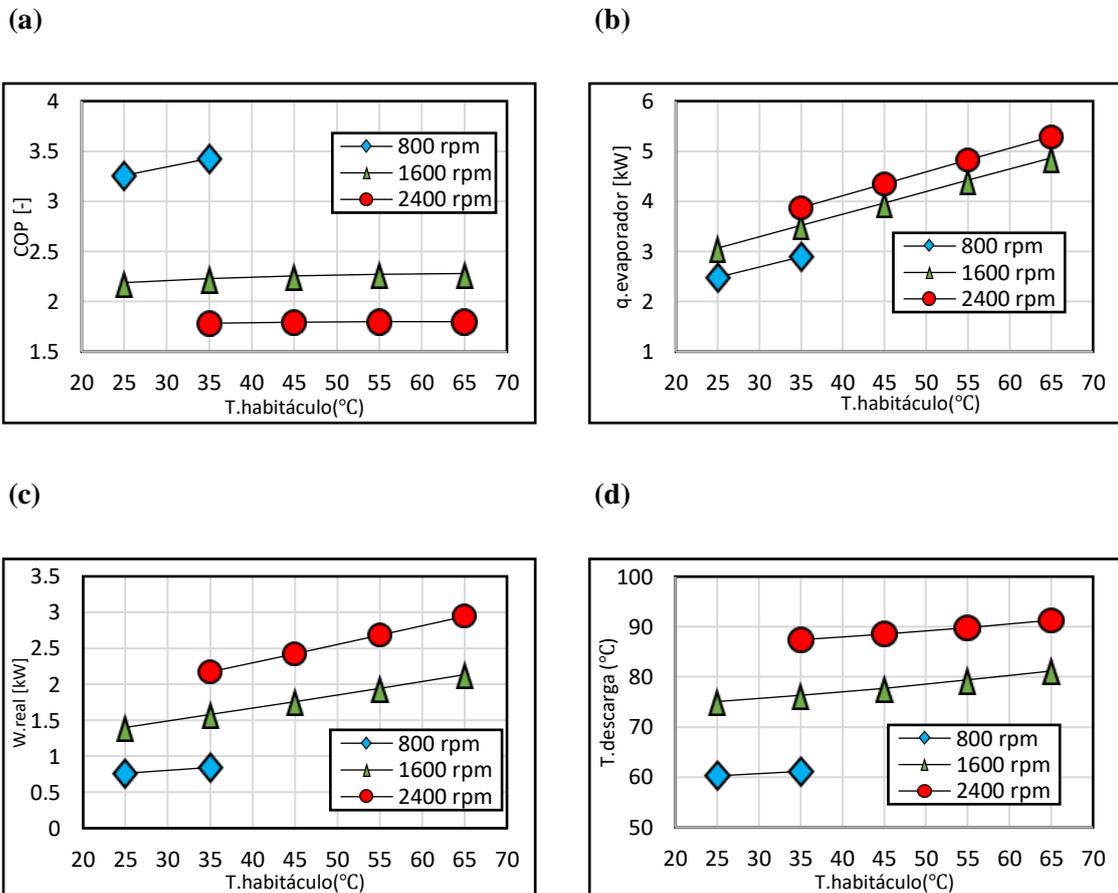


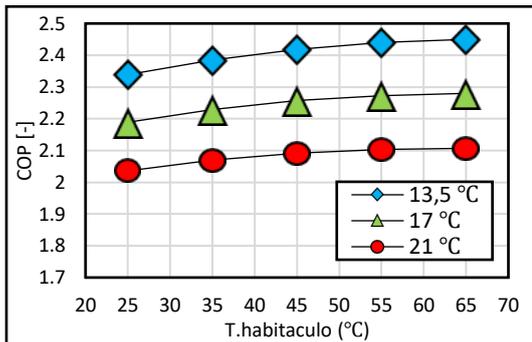
Ilustración 4-15: (a) Influencia de la velocidad del compresor en el COP, (b) Influencia de la velocidad del compresor en la capacidad de refrigeración, (c) Influencia de la velocidad del compresor en el trabajo del compresor, (d) Influencia de la velocidad del compresor en la temperatura de descarga del compresor.

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

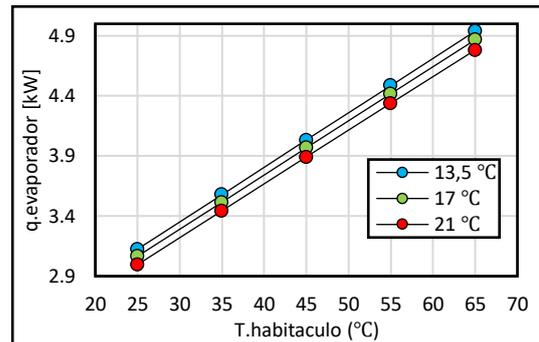
4.2.5 Influencia de la temperatura ambiente en el sistema de aire acondicionado para el R-134a fijando el flujo volumétrico del aire a la entrada del evaporador

Para la evaluación se considera fijar un flujo volumétrico de $0,1\text{m}^3/\text{s}$, velocidad del compresor de 1600rpm y velocidad del aire a la entrada del condensador de $2,283\text{m/s}$.

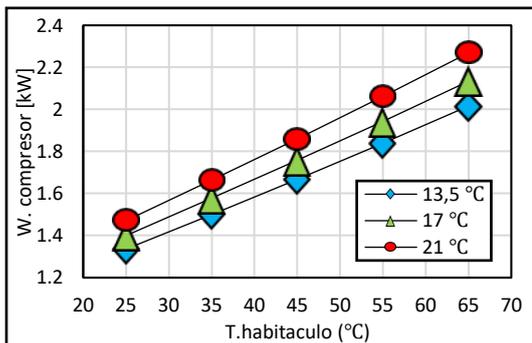
(a)



(b)



(c)



(d)

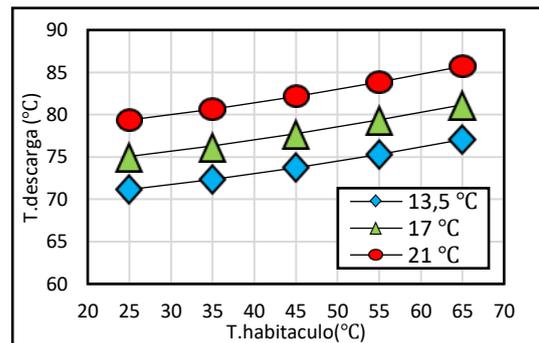


Ilustración 4-16: (a) Influencia de la temperatura ambiente en el COP, (b) Influencia de la temperatura ambiente en la capacidad de refrigeración, (c) Influencia de la temperatura ambiente en el trabajo del compresor, (d) Influencia de la temperatura ambiente en la temperatura de descarga.

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

En la Ilustración 4-16 se puede apreciar que a elevadas temperaturas de condensación se tendrá un mayor trabajo del compresor, puesto que el objetivo del aire acondicionado es absorber el calor

del aire a altas temperaturas dentro del habitáculo mediante el evaporador, mismo que será cedido al medio ambiente por medio del condensador y en este punto al tener altas temperaturas en el ambiente no se da una brecha adecuada para que el calor se disipe a gran velocidad por lo que se exige al compresor resultando de este trabajo una mayor temperatura de descarga y un menor COP, como se analizó en el apartado 4.2.3.

4.3 Comparativa del COP, capacidad frigorífica y consumo del compresor para varias condiciones de funcionamiento considerando los refrigerantes R-134a, R-152a, R-1234yf, R-290, R-410A, R-32.

En base la matriz de ensayo establecida en el capítulo 3 se presentan los resultados de la simulación energética del sistema de aire acondicionado, dado que se tomó un rango variante para las valores de entrada tales como el flujo volumétrico de aire hacia el evaporador, velocidad de aire hacia el condensador, temperatura ambiente, temperatura de habitáculo y la velocidad de giro del compresor, el comportamiento de las variables no será continuo puesto que para determinados rangos de temperaturas le corresponden distintos flujos de aire respectivamente como se muestra en la matriz de ensayo, finalmente, en función de los datos presentados en la *Tabla 4-3* se realiza un análisis gráfico del comportamiento de las variables principales del sistema de aire acondicionado para los distintos tipos de refrigerante.

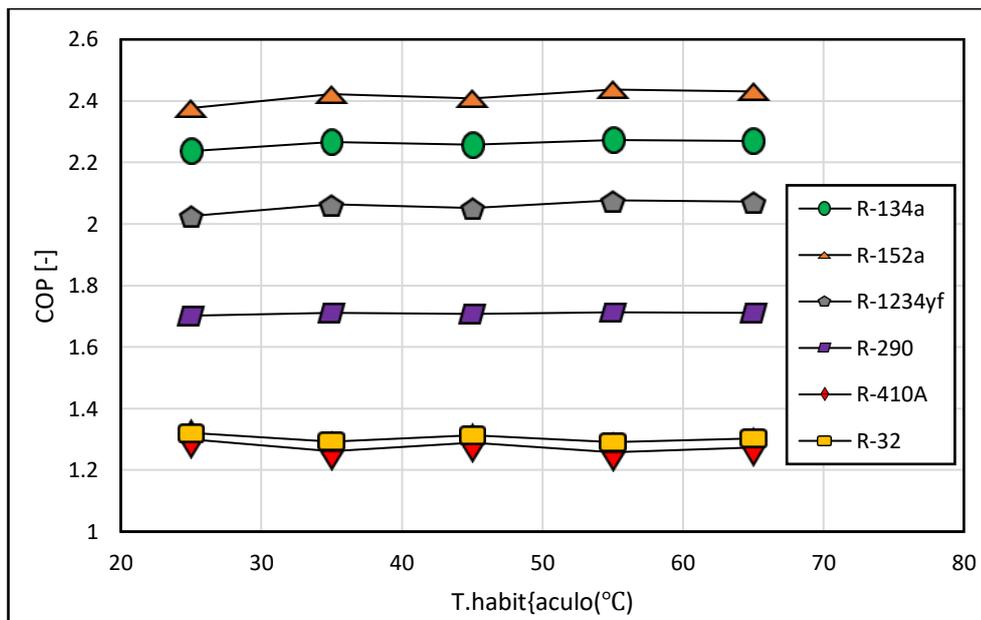


Ilustración 4-17: COP vs Temperatura de aire al ingreso del evaporador trabajando en el punto nominal, para varios refrigerantes.

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Para las condiciones nominales y a una temperatura en el habitáculo de 35°C, los resultados del COP para el R-152a resultan ser mayores en un 7% en comparación al R-134a esto se debe a que la eficiencia volumétrica del compresor al trabajar con R-152a es mayor, para el refrigerante R-1234yf tiene un COP menor en 9% y para los refrigerantes R-290, R-410A y R-32 tienen un COP significativamente inferior de 24%, 44% y 43% respectivamente.

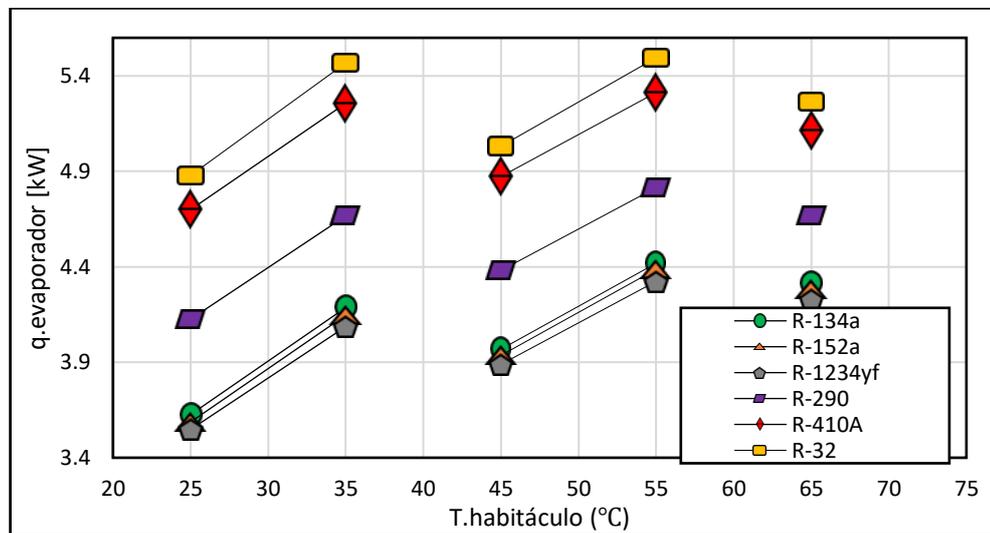


Ilustración 4-18: Capacidad de refrigeración vs Temperatura de aire al ingreso del evaporador trabajando en el punto nominal, para varios refrigerantes.

