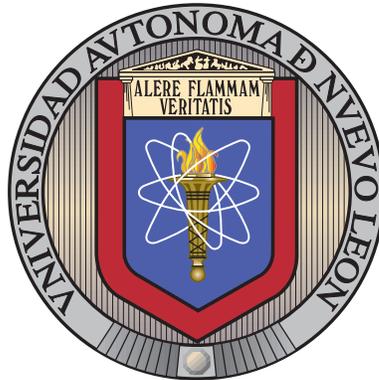


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UN SISTEMA
DE REFRIGERACIÓN COMERCIAL LIGERO EN LA
SUSTITUCIÓN DEL REFRIGERANTE R134A POR
R1234YF Y R1234ZE.

POR

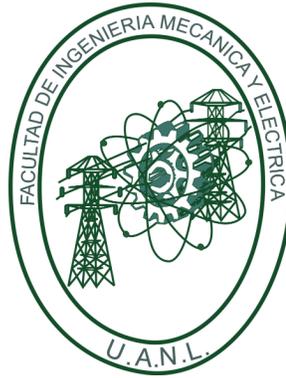
JUAN CARLOS SILVA ROMERO

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

DICIEMBRE 2021

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UN SISTEMA
DE REFRIGERACIÓN COMERCIAL LIGERO EN LA
SUSTITUCIÓN DEL REFRIGERANTE R134A POR
R1234YF Y R1234ZE.

POR

JUAN CARLOS SILVA ROMERO

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

DICIEMBRE 2021

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis “Evaluación del desempeño de un sistema de refrigeración comercial ligero en la sustitución del refrigerante R134a por R1234yf y R1234ze”, realizada por el estudiante Juan Carlos Silva Romero, con número de matrícula 2032431, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Evaluación de Tesis

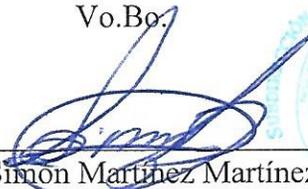
Dr. Arturo Morales Fuentes
Director

Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz
Revisor

Dr. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández
Revisor

Dr. Juan Manuel Belman Flores
Revisor

Vo.Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

Institución 190001

Programa 507507

Acta Núm. 3958

Ciudad Universitaria, a 05 de noviembre de 2021.

AGRADECIMIENTOS

Primeramente a Dios por darme la sabiduría y fortaleza para poder llegar a la meta y cumplir el objetivo planteado hace dos años.

A mis padres, María del Pilar y Juan Carlos, por siempre estar pendientes de mí a la distancia, demostrándome su apoyo y cariño en todo momento y alentándome a seguir en los tiempos más difíciles.

A mis hermanos, Pablo y Abraham, por ser mi motivación para crecer como persona y llegar a ser un ejemplo para ellos.

A mi papá Ramón, mi manina y mi mami, mis abuelos adorados que siempre están ahí esperándome con los brazos abiertos a mi regreso y mostrando su cariño y apoyo incondicional en todo momento.

A Reyna, mi compañera de vida que encontró la paciencia necesaria para poder vivir esta etapa junto conmigo, por impulsarme a seguir y apoyarme en todos mis planes siempre.

A toda mi familia y amigos en general, que de alguna u otra forma siempre estuvieron pendientes de mí en esta travesía. En especial a mi tío Vidal y mi maestro y amigo Franky, quienes fueron los primeros en impulsarme a tomar la decisión de emprender este viaje.

Al Dr. Arturo Morales, mi asesor, por todas sus enseñanzas, sus consejos, sus pláticas y su tiempo, por depositar su confianza en mis capacidades y sobre todo

por brindarme su valiosa amistad; todo mi respeto y admiración hacia él, muchas gracias.

A mis profesores, Dr. Simón Martínez, Dr. Fausto Sánchez, Dr. Héctor García, M.C. Miguel Yera, Ing. Guadalupe Cedillo, Dr. Daniel De la rosa, Dr. Óscar De la garza, por compartir su conocimiento y por su compromiso al grupo de trabajo GETR. Agradecimiento especial para el Dr. Santos Méndez y Dr. Hugo Ramírez, quienes colaboraron de manera directa en la ejecución de este trabajo de investigación.

A mis compañeros de maestría, por todo su apoyo y por hacer que la estancia fuera más agradable, en especial a Alan, Vanessa, Diego y María Fernanda con quienes formé un lazo más fuerte de amistad.

A la Universidad Autónoma de Nuevo León y a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, por la oportunidad de continuar mi preparación profesional poniendo a disposición los recursos e infraestructura necesaria.

A la empresa Quimobásicos S.A de C.V. por los recursos brindados.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo otorgado mediante la beca número 746670.

ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos	IV
Nomenclatura	XVI
Resumen	XVIII
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Antecedentes	5
1.2.1. Historia de los refrigerantes	5
1.2.2. Carga de refrigerante	7
1.2.3. Sustitución de refrigerantes	11
1.3. Hipótesis	23
1.4. Objetivos	23
1.4.1. Objetivo general	23
1.4.2. Objetivos específicos	23

2. Marco teórico	25
2.1. Propiedades termodinámicas	26
2.1.1. Diagrama de Mollier	30
2.1.2. Tablas termodinámicas	32
2.2. Ciclos y procesos termodinámicos	32
2.2.1. Ciclo de refrigeración	33
2.3. Transferencia de calor en un sistema de refrigeración	40
2.4. Indicadores de desempeño de un sistema de refrigeración	42
2.5. Refrigerantes	43
2.5.1. Clasificación	43
2.5.2. Clasificación ASHRAE: estándar 34	47
2.5.3. Impacto ambiental	50
2.5.4. Acuerdos internacionales	51
3. Metodología	53
3.1. Metodología general	54
3.1.1. Planificación general de la tesis	55
3.1.2. Ejecución experimental	58
3.1.3. Tratamiento y análisis de datos	63
3.1.4. Análisis de resultados	66
4. Resultados	68

4.1. Ensayo de repetibilidad R134a	69
4.2. Resultados del refrigerante R134a	70
4.2.1. Consumo de energía	70
4.2.2. Características de operación	73
4.3. Sustitución de refrigerantes	82
4.3.1. Desempeño energético	82
4.3.2. Características de operación	85
5. Conclusiones y trabajos futuros	96
5.1. Conclusiones	97
5.2. Trabajos futuros	100
A. Tablas de saturación de los refrigerantes bajo estudio.	101

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1. Nivel de referencia en distintos tipos de presión.	28
2.2. Diagrama de Mollier para el R134a.	31
2.3. Componentes del ciclo de Carnot inverso.	34
2.4. Diagramas del ciclo de Carnot invertido.	35
2.5. Ciclo de refrigeración real.	36
2.6. Componentes internos de un compresor recíprocante.	38
2.7. Condensador de tubo y aleta.	39
2.8. Evaporador de tubo y aletas.	40
2.9. Proceso de obtención de R1234yf y R1234ze(E).	47
3.1. Metodología general del trabajo de investigación.	54
3.2. Distribución de seis ciclos consecutivos en la operación del refrigerador en un gráfico de consumo de potencia.	57
3.3. Componentes principales del sistema de refrigeración.	58
3.4. Refrigerador bajo estudio tipo vitrina vertical.	60
3.5. Equipo y conexiones necesarias para realizar la carga de refrigerante.	62

3.6. Consumos de potencia promedio de cada ciclo de operación individual, y a partir de los cuales se calcula el consumo de potencia promedio general.	63
3.7. Comparación del ciclo de refrigeración con 2 y 4 puntos de medición de presión para 160g de R134a a 32°C.	65
4.1. Consumo de energía promedio del refrigerador por hora de operación para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente para R134a, ensayo de repetibilidad.	69
4.2. Consumo de energía promedio del refrigerador por hora de operación para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	70
4.3. Curvas del consumo de potencia del refrigerador para 145, 175 y 205 g de R134a, y temperatura ambiente de 24, 32 y 40 °C.	72
4.4. Flujo másico promedio de refrigerante para las diferentes cargas y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	73
4.5. Presiones medias en las salidas del compresor y condensador para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	74
4.6. Presiones medias en las entradas del evaporador y compresor para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	74
4.7. Diferencia entre las presiones de condensación y evaporación, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	75

4.8. Temperaturas de operación en la entrada y salida del compresor, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	76
4.9. Temperatura de operación en la salida del condensador, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	77
4.10. Temperatura de operación a la entrada y salida del evaporador, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	77
4.11. Diferencia de temperatura de condensación y evaporación para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	79
4.12. Diagrama de Mollier para las cargas de 145, 175 y 205 g de R134a a las distintas temperaturas del ambiente.	80
4.13. Razón de eficiencia energética EER para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.	81
4.14. Consumo de energía promedio del refrigerador por hora de operación, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze.	83
4.15. Curvas del consumo de potencia promedio del refrigerador para 175 g de R134a, R513A, R1234yf y R1234ze a temperatura ambiente de 24, 32 y 40 °C.	84
4.16. Flujo másico promedio de R134a, R513A, R1234yf y R1234ze en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	85

4.17. Presión a la salida del compresor para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	86
4.18. Presión a la salida del condensador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	87
4.19. Presión a la entrada del evaporador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	87
4.20. Presión a la entrada del compresor para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	88
4.21. Temperatura a la entrada del compresor para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	89
4.22. Temperatura a la salida del compresor para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	90
4.23. Temperatura a la salida del condensador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	90
4.24. Temperatura a la entrada del evaporador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	91

4.25. Temperatura a la salida del evaporador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	92
4.26. Diagrama de Mollier para la carga de 175 g de R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, a las distintas temperaturas del ambiente.	93
4.27. Razón de eficiencia energética EER para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.	94