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

Con los mismos datos de entrada y en el mismo punto de análisis se observa la capacidad de refrigeración en la Ilustración 4-18 donde la capacidad de refrigeración para el R-152a y el R-1234yf son menores en un 1% y 2% respectivamente, para los refrigerantes R-290, R-410A y R-32 la capacidad es superior en un 11%, 26 y 31% respectivamente en comparación al R-134a.

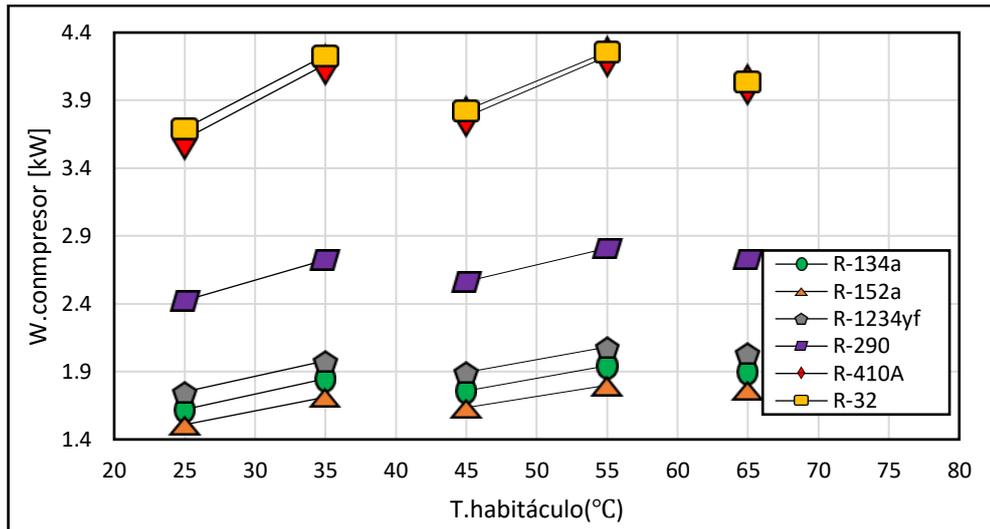


Ilustración 4-19: Consumo del compresor vs Temperatura de aire al ingreso del evaporador trabajando en el punto nominal, para varios refrigerantes.

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

En la Ilustración 4-19 se muestra el comportamiento del consumo del compresor para varios refrigerantes en estudio, donde se puede observar que el refrigerante R-152a, tiene un menor consumo energético en un 7% a comparación del R-134a, para los refrigerantes R-1234yf, R-290, R-410A y R-32 presentan un consumo mayor en un 7%, 47%, 125% y 129% respecto al R-134a.

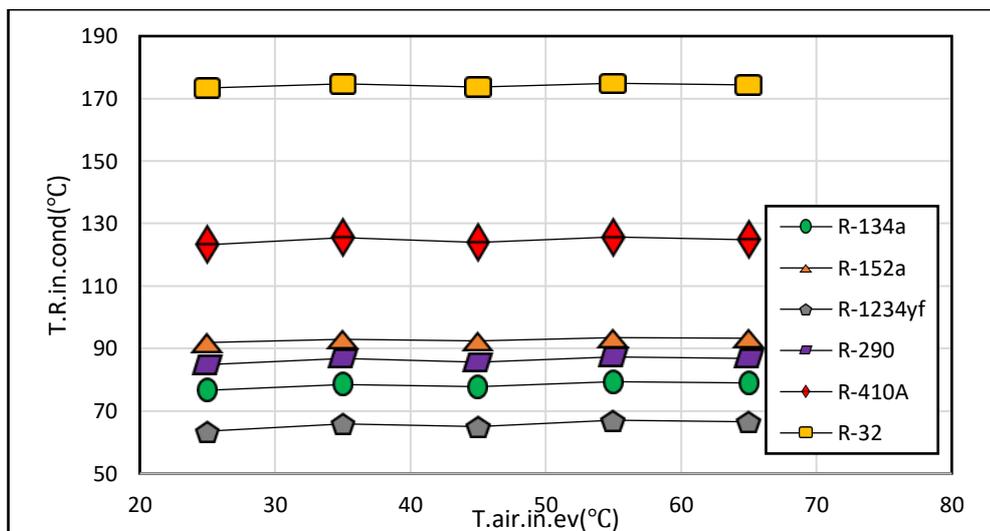


Ilustración 4-20: Temperatura de descarga del refrigerante vs Temperatura de aire al ingreso del evaporador trabajando en el punto nominal, para varios refrigerantes.

Realizado por: Silva D., Taípe M. 2022

En la Ilustración 4-20 se presenta el comportamiento de la temperatura de descarga del compresor para los refrigerantes en estudio, una vez analizado las principales variables de estudio se pone en evidencia que el sistema de aire acondicionado automotriz al trabajar con los refrigerantes R-290, R-410A y R-32 presenta un excesivo consumo del compresor de aire acondicionado propiciado un aumento en la temperatura de funcionamiento del compresor debido a las fricciones que experimenta por las altas velocidades de giro.

Tabla 4-4: Análisis de la variación de los resultados respecto al R-134a

Refrigerante	COP [-]	% COP	$q_{evaporador}$ [kW]	% $q_{evaporador}$	$W_{compresor}$ [kW]	% $W_{compresor}$	$T_{descarga}$ (°C)	Δ $T_{descarga}$ (°C)
R-134a	2,27	0%	4,19	0	1,85	0%	78,50	0
R-152a	2,42	7%	4,15	-1%	1,71	-7%	92,92	14,42
R-1234yf	2,06	-9%	4,09	-2%	1,98	7%	65,93	-12,57
R-290	1,71	-24%	4,67	11%	2,73	47%	86,73	8,23
R-410A	1,26	-44%	5,26	26%	4,17	125%	125,50	47,00
R-32	1,29	-43%	5,47	31%	4,23	129%	174,80	96,30

Realizado por: Silva D., Taipe M. 2022

La información proporcionada en la Tabla 4-4 pone en evidencia que los refrigerantes R-290, R-410A y R-32 presentan un aumento en el trabajo del compresor lo cual va a representar una carga mayor en el motor de combustión interna, disminuyendo la sensación de confort en la conducción, además un mayor trabajo por parte del compresor implica mayor consumo de combustible, en consecuencia, la cantidad de contaminantes emanados por el múltiple de escape se incrementarán. En vista que se está tratando de buscar una alternativa más ecológica al R-134a, los refrigerantes antes mencionados se descartan para el uso en sistemas de aire acondicionado automotriz.

Los refrigerantes R-152a, R-1234yf tienen un comportamiento parecido al refrigerante referencial, estos refrigerantes pueden ser considerados como sustitutos potenciales.

4.4 Modificación del sistema de aire acondicionado para la utilización de refrigerantes alternativos.

En vista que la mayoría de los refrigerantes tiene diferentes propiedades termodinámicas lo cual dificulta realizar un reemplazo directo del refrigerante como alternativas al R-134a, se pretende evaluar el cambio de geometrías del compresor o del evaporador de modo que el sistema proporcione la misma capacidad de refrigeración que al utilizar el R-134a.

Esta evaluación se realizó en condiciones de funcionamiento intermedias, las cuales son:

$$n = 1600 \text{ rpm}$$

$$V_{air} = 2,283 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$SH = 5K$$

$$SH = 5K$$

$$T. amb = 17^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_{air,in,ev} = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{Q}_{evap} = 3968 \text{ W}$$

A continuación, en la tabla 4-5 se presentan los resultados de la cilindrada del compresor para cada uno de los refrigerantes, además, se presenta el área del evaporador de tal manera que se obtenga la misma capacidad de refrigeración referencial del R-134a.

Tabla 4-5: Modificación de la geometría del compresor

Refrigerante	R-134a	R-152a	R-1234yf	R-290	R-410A	R-32
$V_{comp} [\text{cm}^3]$	161,30	166,50	176,10	108,40	49,78	56,86

Realizado por: Silva D., Taipei M. 2022

En base a estos resultados se evidencia que para obtener la misma capacidad de refrigeración manteniendo la misma dimensión del evaporador, la cilindrada del compresor al usar el refrigerante R-290, R-410A y R-32 debe ser significativamente menor en 33%, 69% y 65% respectivamente, ya que por las propiedades termodinámicas de los refrigerantes un compresor de alta cilindra obliga a que el refrigerante supere el límite de su temperatura crítica fácilmente y para las condiciones de evaluación los refrigerantes mencionados tienen una alta capacidad frigorífica, por lo que para equiparar la capacidad frigorífica la cilindrada del compresor debe ser inferior. Sin embargo, para el resto de los refrigerantes como el R-152a y R-1234yf la cilindrada debe ser superior en 3,22% y 9,5% respectivamente, esto se corrobora con los estudios realizados por (Alkan, Kolip and Hosoz 2021) ya que estos refrigerantes tienen menor capacidad de refrigeración, por lo que un aumento en la dimensión del compresor ayudara a tener mayor flujo de refrigerante por todo el sistema.

Tabla 4-6: Modificación de la geometría de evaporador

Refrigerante	R-134a	R-152a	R-1234yf	R-290	R-410A	R-32
$A_{evap} [\text{m}^2]$	0,0840	0,0885	0,0969	0,0508	0,0855	0,0631

Realizado por: Silva D., Taipei M. 2022

Como otra alternativa para realizar la adecuación del sistema de aire acondicionado para obtener la misma capacidad de refrigeración se puede considerar en modificar el área de transferencia de calor del evaporador manteniendo la cilindrada del compresor. En cuanto al tamaño del evaporador mostrado en la tabla 4-6 se requiere que se disminuya el área al trabajar con los refrigerantes R-290 y R-32, en 40% y 25% respectivamente, mientras que para los refrigerantes R-152a, R-1234yf, R-410A se requiere que el área sea relativamente mayor en 5,4%, 15,4% y 2% respectivamente.

Para los refrigerantes R-410A y R-32 al modificar las geometrías del compresor como del evaporador se logra conseguir una capacidad de refrigeración similar al R-134a, sin embargo, las temperaturas de descarga del compresor siguen siendo muy altas, dicho esto se ratifica que estos refrigerantes no son aptos para trabajar en un sistema de aire acondicionado automotriz.

En cuanto al sistema de aire acondicionado que utiliza R-134a, esta emplea una tubería flexible acomodadas por una capa interior de goma revestida de un trenzado de algodón, y una capa exterior más porosa de neopreno. Adicionalmente se suele utilizar tuberías de acero o aluminio en lugares cercanos a fuentes de producción de vibraciones como las del motor de combustión interna, en cuanto a las válvulas de servicio se encuentran la de alta presión y baja presión ubicados de manera accesible para actividades de servicio, en el caso del compresor es importante aclarar que no trabaja con aceites minerales, por lo que se debe hacer uso de aceites sintéticos denominados PAG que son a base de polialquilenglicol (Vidal et al. 2011). Es importante tener en cuenta estas consideraciones ya que para el caso de las tuberías se deben mantener las especificaciones.

4.5 Evaluaciones para el reemplazo directo de las alternativas de refrigerantes más viables

4.5.1 Consideraciones

- Dado que el compresor está expuesto a fricción o la corrosión de los elementos del sistema es posible que se formen sustancias sólidas y dañinas que resultarían perjudicial para el funcionamiento de los componentes del sistema de aire acondicionado, además, debido a que el refrigerante pueda estar impuro o se llegue a mezclas distintos refrigerantes existe la posibilidad que se formen ácidos que desgastan las mangueras y los anillos tóricos. Para superar este inconveniente es importante realizar la limpieza del sistema por el método que se considere más apropiados en cada caso.

- Para realizar el reemplazo de refrigerante se requiere del uso de una estación de servicio de aire acondicionado automotriz puesto que este equipo permite la recuperación y filtrado del gas refrigerante con lo cual se evita la contaminación del ambiente, otra de las ventajas de estas estaciones de servicio es que permiten separar la humedad, aceite y el propio refrigerante.
- La selección del lubricante se basa en diversos factores, incluidas las características de desgaste del compresor, la compatibilidad del material y la miscibilidad del lubricante con el refrigerante (Opteon™ YF 2018).

4.5.2 *Análisis del reemplazo con R-152a*

Este refrigerante es totalmente compatible para trabajar utilizando el mismo compresor, condensador, dispositivo de expansión, evaporador, filtro deshidratador y las juntas de instalación propias existentes del R-134a. En vista que no se requiere cambiar componentes del sistema no existirá inconvenientes al momento de realizar el reemplazo directo, las consideraciones que se deben tomar en cuenta son: la cantidad de refrigerante y su respectiva tolerancia que está en función del vehículo. En cuanto al aceite lubricante el R-152a es compatible con aceites sintéticos POE.

En vista que se puede realizar un reemplazo directo únicamente será necesario el pago por el alquiler de la estación de servicio de aire acondicionado y la mano de obra que están evaluados en alrededor de 50\$ y el costo de un cilindro de R-152a es de 35,50\$.