ÍNDICE DE TABLAS

1.1. Características de los refrigerantes R134a, R513A, R1234yf y R1234ze.	4
2.1. Clasificación de refrigerantes por serie.	48
2.2. Clasificación de seguridad para refrigerantes.	50
3.1. Matriz de experimentos.	56
3.2. Características de los instrumentos.	60
3.3. Incertidumbre de las variables medidas.	61
4.1. Consumo de energía por hora de operación para diferentes cargas de refrigerante.	71
4.2. Presiones de operación del sistema para 175 g de refrigerante a las tres temperaturas del ambiente.	75
4.3. Temperaturas de operación del sistema para 175 g de refrigerante a las tres temperaturas del ambiente.	78
4.4. Características de desempeño del ciclo para 175 g de R134a a las diferentes temperaturas del ambiente.	81
4.5. Consumo de energía del refrigerador con cada refrigerante y variación con respecto al R134a para la carga de 175 g a 24, 32 y 40 °C.	83

-
- 4.6. Presiones de operación del sistema con cada refrigerante en [kPa],
para la carga de 175 g y las tres temperaturas del ambiente. 88
- 4.7. Temperaturas de operación del sistema con cada refrigerante en [°C],
para la carga de 175 g y las tres temperaturas del ambiente. 92
- 4.8. Características de desempeño del ciclo para 175 g de R134a, R513A,
R1234yf y R1234ze, a las diferentes temperaturas del ambiente. 95

NOMENCLATURA

A	Área	$[m^2]$
E	Energía	$[J]$
F	Fuerza	$[N]$
h	Entalpía específica	$[kJ/kg]$
k	Conductividad térmica del material	$[W/mK]$
m	Masa	$[kg]$
ρ	Densidad	$[kg/m^3]$
\dot{m}	Flujo másico	$[kg/s]$
N	Número de elementos de una muestra	
P	Presión	$[Pa]$
Q	Calor	$[J]$
\dot{Q}	Flujo de calor	$[W]$
\dot{Q}_L	Flujo de calor en el evaporador	$[W]$
\dot{Q}_H	Flujo de calor en el condensador	$[W]$
R	Resultado de un cálculo basado en una o más mediciones	
s	Entropía específica	$[kJ/kgK]$
T	Temperatura	$[^\circ C]$
u	Energía interna específica	$[kJ/kg]$
u_R	Incertidumbre en el resultado	$[kJ/kg]$
V	Volumen	$[m^3]$
v	Volumen específico	$[m^3/kg]$
\dot{V}	Flujo volumétrico	$[m^3/s]$

\dot{W}	Potencia eléctrica	[W]
X_i	Enésima variable	

Abreviaciones

CAS	Número de identificación de sustancias
COP	Coficiente de desempeño
ECOP	Coficiente de desempeño ecológico
EER	Razón de eficiencia energética
GWP	Potencial de calentamiento global
IHX	Intercambiador de calor interno
ODP	Potencial de agotamiento del ozono
SAO	Sustancias que agotan el ozono
TEWI	Impacto equivalente total de calentamiento

Subíndices

<i>atm</i>	Atmosférica
<i>abs</i>	Absoluta
<i>man</i>	Manométrica
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>cond</i>	Conducción
<i>conv</i>	Convección
<i>1h</i>	1 hora
<i>evap</i>	Evaporador

Nota: Algunas de las unidades en la nomenclatura fueron definidas según el sistema internacional, ya que no fue determinado o utilizado el valor de esa propiedad en el estudio, sin embargo, se hizo mención en el marco teórico, por ejemplo: área, fuerza, entre otras.

RESUMEN

En este estudio se presenta la evaluación del desempeño energético y las características de operación de un sistema de refrigeración comercial ligero al operar con R134a y los refrigerantes alternativos de bajo GWP R1234yf, R513A y R1234ze, con la finalidad de verificar la viabilidad de sustitución del R134a y así cumplir los lineamientos estipulados en los acuerdos internacionales que han programado la salida de los hidrofluorocarbonos del mercado en los próximos años.

Se llevó a cabo una metodología para determinar la carga de refrigerante adecuada. Consistió en hacer incrementos en lotes de 15 g a partir de una carga principal de 130 g y hasta llegar a 205 g. El refrigerador fue situado al interior de un cuarto con temperatura controlada que permite establecer la temperatura del ambiente a 24, 32 y 40 °C. Además, fue completamente instrumentado con sensores de temperatura, presión y flujo másico.

Las pruebas consistieron en dejar operar el refrigerador bajo su propio sistema de control de encendido y apagado del compresor por un tiempo suficiente hasta que las diferencias en las temperaturas de operación entre los ciclos fueran despreciables y a partir de ese momento, recolectar la información proveniente de los sensores para su posterior análisis.

El consumo de energía promedio del refrigerador por hora de operación fue comparado para cuatro refrigerantes, para las distintas cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente evaluadas, así como las condiciones de operación, entre ellas el flujo másico, presiones y temperaturas.