Por precaución se recomienda cambiar el filtro deshidratador y los anillos de las juntas (BEHR HELLA 2020), el precio referencial es de 20,40\$ y 10,99\$ respectivamente. Tomando en cuenta todas estas consideraciones el costo total para realizar el reemplazo por el R-152a en el presente año es de 116,89\$. Finalmente, para cada caso se recomienda seguir las especificaciones de los fabricantes del vehículo.

4.5.3 *Análisis del reemplazo con R-1234yf*

Los sistemas de aire acondicionado que emplean R-1234yf y R-134a son muy similares, aunque es necesario considerar ligeras diferencias de diseño, la diferencia significativa en un sistema R-1234yf es la adición de un componente conocido como intercambiador de calor en línea (IHX). El intercambiador de calor está ubicado dentro del acumulador dentro de la mayoría de los sistemas de tubos de orificio.

El IHX funciona bajo los mismos principios que cualquier otro intercambiador de calor, como un radiador o un intercooler. El refrigerante líquido sale del condensador; pasa a través de la cámara interior de este intercambiador, mientras que el gas refrigerante más frío sale del evaporador y atraviesa la cámara exterior del IHX en su camino hacia el compresor. Esto crea un efecto de subenfriamiento y ayuda a contrarrestar la capacidad de enfriamiento reducida del R-1234yf.

Este refrigerante no se puede mezclar con el R-134a ya que cambiará la presión del refrigerante y puede causar que el evaporador en el sistema se congele, reduciendo el flujo de aire al sistema, por esta razón es importante realizar una limpieza total del sistema para evitar que existan residuos que contaminen el refrigerante R-1234yf, de igual manera se recomienda reemplazar el filtro deshidratador y las juntas de instalación para evitar fugas.

Por seguridad en los vehículos que incorporan el sistema de aire acondicionado con el R-1234yf viene instalados racores de diferentes dimensiones para evitar confusiones en la carga con el R-134a al instante de utilizar una estación de servicio.

El R-134a es compatible con los aceites de poliolester (POE) y polialquilenglicol (PAG), Cabe señalar que el R-1234yf, aunque tenía una compatibilidad material similar al R-134a con los PAG disponibles en el mercado, no tenía el mismo nivel de miscibilidad. Por lo tanto, los PAG utilizados con HFO-1234yf deben ser aquellos PAG diseñados para usarse con R-1234yf.

En cuestión de precios de los componentes para realizar este cambio de refrigerante considerando el cambio del filtro deshidratador y las juntas de instalación se requiere una inversión de 300\$ a 450\$, mientras que un mantenimiento periódico una vez realizado el cambio de este refrigerante es de 100\$ aproximadamente (López - Edwin and Villacís - Edwin 2021).

CAPÍTULO V

5. MARCO PROPOSITIVO

5.1 Propuesta de trabajo futuro

Implementar un banco experimental de sistema de aire acondicionado automotriz para realizar comparaciones en el rendimiento únicamente para las alternativas más viables de refrigerantes, tales como el R-152a, R-1234yf, de tal forma que se pueda comparar los resultados experimentales con los proporcionados en el presente trabajo de investigación, es importante tomar en consideración los parámetros de entrada y los parámetros fijos para poder evaluar de manera adecuada las principales variables.

CONCLUSIONES

- En base a la revisión del estado del arte se determinó que existen diversos estudios con una serie de alternativas al R-134a, sin embargo, no se han encontrado estudios realizados en el país, por esta razón se planteó el estudio del comportamiento de diversas alternativas al R-134a en la región sierra centro. Esta revisión resulto importante para poder realizar comparaciones en cuanto al comportamiento del sistema en varias condiciones de funcionamiento y así poder dar como verídico los resultados obtenidos.
- En el trabajo realizado se implementó un modelo termodinámico que reproduce los fenómenos de la transferencia de calor aplicada a sistemas de aire acondicionado automotriz utilizando los principios de la termodinámica y transferencia de calor con la ayuda del software EES, el cual resulto adecuado para trabajar ya que ofrece varias opciones en donde se encuentran las propiedades físicas de los refrigerantes analizados.
- El modelo para el sistema de aire acondicionado fue validado con datos experimentales obtenidos en las fuentes bibliográficas referentes al tema de estudio, el modelo se validó con valores de coeficientes de determinación equivalentes a 0,9742 para el COP 0,8671 para la capacidad de refrigeración y para el trabajo del compresor de 0,9842, estos coeficientes tienen una aproximación cercana a la unidad por lo tanto el modelo planteado representa de manera adecuada los fenómenos termodinámicos y de transferencia de calor.

Con base en el enfoque numérico para el análisis del R-134a para el sistema de aire acondicionado automotriz se señalan las siguientes conclusiones:

- La velocidad de giro del compresor influye de manera directa en el COP, capacidad de refrigeración, trabajo del compresor y en la temperatura de descarga ya que al aumentar la velocidad de giro del compresor el trabajo del compresor será mayor debido a que el caudal masico aumenta, por esta razón necesitara más potencia para comprimir el refrigerante, en consecuencia el COP disminuirá al haber un mayor consumo de potencia del compresor, finalmente la temperatura de descarga aumenta, esto se da ya que a mayores velocidades la eficiencia isoentrópica será menor por tal razón la entalpia será mayor.
- La temperatura ambiente es un factor que influye directamente en el rendimiento del sistema puesto que al tener altas temperaturas del aire en el condensador la evacuación de calor

resultante de la refrigeración se dificulta requiriendo de esta manera un mayor trabajo del compresor, en el caso de bajas temperaturas el sistema tiene un buen comportamiento ya que la temperatura del aire en el habitáculo permanece cercana a la de confort y no se requiere forzar el compresor.

- Al analizar la influencia de la velocidad de giro del compresor se determinó que a bajas velocidades el sistema tiene un buen desempeño y a medida que las velocidades aumentan el desempeño disminuye ya que al incrementar la velocidad de giro del compresor se incrementa el trabajo de este.

Con base en el enfoque numérico para el análisis comparativo de varios refrigerantes para el sistema de aire acondicionado automotriz se señalan las siguientes conclusiones:

Teniendo en cuenta el trabajo del compresor, los refrigerantes R-290, R-410A y R-32 no son viables para trabajar en sistemas de aire acondicionado automotrices, debido a que presentan una pérdida de potencia del motor de combustión interna y un mayor consumo de combustible. A pesar de tener un comportamiento drástico en sistemas de aire acondicionado automotriz estos refrigerantes tienen buenas prestaciones para los sistemas de refrigeración no compacto (split). En el caso del R410 su aplicación se da para sistemas de refrigeraciones domésticos y comerciales en donde la potencia está en el orden de las decenas de kW, adicionalmente resultan convenientes para trabajar con bombas de calor reversible que anteriormente utilizaron R-22. También es usado en aplicaciones industriales y marítimas, esto ya que posee una alta capacidad de enfriamiento volumétrica. El R-290 es una elección de refrigerante natural que tiene como principales aplicaciones en sistemas herméticos de pequeñas dimensiones, como es el caso de congeladores domésticos con capacidad de 570L, refrigeradores y bombas de calor.

- En base a los resultados obtenidos en la simulación energética en cuanto al R-152a se obtuvo valores superiores para el COP en un 7%, la capacidad de refrigeración disminuye en un 1%, el consumo del compresor disminuye en un 7%, por lo tanto este refrigerante se puede usar con los componentes actuales de un sistema que trabaja con R-134a sin realizar ningún cambio, dado el caso que se requiera equiparar la diferencia en cuanto a la capacidad de refrigeración de este refrigerante la cilindrada del compresor debe ser un 3,22% mayor respecto a la cilindrada usando el R-134a, esto permitirá que se tenga mayor flujo masico aumentando así la capacidad de refrigeración. En cuanto al aceite lubricante y peso del sistema se espera que sean idénticos en

comparación al sistema referencial. Esta información es de vital importancia ya que al tener un peso y dimensión del compresor relativamente similar no se requerirá de un aumento en la demanda de potencia del motor de combustión interna, lo que significa que el consumo de combustible no se verá afectado. Además, es importante mencionar que el R-152a es compatible para trabajar con aceite similar al R-134a y requiere de menor torque de arranque a comparación del R-134a (C P Arora 2009).

- Al realizar la simulación energética con el R-1234yf se observa que el COP disminuye en un 9%, en tanto que la capacidad de refrigeración también se ve reducida en un 2%, sin embargo, el trabajo del compresor aumenta en un 7%, finalmente se tiene una temperatura de descarga inferior en 12,57°C esto se debe a que la temperatura de descarga también depende de las propiedades físicas del refrigerante, en el caso de utilizarlo como un reemplazo al R-134a se deberán realizar una modificación en el sistema de aire acondicionado utilizando un intercambiador de calor que permita compensar la baja capacidad de refrigeración que posee este refrigerante, también se plantea realizar un ajuste en la geometría del compresor aumentando la cilindrada del compresor en un 9%, o a su vez, conservando el tamaño del compresor se puede aumentar el tamaño del evaporador en 15,3%, de esta manera se logra aumentar la eficiencia del sistema de aire acondicionado.

RECOMENDACIONES

- Realizar un modelo para cada elemento que conforma el sistema de aire acondicionado para tener una mayor facilidad en la manipulación de variables ya que el modelo general es muy extenso, además, tener en cuenta que al unir los modelos de cada componente los valores de salida que serán valores de entrada para el siguiente componente deberán ser muy parecidos por que el programa puede llegar a dar errores.
- Debido a que el programa trabaja EES trabaja por medio de iteraciones, se deben realizar cambios de manera progresiva y se deben actualizar constantemente los valores guess esto permitirá que el programa guarde los valores de simulación actuales para los próximos datos de entrada, además, es importante realizar un modelo para cada tipo de refrigerante ya que estos poseen diferentes propiedades que no permitirán realizar los cambios en un solo modelo.
- Realizar estudios experimentales en el cual se pueda evaluar las variables estudiadas en este trabajo utilizando aquellos refrigerantes como posibles sustitutos al R-134a considerando las mismas condiciones de operación utilizadas en este trabajo de investigación.
- Para la manipulación de refrigerantes se debe hacer uso de los EPP tales como casco, guantes, botas y protección respiratoria ya que el contacto directo con el refrigerante puede ser perjudicial para la salud, para los taller destinados al trabajo con refrigerantes es importante disponer de ventilación para evitar acumulaciones de gas al interior del taller, así también deben contemplar el uso de estaciones de carga diseñadas para refrigerantes inflamables y por ultimo debe tener señalización para las zonas de riesgo.
- Para conocer la cantidad de refrigerante y la selección del lubricante es importante registrarse en las indicaciones establecidas por los fabricantes de vehículos.
- La revisión del sistema de aire acondicionado debe hacerse cada 12 meses en donde se pueda constatar el estado de todos los componentes, esta revisión incluye actividades como: inspección de los componentes, pruebas de funcionamiento y desinfectar el evaporador dado que en sus laminas se condensa agua provocando la acumulación de bacterias.

- El servicio de mantenimiento del sistema de aire acondicionado se debe realizar cada 2 años en donde se realicen las siguientes actividades: Registro visual de los componentes, ensayo de funcionamiento, cambio del filtro deshidratante, desinfección el evaporador, cambio del refrigerante puesto que el refrigerante se pierde reduciendo de forma inmediata la capacidad de refrigeración del sistema llegando a dañar el compresor, finalmente, se debe asegurar que el sistema no presente fugas.

BIBLIOGRAFÍA

ABRAHAM, J.D.A.P., MOHANRAJ, M., SELVAKUMAR, M. and RAJ, A.K. “Experimental assessments on R430A as an environment-friendly replacement to R134a in vehicle air conditioners”. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 43, no. 3(2021). ISSN 18063691. DOI 10.1007/s40430-021-02873-1.

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 (trabajo de titulación)(Maestría). Escuela Politécnica Nacional, Quito. 2016.

ALKAN, A., KOLIP, A. and HOSOZ, M. “Energetic and exergetic performance comparison of an experimental automotive air conditioning system using refrigerants R1234yf and R134a”. *Journal of Thermal Engineering*, vol. 7, no. 5(2021). pp. 1163–1173. ISSN 21487847. DOI 10.18186/thermal.978014.

ARNABAT, IDOIA. caloryfrio.com. *caloryfrio.com*. [En línea]. 09 noviembre 2018. Disponible en: <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/impacto-refrigerantes-en-medio-ambiente.html>.

ASHRAE. Designation and Safety Classification of Refrigerants. [en línea]. 2019 [Consulta: 11 August 2022]. Disponible en: www.ashrae.org.

BARLETTA, G. and ACEVEDO, O. *Manual-refrigeración-y-aire-acondicionado*.

BEHR HELLA. *CLIMATIZACIÓN DEL VEHÍCULO*.

BELMAN FLORES, BARROSO MALDONADO, MENDOZA MIRANDA, GALLEGOS MUÑOZ, RIESCO ÁVILA and RUBIO MAYA. *SIMULACIÓN ENERGÉTICA DE UN AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ TRABAJANDO CON REFRIGERANTES R-1234yf y R-134a. Memorias del XIX congreso internacional anual de la SOMIN (2013)*, pp. 1412-1421. ISBN 9786079530990.

C P ARORA. *REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING*. 2ªed. New Delhi; Tata McGraw-Hill, 2009. ISBN 978-0-07-008390-5.

CAJO - DENYS. ANÁLISIS CFD DE LA DISTRIBUCIÓN DE FLUJOS DE AIRE ACONDICIONADO EN EL INTERIOR DE UN VEHÍCULO. (Trabajo de Titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de mecánica. Riobamba.2021

CENK, ONAN; ERDEM, SERKAN. “R1234yf and R744 as alternatives to R134a at mobile air conditioners”. *Journal of Energy Systems*, vol. 5, no. 5(2021). pp. 284-295.

CUEVAS, C., DECLAYE, S. and LEMORT, V. “Experimental characterization of a reversible heat pump for hybrid and electric vehicles”. *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 11, no. 4 (2019). ISSN 16878140. DOI 10.1177/1687814019845806.

DENSO. Funcionamiento - Elementos A/C. [en línea]. 2018 [Consulta: 9 June 2022]. Disponible en: <https://www.denso-am.es/productos/automotive-aftermarket/climatizacion-y-termico-motor/elementos-ac/funcionamiento-elementos-ac/>.

DEPARTMENT OF AGRICULTURE WATER AND THE ENVIRONMENT. Ozone depleting substances. [en línea]. 2022 [Consulta: 5 May 2022]. Disponible en: [https://www.awe.gov.au/environment/protection/ozone/ozone-science/ozone-depleting-substances#:~:text=What%20is%20ozone%20depleting%20potential,trichlorofluoromethane%20\(CFC%2D11\)](https://www.awe.gov.au/environment/protection/ozone/ozone-science/ozone-depleting-substances#:~:text=What%20is%20ozone%20depleting%20potential,trichlorofluoromethane%20(CFC%2D11).).

DIEGO, J. and RUIZ, G. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL PARA EL CENTRO DE REGENERACIÓN DE REFRIGERANTES DE LA UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA [en línea] (Trabajo de Titulación). (Maestría) UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA. Medellín. 2012. [Consulta: 21 July 2022]. Disponible en: [https://repository.upb.edu.co/bitstream/handle/20.500.11912/26/TESIS%20REFRIGERANTE S.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repository.upb.edu.co/bitstream/handle/20.500.11912/26/TESIS%20REFRIGERANTE%20S.pdf?sequence=1&isAllowed=y).

ENVIRONMENTAL INVESTIGATION AGENCY. *Manual del Reglamento sobre gases fluorados en la UE* [en línea]. Noviembre 2015. [Consulta: 1 June 2022]. Disponible en: <https://ecodes.org/documentos-ecodes/category/13-informes-cambioclimatico-ecodes?download=295:manual-del-reglamento-sobre-gases-fluorados-en-la-ue-mantenerse-a-la-vanguardia-mientras-europa-reduce-los-hfc>.

GASSERVEI. R-410A. [en línea].2018. Disponible en: www.gas-servei.com.

GASSERVEI. Propano (R-290). [en línea]. 2019. Disponible en: www.gas-servei.com.

GASSERVEI. R-32. [en línea].2020. Disponible en: www.gas-servei.com.

GASSERVEI. R-134a. [en línea]. 2020. Disponible en: www.gas-servei.com.

GASSERVEI. R-1234yf. [en línea]. 2020. Disponible en: www.gas-servei.com.

GONZALES M., W. “MODELING AND EXPERIMENTAL PERFORMANCE EVALUATION OF PARALLEL FLOW MICRO-CHANNEL CONDENSERS”. *INVESTIGACION & DESARROLLO*, vol. 3, no. 1 (2003), pp. 42–47. ISSN 18146333. DOI 10.23881/idupbo.003.1-4i.

INAMHI. *Temperatura diaria agosto 2019 - agosto 2020*. 2020.

INEC. *Tabulados del Anuario de Transporte 2019*. 2020.

KREINTH-FRANK, MANGLIK-RAJ and BOHN-MARK. *Principios de TRANSFERENCIA DE CALOR*. 7ªed. México: Cengage Learning, 2012. ISBN 978-607-481-822-2.

LÓPEZ - EDWIN and VILLACÍS - EDWIN, 2021. *ESTUDIO COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TRABAJANDO CON R134a Y R1234yf PARA AUTOMOCIÓN* [en línea]. (Trabajo de Titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de mecánica. Riobamba. 2021. [Consulta: 21 August 2022]. Disponible en: <http://dspace.espoch.edu.ec/bitstream/123456789/15459/1/65T00377.pdf>.

MAHLE. *Gama de productos ¡BUEN TRABAJO!* [en línea]. 2021.[Consulta: 21 June 2022]. Disponible en: https://www.mahle-aftermarket.com/media/local-media-latin-america/great-work/pistons-range/mahle___brochure_es_web.pdf.

MEDINA DIEGO. *La Historia del Aire Acondicionado Automotor*. [blog]. [Consulta: 5 May 2022]. Disponible en: <https://www.monografias.com/trabajos5/aaaauto/aaaauto>.

MENDOZA MIRANDA, Juan Manuel; NAVARRO ESBRI, Joaquín; MOTA BABILONI, Adrián; BELMAN FLORES, Juan Manuel; RUBIO ARANA, José Cuauhtémoc; PERIS PÉREZ, Bernardo; MOLÉS RIBERA, Francisco. “Evaluación energética de los refrigerantes R1234yf y R152a como alternativa al R134a en sistemas de refrigeración”. *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, vol. 17, no. 2(2013). pp. 3-11.

NELLIS, Gregory. and KLEIN, S. *Heat transfer*. Wisconsin: Cambridge University Press. 2009. ISBN 9780521881074.

NISSENS AUTOMOTIVE A/S. COMPONENTES DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN. [en línea]. 2013. [Consulta: 24 May 2022]. Disponible en: <https://nissens.es/Files/Files/Booklets/AC/AC%20Pages/ES/AC%20Spain.pdf>.

NUOCHEN ZHANG, BIAO LI, LINGHAO FENG, YUANDE DAI. “Investigación sobre las propiedades termofísicas y el ciclo Actuaciones de R1234yf / R290 y R1234yf / R600a.”. *International Journal of Thermophysics*, vol. 42, no. 8(2021). pp.123.

ONAN, C. AND ERDEM, S. “R1234yf and R744 as alternatives to R134a at mobile air conditioners”. *Journal of Energy Systems*, vol. 5, no. 4 (2021). pp. 284-295.

OPTEON™ YF. *Automotive Refrigerant*.

OSWALDO FLORES LÓPEZ, W., LUCÍA LEÓN CORREDOR, O., ALMANZA, I., LOPES REIS, M., CÓRDOVA, M., MARTÍNEZ RODRIGUEZ, F., PANTOJA LIMA, C., SARRAIPA, J., INÉS CALDERÓN, D., GUTIERREZ RESTREPO, E. and CARLOS GUEVARA, J. *Manual de Validación*. [en línea]. 30 de Jun 2019. [Consulta: 24 May 2022]. Disponible en: https://acacia.red/wp-content/uploads/2019/09/Manual_de_validacion.pdf

PNUMA. *POTENCIAL DE CALENTAMIENTO GLOBAL (PCG) DE LOS REFRIGERANTES: ¿POR QUÉ SE USAN VALORES ESPECÍFICOS?* [blog]. Paris: 2016. Disponible en: www.unep.org/ozonacCon&&.

VIDAL, F.J., MAS, J.J., ÁNGEL GONZÁLEZ, M. *Sistemas de seguridad y confortabilidad*. Madrid -España: Editex, 2011. ISBN 978-84-9771-347-4.

YUNES - CENGEL and MICHAEL - BOLES. *Termodinámica*. 7ªed. Mexico; McGraw-Hill, 2011. ISBN 978-607-15-0743-3.

ANEXOS

ANEXO A: DATOS TABULADOS DE LAS EFICIENCIAS VOLUMÉTRICA E ISOENTRÓPICA DEL COMPRESOR

n (rpm)	Rp	n_{vol}	n_{iso}
360,000	3,300	0,630	0,620
368,000	3,150	0,719	0,685
792,000	3,800	0,714	0,654
794,940	3,780	0,715	0,654
797,880	3,770	0,715	0,654
800,820	4,050	0,705	0,654
803,760	4,415	0,692	0,654
806,700	4,416	0,692	0,654
809,640	4,418	0,692	0,654
812,580	4,700	0,681	0,654
815,520	4,790	0,678	0,654
818,460	4,850	0,676	0,654
821,400	4,870	0,675	0,654
824,340	4,810	0,677	0,654
827,280	5,050	0,668	0,654
830,220	5,100	0,667	0,654
833,160	5,150	0,665	0,654
836,100	5,300	0,659	0,654
839,040	5,300	0,659	0,654
841,980	5,500	0,652	0,654
844,920	5,450	0,654	0,654
847,860	5,550	0,650	0,654
850,800	5,630	0,647	0,654
853,740	5,700	0,645	0,654
856,680	5,800	0,641	0,654
859,620	5,900	0,637	0,654
862,560	5,930	0,636	0,654
865,500	6,050	0,632	0,654
868,440	6,200	0,626	0,654
871,380	6,230	0,625	0,654
874,320	6,360	0,620	0,654
877,260	6,430	0,618	0,654
880,200	6,650	0,610	0,654
883,140	7,190	0,590	0,654
886,080	7,200	0,590	0,654
889,020	7,250	0,588	0,654
891,960	7,570	0,576	0,654
894,900	7,630	0,574	0,654
897,840	7,800	0,568	0,654
1261,000	5,500	0,628	0,593

1276,960	5,550	0,626	0,594
1292,920	5,900	0,615	0,597
1308,880	6,000	0,612	0,598
1324,840	6,900	0,583	0,605
1340,800	7,210	0,573	0,607
1356,760	7,600	0,560	0,610
1372,720	7,800	0,554	0,612
1388,680	8,100	0,544	0,614
1404,640	8,130	0,543	0,614
1420,600	8,150	0,542	0,614
1436,560	8,200	0,541	0,614
1452,520	8,400	0,534	0,615
1468,480	8,410	0,534	0,615
1484,440	8,420	0,534	0,616
1500,400	8,423	0,534	0,616
1516,360	8,800	0,521	0,618
1532,320	8,900	0,518	0,618
1548,280	8,920	0,518	0,619
1564,240	9,000	0,515	0,619
1580,200	9,092	0,512	0,620
1596,160	9,150	0,510	0,620
1612,120	9,500	0,499	0,622
1628,080	9,300	0,505	0,621
1644,040	9,400	0,502	0,621
1660,000	11,000	0,450	0,629
1908,000	6,600	0,580	0,577
1932,600	6,830	0,571	0,576
1957,200	7,550	0,545	0,575
1981,800	7,800	0,536	0,575
2006,400	8,300	0,518	0,574
2031,000	10,350	0,444	0,571
2366,000	9,150	0,430	0,528
2375,750	9,230	0,429	0,529
2385,500	11,700	0,381	0,563
2395,250	11,710	0,381	0,564
2405,000	12,200	0,371	0,570
2866,000	12,100	0,320	0,500

ANEXO B: PERFIL DE TEMPERATURAS PARA LA CIUDAD DE RIOBAMBA DURANTE EL PERIODO SEPTIEMBRE 2019 A AGOSTO 2020

	M/H	10	11	12	13	14	15	16	17
2019	SEPTIEMBRE	15,1	17,7	18,9	18,5	18,8	18,4	17,2	16,6
	OCTUBRE	14,9	16,5	17,5	18,0	18,5	18,6	18,0	16,6
	NOVIEMBRE	16,7	18,3	19,4	20,1	20,3	19,9	19,1	17,7
	DICIEMBRE	16,7	18,2	19,5	20,2	20,1	19,8	18,8	17,3
	ENERO	16,1	17,8	19,5	20,2	20,3	20,1	19,5	17,8
2020	FEBRERO	15,8	17,8	19,3	19,9	20,3	20,2	19,8	18,3
	MARZO	16,7	18,2	19,5	20,4	20,8	20,7	20,0	18,7
	ABRIL	16,0	17,8	19,0	19,7	19,8	19,3	18,4	17,1
	MAYO	16,1	18,0	19,2	19,6	20,0	19,4	18,6	17,2
	JUNIO	14,7	16,5	17,6	18,4	18,8	18,8	18,3	16,7
	JULIO	13,5	15,2	16,2	17,2	17,5	17,6	17,0	15,5
	AGOSTO	15,0	17,5	19,1	19,7	19,7	19,3	18,6	16,9