Los resultados muestran que la carga adecuada para todos los refrigerantes evaluados coincide en los 175 g, con la cual se obtuvo el menor consumo de energía promedio por hora de operación. El aumento en dicho consumo fue del 95 % debido al incremento en la temperatura del ambiente de 24 °C a 40 °C, o bien, 20 kJ por cada grado Celsius. El refrigerante R513A es el que muestra el menor consumo de energía con variaciones del 5.3, 3 y 0.1 % con respecto al R134a a las temperaturas de 24, 32 y 40 °C, respectivamente. El cálculo del EER no resulta en un indicador conveniente para determinar el valor de la carga de refrigerante adecuada, dado que no se encontró un valor máximo en el rango de cargas estudiado. La consideración isobárica en los intercambiadores de calor, puede traer consigo subestimaciones en la capacidad de enfriamiento que pueden ir desde un 9 a un 17 %, dependiendo de las condiciones de operación con cada refrigerante utilizado.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En este capítulo inicial se encuentra plasmada la motivación que dio lugar al desarrollo de este trabajo de investigación, así como la sección de antecedentes que muestra un amplio panorama del estado del conocimiento mediante una revisión bibliográfica de las obras precedentes a la que ha quedado documentada en estas páginas, abarcando principalmente la historia de los refrigerantes, la importancia de una carga de refrigerante adecuada y estudios donde se ha llevado a cabo la sustitución de refrigerantes.

Adicional a lo anterior, se da a conocer el planteamiento general de la tesis por medio de la hipótesis a validar, el objetivo general y objetivos específicos, mismos que han sido planteados según el alcance previsto para este trabajo de investigación.

1.1 MOTIVACIÓN

El sector de la refrigeración y el aire acondicionado tiene un gran impacto en el consumo de energía a nivel mundial, de hecho, el Instituto Internacional de Refrigeración en el año 2019 indicó que el consumo de energía de dicho sector es del 20% con respecto a la demanda global, y se espera que se duplique para el año 2050. Sumado a lo anterior, el sector de la refrigeración es responsable del 7.8% de las emisiones de gases de efecto invernadero, de las cuales el 37% son causadas por fugas directas de refrigerantes, y el otro 63% está relacionado con emisiones indirectas debido a la producción y transporte de energía consumida por la refrigeración [1]. Uno de los puntos más críticos a los que conlleva esta situación es que el incremento en el consumo de energía y la contaminación ambiental durante el proceso de desarrollo social, son las principales causas del calentamiento global y el aumento del nivel del mar [2].

La industria de la refrigeración puede clasificarse en base a las aplicaciones a las que se destinan los sistemas, por ejemplo, el rubro comercial, que abarca la refrigeración ligera. Debido a su volumen y consumo de electricidad, tienen un impacto significativo en el medio ambiente. La refrigeración comercial comprende todos los equipos utilizados por los puntos de venta (supermercados y venta de alimentos) para preparar, almacenar y exhibir alimentos y bebidas congelados y frescos para la compra del cliente [3]; por su parte, la refrigeración comercial ligera abarca los equipos que poseen una capacidad de enfriamiento relativamente pequeña, por ejemplo el rango definido por Waltrich et al. [4] fue de 0.5 a 1.5 kW para esta clasificación. A la fecha, los refrigerantes sintéticos utilizados tienen un alto potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés). Para reducir el efecto directo de estos sistemas sobre el medio ambiente, los refrigerantes de tercera generación están siendo reemplazados por hidroolefinas (refrigerantes de cuarta generación), mientras que otros utilizan refrigerantes naturales como el isobutano, propano y dióxido de carbono [5]. Sin embargo, el desempeño de los sistemas de refrigeración y el benefi-

cio medioambiental del remplazo de los refrigerantes, aún sigue siendo un tema de investigación.

Actualmente uno de los refrigerantes más populares es el R134a, que durante las últimas décadas ha sido utilizado en numerosas y muy variadas aplicaciones como calefacción y refrigeración de espacios, refrigeración de alimentos y producción de agua caliente. Sin embargo, en la literatura se ha reportado que aunque tiene un potencial de agotamiento del ozono (ODP, por sus siglas en inglés) igual a cero, su potencial de calentamiento global (GWP) ronda alrededor de 1430 [6].

Con la finalidad de buscar solución a las problemáticas que han ido surgiendo a través del tiempo en lo que respecta al papel que juega la refrigeración en el impacto medioambiental, se han creado algunos acuerdos internacionales entre varias naciones donde se han establecido medidas para mitigar el problema, o de ser posible, erradicarlo. Algunos de estos acuerdos incluso han restringido la utilización total de ciertos tipos de refrigerantes, por ejemplo, se observó que algunos de los refrigerantes sintéticos, los clorofluorocarbonos (CFC's), causan el agotamiento del ozono estratosférico, por lo tanto, fueron prohibidos por el Protocolo de Montreal (1987). Como sustitutos, en la década de los 1980's se propusieron los hidroclofluorocarbonos (HCFC's) y los hidrofluorocarbonos (HFC's). Se observó que los HCFC's causan el agotamiento del ozono y tienen un alto potencial de calentamiento global. El Protocolo de Kyoto (1997) programó la eliminación de los HCFC's para 2020-2030 y de los HFC's para 2025-2040 [7].

Algunos refrigerantes que se han propuesto como posibles sustitutos en sistemas de refrigeración comercial ligera que operan con R134a, son las hidrofluoroolefinas HFO's, como el R1234yf y el R1234ze, así como también la mezcla R513A (R1234yf/R134a, 56/44 %masa). Sin embargo, aún es necesaria una ardua etapa de investigación que permita determinar de forma objetiva el campo de aplicación favorable y desfavorable de cada uno de estos nuevos refrigerantes, ya que en los estudios que se encuentran disponibles en la literatura se demuestra que la sustitución de un

refrigerante por otro, no asegura obtener buenos resultados en todas las aplicaciones donde tenía lugar el refrigerante original. Las principales características de los refrigerantes mencionados anteriormente se muestran en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Características de los refrigerantes R134a, R513A, R1234yf y R1234ze.