ANEXO C: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-134A, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$\dot{V}_{air.in.ev}$ [m ³ /s]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$Q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]	
800	1,942	13,5	0,1	25	-3,15	23,83	0,02	782,70	0,64	0,70	-3,69	2,53	0,71	3,55	56,05	
				35	1,46	25,39	0,02	839,40	0,64	0,71	0,28	2,94	0,79	3,74	56,92	
		17	0,1	25	-2,65	27,45	0,02	865,20	0,64	0,70	-3,07	2,48	0,76	3,26	60,23	
				35	2,00	29,05	0,02	927,20	0,64	0,70	0,94	2,89	0,84	3,43	61,14	
		21	0,1	25	-2,07	31,58	0,02	966,70	0,65	0,69	-2,35	2,43	0,82	2,98	64,85	
				35	2,63	33,22	0,02	1035,00	0,64	0,70	1,72	2,83	0,91	3,12	65,82	
1600	2,283	13,5	0,15	25	-2,28	27,88	0,02	944,80	0,58	0,62	-6,79	3,70	1,55	2,40	72,67	
				35	2,77	30,07	0,03	1039,00	0,58	0,63	-2,88	4,27	1,76	2,43	74,51	
			0,1	45	-1,37	29,16	0,03	999,00	0,58	0,63	-4,46	4,03	1,67	2,42	73,71	
				55	2,27	30,93	0,03	1077,00	0,58	0,63	-1,42	4,49	1,84	2,44	75,31	
		0,08	65	-0,21	30,48	0,03	1057,00	0,58	0,63	-2,17	4,37	1,80	2,44	74,89		
			17	0,15	25	-1,77	31,54	0,02	1039,00	0,58	0,61	-6,06	3,63	1,62	2,24	76,62
					35	3,33	33,78	0,03	1142,00	0,58	0,62	-2,09	4,19	1,85	2,27	78,50
			0,1	45	-0,68	32,90	0,03	1101,00	0,58	0,62	-3,61	3,97	1,76	2,26	77,73	
		55		3,00	34,71	0,03	1187,00	0,58	0,63	-0,52	4,42	1,94	2,27	79,37		
		0,08	65	0,60	34,28	0,03	1166,00	0,58	0,62	-1,24	4,31	1,90	2,27	78,96		
			21	0,15	25	-1,16	35,71	0,03	1155,00	0,58	0,60	-5,20	3,54	1,71	2,08	80,97
					35	3,99	38,01	0,03	1268,00	0,58	0,61	-1,16	4,09	1,95	2,10	82,91
0,1	45		0,13	37,16	0,03	1226,00	0,58	0,61	-2,61	3,89	1,86	2,09	82,17			
	55	3,87	39,03	0,03	1321,00	0,58	0,62	0,55	4,34	2,06	2,10	83,86				
0,08	65	1,55	38,62	0,03	1300,00	0,58	0,61	-0,13	4,24	2,02	2,10	83,48				
	2400	3,004	13,5	35	-0,60	28,82	0,03	1026,00	0,51	0,56	-7,43	4,75	2,48	1,92	85,46	
				0,15	45	-1,19	29,13	0,03	1040,00	0,51	0,57	-6,90	4,84	2,52	1,92	85,72
				0,12	55	2,60	30,88	0,04	1126,00	0,51	0,57	-3,94	5,37	2,80	1,92	87,30
0,1				65	1,13	30,87	0,04	1126,00	0,51	0,57	-3,96	5,37	2,80	1,92	87,29	
17	0,15	35	0,01	32,54	0,03	1128,00	0,51	0,55	-6,57	4,66	2,59	1,80	89,38			
		45	-0,49	32,88	0,03	1145,00	0,51	0,56	-5,99	4,76	2,65	1,80	89,66			
		0,12	55	3,34	34,69	0,04	1240,00	0,51	0,56	-2,97	5,29	2,94	1,80	91,29		
		0,1	65	1,94	34,70	0,04	1240,00	0,51	0,56	-2,96	5,29	2,94	1,80	91,30		
21	0,15	35	0,73	36,77	0,03	1254,00	0,52	0,54	-5,55	4,56	2,72	1,68	93,67			
		45	0,34	37,15	0,03	1274,00	0,52	0,54	-4,91	4,67	2,78	1,68	94,00			
		0,12	55	4,22	39,02	0,04	1379,00	0,51	0,55	-1,82	5,19	3,10	1,67	95,68		
		0,1	65	2,92	39,06	0,04	1381,00	0,51	0,55	-1,76	5,20	3,11	1,67	95,72		

ANEXO D: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-152A, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$\dot{V}_{air.in.ev}$ [m ³ /s]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]	
800	1,942	13,5	0,1	25	-2,51	23,62	0,01	687,50	0,64	0,71	-3,02	2,47	0,66	3,77	66,31	
				35	2,19	25,14	0,01	735,40	0,64	0,72	1,04	2,88	0,72	4,00	66,16	
		17	0,1	25	-2,09	27,27	0,01	760,10	0,64	0,70	-2,49	2,43	0,70	3,46	71,26	
				35	2,64	28,83	0,01	812,50	0,64	0,71	1,60	2,83	0,77	3,66	71,15	
		21	0,1	25	-1,59	31,42	0,01	849,40	0,64	0,69	-1,87	2,38	0,76	3,16	76,71	
				35	3,18	33,03	0,01	907,60	0,64	0,70	2,26	2,78	0,84	3,33	76,66	
1600	2,283	13,5	0,15	25	-1,94	27,77	0,01	824,60	0,58	0,63	-6,46	3,65	1,44	2,54	87,24	
				35	3,14	29,91	0,02	903,40	0,57	0,64	-2,54	4,22	1,62	2,60	88,22	
			0,1	45	-0,92	29,06	0,02	871,50	0,58	0,64	-4,06	3,99	1,55	2,58	87,77	
				55	2,73	30,79	0,02	937,40	0,57	0,64	-1,02	4,45	1,70	2,61	88,74	
		0,08	65	0,29	30,38	0,02	921,20	0,57	0,64	-1,74	4,34	1,66	2,61	88,48		
			17	0,15	25	-1,49	31,47	0,01	907,30	0,58	0,62	-5,83	3,59	1,51	2,38	91,91
					35	3,62	33,66	0,02	993,30	0,58	0,63	-1,87	4,15	1,71	2,42	92,92
			0,1	45	-0,33	32,83	0,02	960,00	0,58	0,63	-3,33	3,94	1,64	2,41	92,48	
		55		3,35	34,61	0,02	1032,00	0,58	0,63	-0,25	4,39	1,80	2,44	93,48		
		0,08	65	0,98	34,20	0,02	1015,00	0,58	0,63	-0,94	4,29	1,76	2,43	93,23		
			21	0,15	25	-0,97	35,66	0,01	1009,00	0,58	0,61	-5,09	3,51	1,59	2,21	97,02
					35	4,18	37,92	0,02	1103,00	0,58	0,62	-1,08	4,07	1,81	2,25	98,07
0,1	45		0,37	37,12	0,02	1069,00	0,58	0,61	-2,47	3,87	1,73	2,24	97,64			
	55	4,09	38,95	0,02	1148,00	0,58	0,62	0,65	4,32	1,91	2,26	98,68				
0,08	65	1,79	38,57	0,02	1131,00	0,58	0,62	0,00	4,22	1,87	2,26	98,44				
	2400	3,004	13,5	35	-0,33	28,80	0,02	892,70	0,51	0,57	-7,24	4,71	2,31	2,04	103,10	
				0,15	45	-0,89	29,11	0,02	905,20	0,51	0,57	-6,70	4,81	2,35	2,04	103,20
				0,12	55	2,89	30,84	0,02	977,00	0,51	0,58	-3,76	5,34	2,60	2,05	104,20
0,1				65	1,44	30,83	0,02	976,90	0,51	0,58	-3,77	5,34	2,60	2,05	104,20	
17	0,15	35	0,20	32,54	0,02	981,40	0,51	0,56	-6,50	4,64	2,42	1,92	107,70			
		45	-0,28	32,88	0,02	996,00	0,51	0,56	-5,91	4,74	2,47	1,92	107,90			
		0,12	55	3,53	34,66	0,02	1075,00	0,51	0,57	-2,94	5,27	2,73	1,93	108,90		
		0,1	65	2,14	34,68	0,02	1075,00	0,51	0,57	-2,91	5,28	2,74	1,93	108,90		
21	0,15	35	0,82	36,79	0,02	1090,00	0,52	0,55	-5,62	4,55	2,53	1,79	112,80			
		45	0,43	37,17	0,02	1107,00	0,51	0,55	-4,97	4,66	2,59	1,80	113,00			
		0,12	55	4,28	39,01	0,02	1194,00	0,51	0,56	-1,96	5,19	2,88	1,80	114,00		
		0,1	65	2,97	39,06	0,02	1196,00	0,51	0,56	-1,89	5,20	2,88	1,80	114,00		

ANEXO E: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-1234YF, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$\dot{V}_{air.in.ev}$ [m ³ /s]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]		
800	1,942	13,5	0,1	25	-2,82	23,69	0,02	831,10	0,64	0,71	-3,25	2,50	0,75	3,32	46,41		
				35	1,92	25,20	0,02	885,60	0,64	0,72	0,87	2,90	0,82	3,52	47,89		
		17	0,1	25	-2,27	27,28	0,02	911,60	0,64	0,70	-2,57	2,45	0,80	3,05	49,94		
				35	2,52	28,82	0,02	970,90	0,64	0,71	1,61	2,85	0,88	3,23	51,47		
		21	0,1	25	-1,62	31,38	0,02	1010,00	0,64	0,69	-1,76	2,39	0,86	2,79	2,79	53,89	
				35	3,23	32,96	0,02	1075,00	0,64	0,70	2,49	2,78	0,94	2,94	55,50		
1600	2,283	13,5	0,15	25	-1,81	27,74	0,03	1019,00	0,58	0,63	-6,03	3,63	1,67	2,17	60,18		
				35	3,40	29,84	0,04	1111,00	0,57	0,64	-1,89	4,18	1,88	2,22	62,50		
			0,1	45	-0,63	29,02	0,04	1074,00	0,58	0,64	-3,48	3,96	1,80	2,20	61,57		
				55	3,17	30,72	0,04	1152,00	0,57	0,64	-0,24	4,40	1,97	2,23	63,51		
			0,08	65	0,76	30,32	0,04	1133,00	0,57	0,64	-0,98	4,30	1,93	2,23	63,05		
				25	-1,23	31,38	0,03	1112,00	0,58	0,62	-5,21	3,55	1,75	2,03	63,54		
		17	0,15	35	4,03	33,53	0,04	1212,00	0,58	0,63	-1,00	4,09	1,98	2,06	65,93		
				45	0,15	32,74	0,04	1174,00	0,58	0,63	-2,51	3,89	1,90	2,05	65,03		
			55	4,00	34,49	0,04	1259,00	0,58	0,64	0,79	4,32	2,08	2,08	67,04			
		0,08	65	1,68	34,10	0,04	1240,00	0,58	0,63	0,09	4,23	2,04	2,07	66,60			
			21	0,15	25	-0,55	35,52	0,03	1225,00	0,58	0,61	-4,24	3,45	1,84	1,87	67,30	
					35	4,78	37,72	0,04	1335,00	0,58	0,62	0,06	3,98	2,09	1,91	69,78	
		0,1	45	1,07	36,97	0,04	1297,00	0,58	0,62	-1,37	3,80	2,00	1,90	68,92			
			55	5,00	38,78	0,04	1390,00	0,58	0,63	2,02	4,23	2,21	1,92	71,02			
			65	2,79	38,42	0,04	1371,00	0,58	0,63	1,37	4,15	2,17	1,91	70,60			
		2400	3,004	13,5	0,15	35	0,13	28,78	0,04	1130,00	0,51	0,57	-6,27	4,64	2,74	1,70	71,14
						45	-0,32	29,10	0,04	1146,00	0,51	0,57	-5,65	4,74	2,79	1,70	71,50
					0,12	55	3,65	30,83	0,05	1235,00	0,51	0,58	-2,44	5,25	3,08	1,71	73,47
65	2,30					30,84	0,05	1236,00	0,51	0,58	-2,41	5,26	3,08	1,71	73,48		
17	0,15			35	0,81	32,48	0,04	1232,00	0,51	0,56	-5,30	4,55	2,86	1,59	74,46		
				45	0,47	32,85	0,05	1251,00	0,51	0,57	-4,61	4,65	2,92	1,59	74,86		
	55			4,51	34,62	0,05	1348,00	0,51	0,57	-1,32	5,16	3,24	1,59	76,90			
0,1	65			3,24	34,66	0,05	1351,00	0,51	0,57	-1,24	5,17	3,24	1,59	76,95			
	21			0,15	35	1,62	36,70	0,05	1356,00	0,51	0,56	-4,15	4,43	3,00	1,48	78,16	
45					1,41	37,11	0,05	1380,00	0,51	0,56	-3,37	4,54	3,07	1,48	78,63		
55				5,52	38,95	0,05	1487,00	0,51	0,57	0,01	5,04	3,41	1,48	80,77			
65	4,37			39,03	0,05	1492,00	0,51	0,57	0,15	5,06	3,43	1,48	80,87				