	R134a	R513A	R1234yf	R1234ze
Clase	HFC	HFC/HFO	HFO	HFO
CAS #	811-97-2	Mezcla	754-12-1	29118-24-9
Clasificación de Seguridad ASHRAE	A1	A1	A2L	A2L
ODP	0	0	0	0
<i>GW_{P100 años}</i>	1430	573	4	4
Temperatura Crítica [°C]	101.06	94.91	94.7	109.36
Presión Crítica [kPa]	4059	3648	3382	3635
Temperatura punto ebullición normal [°C]	-26.07	-29.45	-29.45	-18.97

Dicho lo anterior, la razón de ser de este trabajo de investigación es analizar el rendimiento de un sistema de refrigeración comercial ligero tipo vitrina vertical, con los refrigerantes sustitutos del R134a mencionados previamente.

1.2 ANTECEDENTES

1.2.1 HISTORIA DE LOS REFRIGERANTES

Los inicios de la refrigeración artificial, es decir, hecha por el hombre, se le atribuyen a Oliver Evans, que en 1805 fue la primera persona que propuso el uso de un fluido volátil en un ciclo cerrado para convertir agua en hielo. Propuso un sistema que operaba con éter que se evaporaba al vacío y después lo bombeaba a un intercambiador de calor enfriado por agua para condensarlo. Veinticinco años más tarde, Jacob Perkins construyó la primera máquina de compresión de vapor e introdujo los primeros refrigerantes reales tal como se conocen hoy en día [8].

El refrigerante es una sustancia o mezcla, normalmente un fluido, que se utiliza en ciclos de calor que experimenta una transición de fase reversible de un líquido a un gas y viceversa. Los refrigeradores, acondicionadores de aire, bombas de calor, calentadores de agua y muchos más dispositivos utilizan refrigerantes como fluido intermediario para transferir calor entre fuentes y sumideros [7].

Calm [8] realizó una revisión de la evolución cronológica del uso de refrigerantes y la presentan según su clasificación por generaciones, como se muestra a continuación.

Los refrigerantes más comunes durante los primeros 100 años fueron solventes conocidos y otros fluidos volátiles; ellos constituyeron la primera generación de refrigerantes, incluyendo todo lo que funcionaba y estaba disponible. Casi todos estos primeros refrigerantes eran inflamables, tóxicos o ambos, y algunos también eran muy reactivos. Los accidentes eran comunes. Algunos de los refrigerantes que pertenecen a esta categoría son: éter, CO_2 , NH_3 , SO_2 , $HCOOCH_3$, HC's, H_2O , CHC's, etc. También Riffat et al. [9] y Bolaji y Huan [10] presentan características de algunos de los principales refrigerantes naturales.

La segunda generación se distinguió por un cambio a los fluoroquímicos, por seguridad y durabilidad. Los clorofluorocarbonos (CFC's) y posteriormente los hidroclofluorocarbonos (HCFC's) dominaron la segunda generación de refrigerantes, especialmente a partir de la década de 1950 en los acondicionadores de aire y bombas de calor residenciales y comerciales pequeños. El amoníaco continuó siendo, y sigue siendo hoy, el refrigerante más popular en grandes sistemas industriales, especialmente para el procesamiento y almacenamiento de alimentos y bebidas.

La vinculación de los CFC's con el agotamiento de la capa de ozono catalizó la tercera generación, con especial atención a la protección del ozono estratosférico. El Convenio de Viena y el Protocolo de Montreal resultantes obligaron al abandono de las sustancias que agotan la capa de ozono. Los cambios despertaron un renovado interés en los “refrigerantes naturales”, particularmente el amoníaco, el dióxido de carbono, los hidrocarburos, y el agua. A finales de 1989, y en 10 años, se introdujeron reemplazos para la mayoría de los refrigerantes que agotan la capa de ozono. Existe una investigación basada en un estudio que se realizó para evaluar el impacto total del calentamiento global de las alternativas propuestas a los CFC's [11]. El documento se centra en los aspectos relevantes de dicho estudio para la refrigeración y el aire acondicionado; presenta algunos ejemplos de sistemas de refrigeración y realiza algunos cálculos de impacto equivalente total de calentamiento (TEWI, por sus siglas en inglés).

Los países (en su mayoría desarrollados), a veces denominados del Artículo 2 (haciendo referencia al Protocolo de Montreal, 1987), eliminaron el uso de refrigerantes CFC's en nuevos equipos para 1996, como lo requiere dicho protocolo. Los países que operan al amparo del Artículo 5 lo harían en 2010, y algunos (por ejemplo, China) lo harán antes [8].

El Protocolo de Kyoto es otro acuerdo internacional que pretende mitigar las emisiones de gases de efecto invernadero que contribuyen al calentamiento global mediante la eliminación de los HCFC's para 2020-2030, y de los HFC's para 2025-2040.

Es así como nace una cuarta generación de refrigerantes donde destacan principalmente las hidrofluoroolefinas y sus mezclas, con muy bajo o incluso cero ODP, y bajo GWP comparados con los refrigerantes de la generación anterior. Devecioğlu [12] presenta una investigación de gran aporte a este estudio, ya que enlistan algunas características de todos los refrigerantes objeto de estudio y algunas comparaciones entre ellos. Bobbo et al. [13] presentan una revisión del estado actual del conocimiento de las propiedades termofísicas determinadas experimentalmente de varias HFO's y sus mezclas. Por su parte, Nair [14] presenta una revisión bibliográfica de los trabajos que se han realizado en el estudio de las hidrofluoroolefinas y presenta toda la información condensada en el estudio, así mismo, propone una serie de trabajos futuros y casos de estudio para un futuro análisis.

1.2.2 CARGA DE REFRIGERANTE

Un aspecto muy importante a considerar en los sistemas de refrigeración es la cantidad óptima de masa de refrigerante que debe ser ingresada al sistema y con la cual se presenta el mejor desempeño energético y/o termodinámico del mismo. Este tema ha sido estudiado desde hace algunos años e incluso en investigaciones recientes.

En el año 2001 se publicó un artículo donde se menciona la importancia de determinar la carga adecuada para un sistema de refrigeración debido a la relación directa que presenta con el desempeño, la estabilidad y la durabilidad del sistema; también mencionan que a medida que la masa de refrigerante aumenta, el coeficiente de desempeño (COP, por sus siglas en inglés) también lo hace hasta llegar a un punto máximo y después comienza a disminuir. El objetivo de su investigación fue proponer un modelo analítico e iterativo para determinar la carga óptima de una máquina de refrigeración debido a que la técnica usual era de prueba y error; este modelo se basa en la solución de múltiples ecuaciones donde algunas de ellas involucran características muy específicas de los componentes del sistema. Dentro

de los resultados obtenidos, se demostró y replicó el comportamiento del desempeño del sistema mediante el COP, comparado con los resultados experimentales de otra investigación, aunque con algunas discrepancias debido a algunas diferencias en los componentes del sistema considerados en cada caso [15].

En el año 2002 se realizó un estudio en California donde recolectaron datos de más de 13,000 equipos de refrigeración, entre residencial y comercial, con la ayuda de Proctor Engineering Group y su herramienta CheckMe!, con esto pudieron determinar que de los 13,258 equipos, el 57 % necesitaba atención en cuanto a carga de refrigerante. De la cantidad mencionada, 8,873 equipos eran del sector residencial y 4,385 del sector comercial, de los cuales el 56 % y 60 %, respectivamente, presentaban detalles en cuanto a carga de refrigerante. Los métodos principales que utilizan para medir los niveles de carga y establecer la carga óptima son el sobrecalentamiento y subenfriamiento, los cuales involucran principalmente mediciones de temperatura en puntos específicos del sistema para obtener algunas diferencias que deben permanecer dentro del rango. Esta información de los rangos aceptados la proveen los fabricantes y la comisión de energía de California [16].

Unos años más tarde se investigó la influencia de la carga de refrigerante en las condiciones de trabajo de un congelador vertical doméstico de almacenamiento de alimentos durante el funcionamiento estable [17]; para ello, se propuso un cierto rango de carga de refrigerante que, después de descartar algunos valores que no eran adecuados para el comportamiento del sistema, se definió de 80 gramos a 190 gramos. Algunos datos que reportan en esta investigación en relación a la masa de refrigerante ingresada son el flujo másico a la entrada del compresor, la potencia eléctrica consumida, la capacidad de enfriamiento, la relación de COP, entre otros. La conclusión de la investigación fue que la carga óptima de refrigerante es la mínima para la cual el evaporador está completamente ocupado por un vapor saturado: en esta condición, la capacidad de enfriamiento es la máxima compatible con las restantes condiciones de funcionamiento fijas.

Kim y Braun [18] evaluaron el impacto de la carga de refrigerante en equipos de aire acondicionado y en bombas de calor. Se analizaron distintos sistemas que presentaban diferencias en su capacidad, tipo de compresor, dispositivo de expansión, y presencia de acumulador. También fueron propuestos ciertos niveles de carga de refrigerante para análisis con respecto a los estipulados por el fabricante. Dentro de las conclusiones mencionan que, de acuerdo con investigaciones previas sobre aire acondicionado residencial, alrededor del 55 % de los sistemas están subcargados en un 10-30 % debido a una medición incorrecta del nivel de carga durante la instalación o el servicio. Según los resultados de este estudio, una carga insuficiente de refrigerante en el rango del 25 % puede conducir a una reducción promedio del 20 % en la capacidad de enfriamiento y del 15 % en la eficiencia energética.