ANEXO F: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-290, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$\dot{V}_{air.in.ev}$ [m ³ /s]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]	
800	1,942	13,5	0,1	25	-7,15	26,28	0,01	1190,00	0,64	0,70	-8,48	2,92	1,07	2,73	62,35	
				35	-2,54	27,92	0,01	1265,00	0,64	0,71	-4,48	3,32	1,17	2,85	63,22	
		17	0,1	25	-6,58	29,94	0,01	1295,00	0,64	0,69	-7,77	2,86	1,13	2,53	66,27	
				35	-1,92	31,61	0,01	1376,00	0,64	0,70	-3,72	3,26	1,24	2,64	67,19	
		21	0,1	25	-5,91	34,10	0,01	1422,00	0,65	0,68	-6,94	2,80	1,20	2,34	70,64	
				35	-1,20	35,82	0,01	1510,00	0,64	0,69	-2,82	3,19	1,31	2,43	71,60	
1600	2,283	13,5	0,15	25	-5,80	31,61	0,02	1453,00	0,58	0,62	-11,55	4,21	2,32	1,81	81,19	
				35	-0,68	33,97	0,02	1581,00	0,58	0,62	-7,49	4,76	2,61	1,83	83,04	
			0,1	45	-5,79	32,66	0,02	1509,00	0,58	0,62	-9,71	4,46	2,45	1,82	81,98	
				55	-2,04	34,56	0,02	1614,00	0,58	0,63	-6,51	4,90	2,68	1,83	83,54	
		0,08	65	-5,07	33,88	0,02	1576,00	0,58	0,62	-7,63	4,74	2,60	1,83	82,97		
			17	0,15	25	-5,21	35,33	0,02	1574,00	0,58	0,61	-10,70	4,13	2,42	1,70	84,83
		35			-0,03	37,75	0,02	1712,00	0,58	0,62	-6,56	4,67	2,73	1,71	86,73	
		0,1		45	-5,00	36,46	0,02	1638,00	0,58	0,61	-8,73	4,38	2,57	1,71	85,70	
				55	-1,19	38,42	0,02	1751,00	0,58	0,62	-5,45	4,82	2,81	1,71	87,30	
		0,08	65	-4,14	37,76	0,02	1713,00	0,58	0,62	-6,54	4,67	2,73	1,71	86,74		
			21	0,15	25	-4,51	39,56	0,02	1721,00	0,58	0,60	-9,69	4,02	2,54	1,59	88,87
					35	0,74	42,05	0,02	1871,00	0,58	0,61	-5,47	4,56	2,86	1,59	90,83
0,1	45			-4,05	40,80	0,02	1795,00	0,58	0,60	-7,56	4,29	2,70	1,59	89,82		
	55	-0,18		42,82	0,02	1919,00	0,58	0,61	-4,20	4,72	2,96	1,59	91,48			
0,08	65	-3,02	42,19	0,02	1879,00	0,58	0,61	-5,24	4,58	2,88	1,59	90,94				
	2400	3,004	13,5	0,15	35	-4,34	32,77	0,02	1574,00	0,51	0,56	-12,47	5,30	3,69	1,44	95,16
45					0,31	34,98	0,02	1708,00	0,51	0,56	-8,88	5,88	4,12	1,43	96,95	
0,12				55	-1,53	34,87	0,02	1702,00	0,51	0,56	-9,05	5,85	4,10	1,43	96,85	
				65	-3,42	34,70	0,02	1691,00	0,51	0,56	-9,32	5,80	4,06	1,43	96,71	
17	0,15	35	-3,64	36,56	0,02	1706,00	0,52	0,55	-11,46	5,19	3,84	1,35	98,72			
		45	1,07	38,84	0,02	1851,00	0,51	0,56	-7,79	5,76	4,30	1,34	100,50			
	0,12	55	-0,66	38,77	0,02	1847,00	0,51	0,56	-7,91	5,75	4,28	1,34	100,50			
		65	-2,46	38,62	0,02	1837,00	0,51	0,56	-8,13	5,71	4,25	1,34	100,40			
21	0,15	35	-2,81	40,89	0,02	1865,00	0,52	0,54	-10,28	5,07	4,02	1,26	102,60			
		45	1,98	43,25	0,03	2025,00	0,52	0,55	-6,50	5,63	4,51	1,25	104,50			
	0,12	55	0,38	43,22	0,03	2023,00	0,52	0,55	-6,54	5,63	4,50	1,25	104,50			
		65	-1,32	43,11	0,02	2015,00	0,52	0,55	-6,71	5,60	4,48	1,25	104,40			

ANEXO G: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-410A, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$\dot{V}_{air.in.ev}$ [m ³ /s]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$Q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]	
800	1,942	13,5	0,1	25	-12,50	30,81	0,02	2322,00	0,66	0,64	-14,86	3,44	1,72	2,00	94,17	
				35	-8,28	32,97	0,02	2501,00	0,65	0,65	-11,28	3,88	1,92	2,02	95,13	
		17	0,1	25	-11,83	34,53	0,02	2524,00	0,66	0,63	-14,03	3,37	1,79	1,88	98,51	
				35	-7,57	36,76	0,02	2717,00	0,66	0,64	-10,39	3,81	2,01	1,90	99,48	
		21	0,1	25	-11,04	38,78	0,02	2769,00	0,66	0,62	-13,04	3,30	1,88	1,75	103,30	
				35	-6,71	41,07	0,03	2978,00	0,66	0,64	-9,32	3,72	2,11	1,76	104,30	
1600	2,283	13,5	0,15	25	-9,79	37,72	0,03	2896,00	0,60	0,54	-16,93	4,80	3,49	1,38	119,40	
				35	-4,87	40,96	0,04	3206,00	0,60	0,55	-13,07	5,37	4,00	1,34	121,60	
			0,1	45	-10,95	38,61	0,03	2979,00	0,60	0,55	-15,85	4,96	3,63	1,37	120,00	
				55	-7,38	41,19	0,04	3229,00	0,60	0,55	-12,80	5,41	4,04	1,34	121,80	
		0,08	65	-10,97	39,95	0,04	3106,00	0,60	0,55	-14,27	5,20	3,84	1,35	120,90		
			17	0,15	25	-9,09	41,53	0,03	3133,00	0,60	0,53	-15,92	4,70	3,62	1,30	123,20
					35	-4,09	44,88	0,04	3468,00	0,60	0,54	-11,96	5,26	4,17	1,26	125,50
			0,1	45	-10,04	42,54	0,03	3232,00	0,60	0,54	-14,70	4,87	3,78	1,29	123,90	
		55		-6,38	45,22	0,04	3504,00	0,60	0,54	-11,55	5,31	4,22	1,26	125,70		
		0,08	65	-9,89	43,99	0,04	3376,00	0,60	0,54	-13,00	5,11	4,02	1,27	124,80		
			21	0,15	25	-8,26	45,87	0,03	3420,00	0,60	0,52	-14,73	4,58	3,77	1,22	127,40
					35	-3,15	49,35	0,04	3789,00	0,60	0,53	-10,60	5,12	4,36	1,17	129,80
0,1	45		-8,93	47,05	0,04	3542,00	0,60	0,53	-13,32	4,76	3,96	1,20	128,20			
	55	-5,14	49,86	0,04	3845,00	0,60	0,54	-10,01	5,19	4,45	1,17	130,20				
0,08	65	-8,57	48,63	0,04	3710,00	0,60	0,53	-11,45	5,01	4,24	1,18	129,30				
	13,5	0,15	35	-8,25	38,82	0,04	3112,00	0,53	0,48	-17,74	5,88	5,28	1,11	137,20		
			45	-3,71	41,92	0,05	3439,00	0,53	0,48	-14,23	6,46	6,02	1,07	139,40		
			55	-6,10	41,47	0,05	3390,00	0,53	0,48	-14,73	6,38	5,91	1,08	139,00		
65			-8,45	40,99	0,05	3338,00	0,53	0,48	-15,27	6,29	5,79	1,09	138,70			
17	0,15	35	-7,43	42,73	0,04	3373,00	0,54	0,47	-16,56	5,75	5,48	1,05	140,80			
		45	-2,78	45,97	0,05	3734,00	0,53	0,48	-12,89	6,33	6,28	1,01	143,10			
		55	-5,06	45,56	0,05	3687,00	0,53	0,48	-13,34	6,26	6,18	1,01	142,80			
		65	-7,32	45,11	0,05	3635,00	0,53	0,47	-13,85	6,18	6,06	1,02	142,50			
		21	0,15	35	-6,43	47,22	0,04	3696,00	0,54	0,46	-15,11	5,60	5,72	0,98	144,90	
				45	-1,58	50,67	0,05	4117,00	0,54	0,47	-11,17	6,15	6,63	0,93	147,50	
55	-3,71			50,33	0,05	4072,00	0,54	0,47	-11,56	6,10	6,54	0,93	147,20			
65	-5,86	49,91	0,05	4019,00	0,54	0,47	-12,03	6,04	6,43	0,94	146,90					

ANEXO H: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-32, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$\dot{V}_{air.in.ev}$ [m ³ /s]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]	
800	1,942	13,5	0,1	25	-13,56	32,48	0,01	2396,00	0,66	0,63	-16,24	3,55	1,80	1,97	132,90	
				35	-9,48	34,81	0,02	2581,00	0,66	0,64	-12,83	3,99	2,01	1,99	132,70	
		17	0,1	25	-12,98	36,27	0,01	2605,00	0,66	0,62	-15,51	3,49	1,88	1,86	138,40	
				35	-8,86	38,66	0,02	2804,00	0,66	0,63	-12,06	3,93	2,10	1,87	138,10	
		21	0,1	25	-12,29	40,58	0,01	2859,00	0,67	0,61	-14,65	3,42	1,96	1,74	144,30	
				35	-8,13	43,05	0,02	3075,00	0,66	0,62	-11,14	3,86	2,20	1,75	144,10	
1600	2,283	13,5	0,15	25	-10,88	40,24	0,02	2979,00	0,60	0,52	-18,63	4,97	3,58	1,39	168,80	
				35	-6,17	43,75	0,02	3293,00	0,60	0,53	-15,07	5,57	4,09	1,36	170,20	
				45	-12,43	41,06	0,02	3050,00	0,60	0,53	-17,79	5,11	3,70	1,38	169,10	
			0,1	55	-9,06	43,82	0,02	3299,00	0,60	0,53	-15,00	5,58	4,10	1,36	170,20	
				0,08	65	-12,75	42,39	0,02	3168,00	0,60	0,53	-16,43	5,34	3,89	1,37	169,60
					25	-10,27	44,08	0,02	3221,00	0,61	0,51	-17,75	4,88	3,69	1,32	173,40
		17	0,15	35	-5,51	47,69	0,03	3559,00	0,60	0,52	-14,12	5,47	4,23	1,29	174,80	
				45	-11,64	45,01	0,02	3305,00	0,61	0,52	-16,80	5,03	3,83	1,31	173,70	
				55	-8,22	47,86	0,03	3575,00	0,60	0,52	-13,96	5,50	4,26	1,29	174,90	
			0,1	65	-11,84	46,44	0,02	3438,00	0,61	0,52	-15,36	5,27	4,04	1,30	174,30	
				0,08	25	-9,55	48,44	0,02	3516,00	0,61	0,50	-16,71	4,77	3,82	1,25	178,50
					35	-4,71	52,19	0,03	3884,00	0,61	0,51	-12,99	5,35	4,40	1,22	179,90
		21	0,15	45	-10,70	49,51	0,02	3618,00	0,61	0,50	-15,63	4,94	3,98	1,24	178,90	
				55	-7,21	52,49	0,03	3915,00	0,61	0,51	-12,70	5,40	4,45	1,21	180,10	
				65	-10,75	51,07	0,02	3771,00	0,61	0,51	-14,08	5,18	4,22	1,23	179,50	
			0,1	35	-9,47	41,39	0,03	3176,00	0,54	0,45	-19,66	6,06	5,32	1,14	194,20	
				45	-5,17	44,68	0,03	3495,00	0,54	0,46	-16,50	6,68	6,02	1,11	195,70	
				55	-7,73	44,10	0,03	3438,00	0,54	0,46	-17,04	6,58	5,89	1,12	195,40	
2400	3,004	13,5	0,12	65	-10,21	43,51	0,03	3380,00	0,54	0,46	-17,60	6,47	5,77	1,12	195,20	
				0,1	35	-8,75	45,28	0,03	3438,00	0,54	0,44	-18,63	5,95	5,48	1,09	198,60
			0,15	45	-4,39	48,69	0,03	3785,00	0,54	0,45	-15,39	6,57	6,23	1,06	200,10	
				0,12	55	-6,86	48,16	0,03	3729,00	0,54	0,45	-15,89	6,47	6,11	1,06	199,90
		17	0,1	65	-9,27	47,59	0,03	3671,00	0,54	0,45	-16,42	6,37	5,98	1,07	199,60	
				0,15	35	-7,89	49,73	0,03	3762,00	0,55	0,43	-17,39	5,82	5,67	1,03	203,40
			0,12	45	-3,44	53,30	0,03	4152,00	0,54	0,44	-14,02	6,43	6,48	0,99	205,10	
				55	-5,79	52,81	0,03	4096,00	0,54	0,44	-14,48	6,35	6,37	1,00	204,80	
		21	0,1	65	-8,10	52,28	0,03	4037,00	0,54	0,44	-14,97	6,26	6,24	1,00	204,60	

ANEXO I: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-134A FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A $0,1\text{m}^3/\text{s}$, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]		
800	1,942	13,5	25	-3,15	23,83	0,02	782,70	0,64	0,70	-3,69	2,53	0,71	3,55	56,05		
			35	1,46	25,39	0,02	839,40	0,64	0,71	0,28	2,94	0,79	3,74	56,92		
		17	25	-2,65	27,45	0,02	865,20	0,64	0,70	-3,07	2,48	0,76	3,26	60,23		
			35	2,00	29,05	0,02	927,20	0,64	0,70	0,94	2,89	0,84	3,43	61,14		
		21	25	-2,07	31,58	0,02	966,70	0,65	0,69	-2,35	2,43	0,82	2,98	64,85		
			35	2,63	33,22	0,02	1035,00	0,64	0,70	1,72	2,83	0,91	3,12	65,82		
1600	2,283	13,5	25	-9,30	25,70	0,02	857,40	0,58	0,61	-11,05	3,13	1,34	2,34	71,15		
			35	-5,22	27,42	0,02	925,70	0,58	0,62	-7,66	3,58	1,50	2,39	72,32		
			45	-1,37	29,16	0,03	999,00	0,58	0,63	-4,46	4,03	1,67	2,42	73,71		
			55	2,27	30,93	0,03	1077,00	0,58	0,63	-1,42	4,49	1,84	2,44	75,31		
		17	25	-8,70	29,35	0,02	945,70	0,58	0,60	-10,30	3,07	1,40	2,19	75,06		
			35	-4,57	31,11	0,02	1021,00	0,58	0,61	-6,86	3,52	1,58	2,23	76,29		
			45	-0,68	32,90	0,03	1101,00	0,58	0,62	-3,61	3,97	1,76	2,26	77,73		
			55	3,00	34,71	0,03	1187,00	0,58	0,63	-0,52	4,42	1,94	2,27	79,37		
		21	25	-7,98	33,50	0,02	1054,00	0,59	0,59	-9,40	3,00	1,47	2,04	79,37		
			35	-3,81	35,32	0,02	1137,00	0,59	0,60	-5,91	3,44	1,66	2,07	80,66		
			45	0,13	37,16	0,03	1226,00	0,58	0,61	-2,61	3,89	1,86	2,09	82,17		
			55	3,87	39,03	0,03	1321,00	0,58	0,62	0,55	4,34	2,06	2,10	83,86		
		2400	3,004	13,5	25	-8,98	26,24	0,03	909,30	0,51	0,55	-12,19	3,95	2,08	1,90	83,53
					35	-5,43	27,77	0,03	977,10	0,51	0,56	-9,32	4,42	2,31	1,91	84,61
					45	-2,06	29,31	0,03	1049,00	0,51	0,57	-6,58	4,90	2,55	1,92	85,88
					55	1,13	30,87	0,04	1126,00	0,51	0,57	-3,96	5,37	2,80	1,92	87,29
17	25			-8,28	29,92	0,03	1003,00	0,52	0,54	-11,32	3,88	2,17	1,78	87,40		
	35			-4,69	31,50	0,03	1077,00	0,52	0,55	-8,40	4,35	2,42	1,80	88,54		
	45			-1,29	33,09	0,03	1156,00	0,51	0,56	-5,62	4,82	2,68	1,80	89,85		
	55			1,94	34,70	0,04	1240,00	0,51	0,56	-2,96	5,29	2,94	1,80	91,30		
21	25			0,73	36,77	0,03	1254,00	0,52	0,54	-5,55	4,56	2,72	1,68	93,67		
	35			0,34	37,15	0,03	1274,00	0,52	0,54	-4,91	4,67	2,78	1,68	94,00		
	45			4,22	39,02	0,04	1379,00	0,51	0,55	-1,82	5,19	3,10	1,67	95,68		
	55			2,92	39,06	0,04	1381,00	0,51	0,55	-1,76	5,20	3,11	1,67	95,72		

ANEXO J: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-152A FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A 0,1M³/S, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]		
800	1,942	13,5	25	-2,51	23,62	0,01	687,50	0,64	0,71	-3,02	2,47	0,66	3,77	66,31		
			35	2,19	25,14	0,01	735,40	0,64	0,72	1,04	2,88	0,72	4,00	66,16		
		17	25	-2,09	27,27	0,01	760,10	0,64	0,70	-2,49	2,43	0,70	3,46	71,26		
			35	2,64	28,83	0,01	812,50	0,64	0,71	1,60	2,83	0,77	3,66	71,15		
		21	25	-1,59	31,42	0,01	849,40	0,64	0,69	-1,87	2,38	0,76	3,16	76,71		
			35	3,18	33,03	0,01	907,60	0,64	0,70	2,26	2,78	0,84	3,33	76,66		
1600	2,283	13,5	25	-8,91	25,66	0,01	752,00	0,58	0,62	-10,69	3,09	1,25	2,47	86,79		
			35	-4,79	27,35	0,01	809,70	0,58	0,63	-7,28	3,54	1,40	2,53	87,10		
			45	-0,92	29,06	0,02	871,50	0,58	0,64	-4,06	3,99	1,55	2,58	87,77		
			55	2,73	30,79	0,02	937,40	0,57	0,64	-1,02	4,45	1,70	2,61	88,74		
		17	65	6,18	32,55	0,02	1008,00	0,57	0,65	1,87	4,90	1,86	2,64	89,96		
			25	-8,38	29,33	0,01	829,30	0,58	0,61	-10,03	3,04	1,31	2,31	91,41		
			35	-4,24	31,07	0,01	892,40	0,58	0,62	-6,58	3,49	1,47	2,37	91,78		
			45	-0,33	32,83	0,02	960,00	0,58	0,63	-3,33	3,94	1,64	2,41	92,48		
		21	55	3,35	34,61	0,02	1032,00	0,58	0,63	-0,25	4,39	1,80	2,44	93,48		
			65	6,84	36,41	0,02	1109,00	0,58	0,64	2,68	4,84	1,97	2,46	94,72		
			25	-7,76	33,51	0,01	924,10	0,59	0,59	-9,26	2,98	1,38	2,16	96,47		
			35	-3,57	35,30	0,01	993,90	0,58	0,61	-5,77	3,42	1,55	2,20	96,89		
		2400	3,004	13,5	45	0,37	37,12	0,02	1069,00	0,58	0,61	-2,47	3,87	1,73	2,24	97,64
					55	4,09	38,95	0,02	1148,00	0,58	0,62	0,65	4,32	1,91	2,26	98,68
					65	7,62	40,81	0,02	1233,00	0,58	0,63	3,63	4,77	2,10	2,28	99,95
					35	-8,67	26,27	0,02	795,90	0,51	0,56	-11,95	3,92	1,96	2,00	102,30
17	45	-5,11		27,78	0,02	852,70	0,51	0,57	-9,08	4,39	2,17	2,03	102,70			
	55	-1,74		29,30	0,02	913,00	0,51	0,57	-6,36	4,87	2,38	2,04	103,30			
	65	1,44		30,83	0,02	976,90	0,51	0,58	-3,77	5,34	2,60	2,05	104,20			
	35	-8,06		29,98	0,02	877,10	0,52	0,55	-11,18	3,86	2,04	1,89	106,90			
21	45	-4,46		31,53	0,02	939,40	0,51	0,56	-8,28	4,33	2,27	1,91	107,30			
	55	-1,07		33,10	0,02	1005,00	0,51	0,56	-5,53	4,81	2,50	1,92	108,00			
	65	2,14		34,68	0,02	1075,00	0,51	0,57	-2,91	5,28	2,74	1,93	108,90			
	35	-7,33		34,19	0,02	976,80	0,52	0,53	-10,28	3,78	2,14	1,77	111,90			
2400	3,004	21		45	-3,70	35,80	0,02	1046,00	0,52	0,54	-7,34	4,26	2,38	1,79	112,40	
				55	-0,28	37,42	0,02	1119,00	0,51	0,55	-4,55	4,73	2,63	1,80	113,10	
				65	2,97	39,06	0,02	1196,00	0,51	0,56	-1,89	5,20	2,88	1,80	114,00	

ANEXO K: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-1234YF FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A 0,1M³/S, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]	
800	1,942	13,5	25	-2,82	23,69	0,02	831,10	0,64	0,71	-3,25	2,50	0,75	3,32	46,41	
			35	1,92	25,20	0,02	885,60	0,64	0,72	0,87	2,90	0,82	3,52	47,89	
		17	25	-2,27	27,28	0,02	911,60	0,64	0,70	-2,57	2,45	0,80	3,05	49,94	
			35	2,52	28,82	0,02	970,90	0,64	0,71	1,61	2,85	0,88	3,23	51,47	
		21	25	-1,62	31,38	0,02	1010,00	0,64	0,69	-1,76	2,39	0,86	2,79	53,89	
			35	3,23	32,96	0,02	1075,00	0,64	0,70	2,49	2,78	0,94	2,94	55,50	
1600	2,283	13,5	25	-8,88	25,66	0,03	932,40	0,58	0,62	-10,47	3,08	1,46	2,11	58,06	
			35	-4,64	27,33	0,03	1001,00	0,58	0,63	-6,88	3,52	1,63	2,16	59,74	
			45	-0,63	29,02	0,04	1074,00	0,58	0,64	-3,48	3,96	1,80	2,20	61,57	
			55	3,17	30,72	0,04	1152,00	0,57	0,64	-0,24	4,40	1,97	2,23	63,51	
		17	65	6,78	32,44	0,04	1233,00	0,57	0,65	2,87	4,84	2,15	2,25	65,56	
			25	-8,21	29,30	0,03	1020,00	0,58	0,61	-9,63	3,02	1,53	1,97	61,39	
			35	-3,92	31,00	0,03	1095,00	0,58	0,62	-5,98	3,45	1,71	2,02	63,14	
			45	0,15	32,74	0,04	1174,00	0,58	0,63	-2,51	3,89	1,90	2,05	65,03	
		21	55	4,00	34,49	0,04	1259,00	0,58	0,64	0,79	4,32	2,08	2,08	67,04	
			65	7,68	36,25	0,05	1348,00	0,57	0,64	3,97	4,76	2,27	2,09	69,16	
			25	-7,42	33,43	0,03	1127,00	0,58	0,60	-8,63	2,94	1,61	1,83	65,10	
			35	-3,06	35,19	0,03	1209,00	0,58	0,61	-4,91	3,37	1,80	1,87	66,95	
		21	45	1,07	36,97	0,04	1297,00	0,58	0,62	-1,37	3,80	2,00	1,90	68,92	
			55	5,00	38,78	0,04	1390,00	0,58	0,63	2,02	4,23	2,21	1,92	71,02	
			65	8,74	40,60	0,05	1488,00	0,58	0,63	5,28	4,66	2,42	1,93	73,23	
			35	-8,93	26,20	0,03	941,60	0,51	0,57	-12,03	3,94	2,24	1,76	65,95	
2400	3,004	13,5	45	-5,24	27,68	0,04	1008,00	0,51	0,57	-8,99	4,40	2,48	1,78	67,43	
			55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
			65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
			35	-8,14	29,89	0,04	1034,00	0,51	0,56	-11,05	3,86	2,35	1,65	69,40	
		17	45	-4,40	31,41	0,04	1107,00	0,51	0,57	-7,95	4,32	2,60	1,66	70,95	
			55	-0,19	33,08	0,05	1264,00	0,51	0,57	-4,16	4,72	2,96	1,59	75,13	
			65	3,24	34,66	0,05	1351,00	0,51	0,57	-1,24	5,17	3,24	1,59	76,95	
			35	-7,21	34,09	0,04	1148,00	0,52	0,55	-9,89	3,77	2,47	1,53	73,23	
		21	45	-3,41	35,67	0,04	1228,00	0,51	0,56	-6,71	4,23	2,74	1,54	74,86	
			55	0,87	37,39	0,05	1395,00	0,51	0,56	-2,85	4,62	3,13	1,48	78,95	
			65	4,37	39,03	0,05	1492,00	0,51	0,57	0,15	5,06	3,43	1,48	80,87	
			35	-8,93	26,20	0,03	941,60	0,51	0,57	-12,03	3,94	2,24	1,76	65,95	