Algunos otros estudios no sólo centran su investigación únicamente en el efecto de la carga de refrigerante sobre el sistema, sino que incluyen en su análisis alguna variación en uno de los componentes. Tal es el caso del estudio que presentan Boeng y Melo [19], donde se estudió el efecto simultáneo de variar la carga refrigerante y la apertura de una válvula en el dispositivo de expansión para comparar resultados y la sensibilidad de ambas variantes en cada prueba. Algunos puntos que destacan de sus conclusiones son: una combinación inapropiada de restricción de expansión y carga de refrigerante puede aumentar el consumo de energía hasta en un 30 %, y un déficit de carga o un exceso de restricción aumenta el sobrecalentamiento del evaporador. Por otro lado, un exceso de carga o una pequeña restricción conduce al sobre flujo o inundamiento excesivo del evaporador, y disminuye la temperatura de la línea de succión. En ambos casos se penaliza la capacidad frigorífica y el consumo energético.

Una investigación similar es la que realizaron Pisano et al. [20], donde estudiaron el diseño óptimo de un congelador comercial ligero, mediante el análisis de los efectos combinados del diámetro del tubo capilar y la carga de refrigerante en el rendimiento. En esta ocasión se utilizó un software de simulación de sistemas de compresión de vapor donde han sido definidos algunos parámetros de los compo-

nentes del sistema, y en base a estos, se han obtenido los resultados deseados. El software trabaja en la solución de ecuaciones no lineales acopladas que han sido definidas para cada componente del sistema de refrigeración, mediante el método de los volúmenes finitos. Con los resultados obtenidos se justificó que, durante el proceso de diseño, la elección del diámetro del tubo capilar y la carga de refrigerante no debería basarse únicamente en la maximización del COP, sino que debería tener en cuenta las limitaciones impuestas por otros parámetros como el sobrecalentamiento, el subenfriamiento, la temperatura de succión del compresor, y la relación de tiempo de ejecución. Adicional a esto, se menciona que una vez que se ha seleccionado el diseño óptimo, un cambio en la temperatura ambiente provocaría un cambio en el valor de la carga óptima.

Es importante no dejar de lado las condiciones externas bajo las cuales opera un equipo de refrigeración, como lo muestran Deymi-Dashtebayas et al. [21], donde analizaron los efectos combinados de la carga de masa de refrigerante y la temperatura ambiente en el rendimiento de sistemas de refrigeración. Para ello se propusieron ciertas cantidades de masa de refrigerante y temperaturas del aire ambiental. Los resultados fueron analizados en base a la capacidad de enfriamiento y el índice de eficiencia energética (EER, por sus siglas en inglés). Los resultados experimentales muestran que la carga de masa óptima tiene un efecto sustancial en los parámetros de desempeño del sistema de refrigeración, como la capacidad de refrigeración, el consumo de energía y el índice de eficiencia energética (EER). Se observa que existe un valor óptimo de EER cuando cambia la carga de refrigerante. La mayor capacidad de enfriamiento y EER obtenidas fueron de 3.2 kW (11,000 Btu/h) y 2.5 respectivamente, en 640 gramos de masa de refrigerante. Además, con el aumento de la temperatura del aire ambiente de 27 °C a 45 °C, la EER disminuye en un 30 %.

Una de las investigaciones más recientes en este tema es la que presentan Li et al. [22], donde se estudia la carga de refrigerante óptima y eficiencia energética de un sistema de refrigeración sin aceite que utiliza R134a. En este estudio se realizó un barrido de cargas de masa de refrigerante en un rango propuesto de 200 a 340 gra-

mos; sin embargo, se toman en cuenta otras múltiples variables en los componentes del sistema como diferentes razones de presión, carreras de compresor, frecuencias de operación y temperaturas de succión principalmente. Como se puede apreciar, cada vez se van agregando más variables de estudio en conjunto con la carga de refrigerante, debido al diferente impacto que presenta en cada situación. Las conclusiones finales de este estudio abarcan demasiadas consideraciones por el número de variables involucradas, una de ellas es que la carga óptima varía según las condiciones de funcionamiento. Una carrera del compresor más alta y una relación de presión más baja tienden a tener una carga de refrigerante óptima más alta.

Como se puede apreciar, el efecto de la carga de refrigerante en un sistema de refrigeración o aire acondicionado es un punto crítico al cual se debe prestar la suficiente atención, es por ello que ha sido tema de investigación por varias décadas. Gracias a la información proporcionada por las investigaciones anteriores y otras más, hemos podido dimensionar su importancia en el desempeño, consumo de energía y capacidad de un sistema. Cabe destacar que con la implementación de nuevos refrigerantes de bajo GWP en el mercado, este tipo de estudios seguirán siendo necesarios para garantizar un correcto y conveniente funcionamiento de los equipos.

1.2.3 SUSTITUCIÓN DE REFRIGERANTES

Bastante se ha hablado acerca de las sustituciones de refrigerantes que se han llevado a cabo a lo largo del desarrollo de la industria de la refrigeración y los motivos por los cuáles han sido necesarias; en esta sección se hace una revisión de las investigaciones previas que se han hecho con los refrigerantes de cuarta generación que son propiamente objeto de estudio de este trabajo de investigación: R1234yf, R513A y R1234ze.