ANEXO L: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-290 FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A 0,1M³/S, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]		
800	1,942	13,5	25	-7,15	26,28	0,01	1190,00	0,64	0,70	-8,48	2,92	1,07	2,73	62,35		
			35	-2,54	27,92	0,01	1265,00	0,64	0,71	-4,48	3,32	1,17	2,85	63,22		
		17	25	-6,58	29,94	0,01	1295,00	0,64	0,69	-7,77	2,86	1,13	2,53	66,27		
			35	-1,92	31,61	0,01	1376,00	0,64	0,70	-3,72	3,26	1,24	2,64	67,19		
		21	25	-5,91	34,10	0,01	1422,00	0,65	0,68	-6,94	2,80	1,20	2,34	70,64		
			35	-1,20	35,82	0,01	1510,00	0,64	0,69	-2,82	3,19	1,31	2,43	71,60		
		1600	2,283	13,5	25	-13,84	28,91	0,01	1316,00	0,58	0,60	-16,52	3,57	2,01	1,78	79,40
					35	-9,72	30,77	0,02	1410,00	0,58	0,61	-13,04	4,02	2,23	1,81	80,59
45	-5,79				32,66	0,02	1509,00	0,58	0,62	-9,71	4,46	2,45	1,82	81,98		
55	-2,04				34,56	0,02	1614,00	0,58	0,63	-6,51	4,90	2,68	1,83	83,54		
17	65			-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	25			-13,15	32,61	0,01	1430,00	0,59	0,60	-15,66	3,51	2,09	1,68	83,02		
	35			-8,98	34,53	0,02	1531,00	0,58	0,61	-12,12	3,94	2,33	1,70	84,26		
	45			-5,00	36,46	0,02	1638,00	0,58	0,61	-8,73	4,38	2,57	1,71	85,70		
21	55			-1,19	38,42	0,02	1751,00	0,58	0,62	-5,45	4,82	2,81	1,71	87,30		
	65			-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	25			-12,34	36,82	0,01	1567,00	0,59	0,59	-14,64	3,42	2,19	1,57	87,01		
	35			-8,10	38,80	0,02	1678,00	0,59	0,60	-11,03	3,86	2,44	1,58	88,32		
2400	3,004			13,5	45	-4,05	40,80	0,02	1795,00	0,58	0,60	-7,56	4,29	2,70	1,59	89,82
					55	-0,18	42,82	0,02	1919,00	0,58	0,61	-4,20	4,72	2,96	1,59	91,48
					65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
					35	-13,84	29,55	0,02	1392,00	0,52	0,54	-18,03	4,43	3,09	1,43	92,96
		17	45	-10,21	31,26	0,02	1486,00	0,51	0,55	-15,03	4,89	3,40	1,44	94,06		
			55	-6,74	32,97	0,02	1586,00	0,51	0,56	-12,13	5,35	3,73	1,44	95,32		
			65	-3,42	34,70	0,02	1691,00	0,51	0,56	-9,32	5,80	4,06	1,43	96,71		
			35	-13,05	33,31	0,02	1512,00	0,52	0,53	-17,04	4,35	3,21	1,35	96,47		
21	45	-9,37	35,06	0,02	1615,00	0,52	0,54	-13,97	4,81	3,55	1,35	97,62				
	55	-5,84	36,83	0,02	1723,00	0,52	0,55	-11,01	5,26	3,90	1,35	98,93				
	65	-2,46	38,62	0,02	1837,00	0,51	0,56	-8,13	5,71	4,25	1,34	100,40				
	35	-12,11	37,59	0,02	1658,00	0,52	0,52	-15,86	4,25	3,35	1,27	100,30				
21	45	-8,37	39,41	0,02	1771,00	0,52	0,53	-12,73	4,71	3,72	1,27	101,60				
	55	-4,77	41,25	0,02	1889,00	0,52	0,54	-9,68	5,16	4,09	1,26	102,90				
	65	-1,32	43,11	0,02	2015,00	0,52	0,55	-6,71	5,60	4,48	1,25	104,40				

ANEXO M: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-410A FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A 0,1M³/S, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]		
800	1,942	13,5	25	-12,50	30,81	0,02	2322,00	0,66	0,64	-14,86	3,44	1,72	2,00	94,17		
			35	-8,28	32,97	0,02	2501,00	0,65	0,65	-11,28	3,88	1,92	2,02	95,13		
		17	25	-11,83	34,53	0,02	2524,00	0,66	0,63	-14,03	3,37	1,79	1,88	98,51		
			35	-7,57	36,76	0,02	2717,00	0,66	0,64	-10,39	3,81	2,01	1,90	99,48		
		21	25	-11,04	38,78	0,02	2769,00	0,66	0,62	-13,04	3,30	1,88	1,75	103,30		
			35	-6,71	41,07	0,03	2978,00	0,66	0,64	-9,32	3,72	2,11	1,76	104,30		
		1600	2,283	13,5	25	-18,48	33,61	0,03	2533,00	0,60	0,53	-22,11	4,04	2,87	1,41	116,90
					35	-14,64	36,09	0,03	2748,00	0,60	0,54	-18,95	4,51	3,24	1,39	118,30
45	-10,95				38,61	0,03	2979,00	0,60	0,55	-15,85	4,96	3,63	1,37	120,00		
55	-7,38				41,19	0,04	3229,00	0,60	0,55	-12,80	5,41	4,04	1,34	121,80		
17	65			-3,89	43,84	0,04	3499,00	0,60	0,56	-9,77	5,85	4,48	1,31	123,80		
	25			-17,69	37,37	0,03	2749,00	0,61	0,52	-21,12	3,96	2,97	1,34	120,70		
	35			-13,80	39,93	0,03	2981,00	0,60	0,53	-17,88	4,42	3,36	1,32	122,20		
	45			-10,04	42,54	0,03	3232,00	0,60	0,54	-14,70	4,87	3,78	1,29	123,90		
21	55			-6,38	45,22	0,04	3504,00	0,60	0,54	-11,55	5,31	4,22	1,26	125,70		
	65			-2,78	47,99	0,05	3802,00	0,60	0,55	-8,38	5,74	4,71	1,22	127,80		
	25			-16,76	41,66	0,03	3011,00	0,61	0,50	-19,94	3,87	3,09	1,25	125,00		
	35			-12,79	44,32	0,03	3265,00	0,61	0,52	-16,61	4,32	3,51	1,23	126,50		
2400	3,004			13,5	45	-8,93	47,05	0,04	3542,00	0,60	0,53	-13,32	4,76	3,96	1,20	128,20
					55	-5,14	49,86	0,04	3845,00	0,60	0,54	-10,01	5,19	4,45	1,17	130,20
					65	-1,34	52,80	0,05	4192,00	0,60	0,54	-6,60	5,60	5,00	1,12	132,40
					35	-18,34	34,03	0,03	2651,00	0,54	0,46	-23,48	4,88	4,19	1,16	134,20
		17	45	-14,95	36,29	0,04	2862,00	0,54	0,47	-20,72	5,36	4,70	1,14	135,50		
			55	-11,66	38,61	0,04	3091,00	0,53	0,48	-17,99	5,83	5,23	1,12	137,00		
			65	-8,45	40,99	0,05	3338,00	0,53	0,48	-15,27	6,29	5,79	1,09	138,70		
			35	-17,45	37,85	0,03	2880,00	0,54	0,45	-22,35	4,79	4,34	1,10	137,80		
21	45	-13,99	40,20	0,04	3110,00	0,54	0,46	-19,51	5,27	4,88	1,08	139,20				
	55	-10,62	42,61	0,04	3360,00	0,54	0,47	-16,69	5,73	5,45	1,05	140,80				
	65	-7,32	45,11	0,05	3635,00	0,53	0,47	-13,85	6,18	6,06	1,02	142,50				
	35	-16,39	42,22	0,03	3159,00	0,54	0,44	-21,00	4,68	4,52	1,04	141,80				
21	45	-12,84	44,68	0,04	3415,00	0,54	0,45	-18,06	5,15	5,10	1,01	143,30				
	55	-9,35	47,23	0,04	3698,00	0,54	0,46	-15,10	5,60	5,73	0,98	145,00				
	65	-5,86	49,91	0,05	4019,00	0,54	0,47	-12,03	6,04	6,43	0,94	146,90				

ANEXO N: RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN PARA EL R-290 FIJANDO EL FLUJO VOLUMÉTRICO A 0,1M³/S, SC=5K, SH=5K

n [rpm]	V_{air} [m/s]	$T_{air.in.cond}$ [°C]	$T_{air.in.ev}$ [°C]	$T_{air.out.ev}$ [°C]	$T_{air.out.cond}$ [°C]	\dot{m}_R [kg/s]	P_R [kPa]	η_{iso}	η_{vol}	$T_{R.out.ev}$ [°C]	$q_{evaporador}$ [kW]	$W_{compresor}$ [kW]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]
800	1,942	13,5	25	-13,56	32,48	0,01	2396,00	0,66	0,63	-16,24	3,55	1,80	1,97	132,90
			35	-9,48	34,81	0,02	2581,00	0,66	0,64	-12,83	3,99	2,01	1,99	132,70
		17	25	-12,98	36,27	0,01	2605,00	0,66	0,62	-15,51	3,49	1,88	1,86	138,40
			35	-8,86	38,66	0,02	2804,00	0,66	0,63	-12,06	3,93	2,10	1,87	138,10
		21	25	-12,29	40,58	0,01	2859,00	0,67	0,61	-14,65	3,42	1,96	1,74	144,30
			35	-8,13	43,05	0,02	3075,00	0,66	0,62	-11,14	3,86	2,20	1,75	144,10
1600	2,283	13,5	25	-19,60	35,67	0,02	2601,00	0,61	0,51	-23,60	4,16	2,94	1,41	167,60
			35	-15,93	38,34	0,02	2817,00	0,61	0,52	-20,64	4,64	3,31	1,40	168,20
			45	-12,43	41,06	0,02	3050,00	0,60	0,53	-17,79	5,11	3,70	1,38	169,10
			55	-9,06	43,82	0,02	3299,00	0,60	0,53	-15,00	5,58	4,10	1,36	170,20
		17	65	-5,81	46,64	0,03	3567,00	0,60	0,54	-12,27	6,04	4,53	1,33	171,60
			25	-18,89	39,45	0,02	2822,00	0,61	0,50	-22,71	4,08	3,03	1,35	172,20
			35	-15,19	42,20	0,02	3055,00	0,61	0,51	-19,71	4,56	3,42	1,33	172,80
			45	-11,64	45,01	0,02	3305,00	0,61	0,52	-16,80	5,03	3,83	1,31	173,70
		21	55	-8,22	47,86	0,03	3575,00	0,60	0,52	-13,96	5,50	4,26	1,29	174,90
			65	-4,91	50,78	0,03	3867,00	0,60	0,53	-11,15	5,95	4,71	1,26	176,30
			25	-18,05	43,75	0,02	3091,00	0,62	0,48	-21,66	4,00	3,13	1,28	177,30
			35	-14,30	46,60	0,02	3344,00	0,61	0,49	-18,60	4,47	3,55	1,26	178,00
		21	45	-10,70	49,51	0,02	3618,00	0,61	0,50	-15,63	4,94	3,98	1,24	178,90
			55	-7,21	52,49	0,03	3915,00	0,61	0,51	-12,70	5,40	4,45	1,21	180,10
			65	-3,80	55,54	0,03	4241,00	0,61	0,52	-9,77	5,84	4,94	1,18	181,50
			35	-19,51	36,12	0,02	2710,00	0,54	0,44	-25,04	5,00	4,24	1,18	192,50
2400	3,004	13,5	45	-16,28	38,54	0,02	2918,00	0,54	0,45	-22,50	5,50	4,73	1,16	193,20
			55	-13,19	41,01	0,03	3141,00	0,54	0,45	-20,03	5,99	5,24	1,14	194,10
			65	-10,21	43,51	0,03	3380,00	0,54	0,46	-17,60	6,47	5,77	1,12	195,20
			35	-18,70	39,93	0,02	2942,00	0,55	0,43	-24,02	4,92	4,37	1,13	196,80
		17	45	-15,44	42,43	0,02	3167,00	0,54	0,44	-21,44	5,41	4,88	1,11	197,50
			55	-12,30	44,99	0,03	3409,00	0,54	0,44	-18,92	5,90	5,42	1,09	198,50
			65	-9,27	47,59	0,03	3671,00	0,54	0,45	-16,42	6,37	5,98	1,07	199,60
			35	-17,74	44,27	0,02	3227,00	0,55	0,41	-22,82	4,82	4,51	1,07	201,60
		21	45	-14,43	46,88	0,02	3475,00	0,55	0,42	-20,18	5,31	5,05	1,05	202,40
			55	-11,22	49,54	0,03	3743,00	0,55	0,43	-17,57	5,79	5,63	1,03	203,40
			65	-8,10	52,28	0,03	4037,00	0,54	0,44	-14,97	6,26	6,24	1,00	204,60

CERTIFICACIÓN DE REVISIÓN DE LA ESTRUCTURA