Este tipo de refrigerantes que han sido denominados “hidrofluoroolefinas” y sus mezclas han sido tema central de estudio en la última década; se ha hecho un gran

trabajo de investigación en lo que respecta al estudio de sus propiedades físicas, químicas y en especial termodinámicas. Asimismo, existen estudios comparativos del desempeño de sistemas de refrigeración o aire acondicionado al operar con estos nuevos refrigerantes frente a los hidrocarburos convencionales que poseen un alto GWP, específicamente el R134a.

Refrigerante R1234yf

Existe registro de algunos trabajos donde se estudia la operación de sistemas de aire acondicionado de automóviles con el refrigerante R1234yf. En el año 2008 se publicó el primer artículo donde realizaron la sustitución de R134a por R1234yf. En ese documento incluyeron estudios de toxicidad, inflamabilidad, compatibilidad con otros materiales, entre otros aspectos; pero uno de los más interesantes fue el estudio del rendimiento del sistema, donde los resultados arrojaron que sin cambios en el diseño, la capacidad de enfriamiento y la eficiencia energética difiere entre un 4-8 % entre los dos refrigerantes. Dentro de sus conclusiones mencionan que la HFO-1234yf tiene un excelente potencial como nuevo refrigerante de bajo calentamiento global para aire acondicionado automotriz y potencialmente para aplicaciones estacionarias [23].

Unos años más tarde se evaluó el rendimiento de dos sistemas de refrigeración automotriz idénticos al operar con R134a y R1234yf por Cho et al. [24]. Acto seguido se instaló un intercambiador de calor interno en el sistema cargado con R1234yf y se analizó el comportamiento nuevamente. Los resultados obtenidos mostraron que con respecto a los sistemas de refrigeración idénticos que operaron con R1234yf y R134a, el sistema R1234yf mostró un menor consumo de energía del compresor y capacidad de enfriamiento de hasta un 4 % y 7 %, respectivamente, en comparación con el sistema R134a. En general, la capacidad de enfriamiento y el COP del sistema R1234yf sin el intercambiador de calor interno disminuyeron hasta en un 7 % y 4.5 %, respectivamente, en comparación con los del sistema R134a. Sin embargo, en el sistema R1234yf con el intercambiador de calor interno disminuyeron un 1.8 % y

un 2.9%, lo que implica una disminución significativamente menor.

Un estudio similar al anterior fue el que se realizó por Qi [25] para comparar el funcionamiento de un sistema de refrigeración automotriz al usar R134a y R1234yf, variando algunas condiciones de operación tales como la temperatura del aire ambiental, las revoluciones por minuto del compresor y sus eficiencias. Los resultados revelaron que usando R1234yf, el COP y la capacidad de enfriamiento del sistema fueron menores en un 4.8-7% y 7.7-10.6%, respectivamente, los cuales podría mejorar en un 15% si se incrementa el subenfriamiento de 1 K a 10 K. Asimismo se podrían obtener mejores resultados en dichos parámetros si se mejoran las eficiencias volumétrica e isentrópica del compresor.

Existen algunas investigaciones que, a diferencia de las anteriores, basan su análisis en estudios teóricos y no experimentales, como el trabajo presentado por Daviran et al. [26], donde el propósito es investigar el reemplazo directo apropiado del R134a por R1234yf mediante simulaciones computacionales. Se ha simulado un sistema de refrigeración automotriz con características específicas para cada componente, y se han propuesto dos condiciones distintas: primero se considera una capacidad de enfriamiento constante, después se considera una tasa de flujo másico fija. Algunas de las conclusiones presentadas son: bajo una capacidad de enfriamiento constante, el COP del R1234yf es más bajo que el del R134a en un 1.3-5%, y en el segundo caso el COP del R1234yf es aproximadamente un 18% más alto que el del R134a.

Es importante mencionar que no solo se han realizado investigaciones en sistemas de aire acondicionado automotriz, sino también en equipos del sector residencial. Belman-Flores et al. [27], estudiaron de manera experimental el reemplazo directo de R134a por R1234yf en un refrigerador doméstico. Cabe destacar que en este trabajo, así como en muchos otros e incluso en algunos de los antes mencionados se ha llevado a cabo alguna metodología para determinar la carga óptima de refrigerante que ha de ser ingresada al sistema de refrigeración o aire acondicionado; destacando

de nuevo la importancia de este aspecto. Los resultados obtenidos muestran en gran medida el efecto de la carga de refrigerante en el sistema sobre el comportamiento térmico de los componentes, la energía consumida, y presentan además un análisis de TEWI. Dentro de las conclusiones documentadas, se menciona que el análisis térmico fue muy similar entre ambos refrigerantes sin necesidad de hacer ninguna modificación en el sistema; sin embargo, hubo un incremento del 4% en el consumo de energía al operar con R1234yf, y finalmente el análisis TEWI del R1234yf fue 1.07% superior con respecto al R134a.

Belman-Flores et al. [28], realizaron un análisis de energía y exergía en el reemplazo directo de R134a por R1234yf en un refrigerador doméstico. Para llevar a cabo este análisis, se utilizó un modelo computacional que facilitara la obtención de parámetros termodinámicos como el COP y los balances de exergía de cada componente del refrigerador. Cabe mencionar que, dentro de las condiciones que fueron estudiadas, la carga de refrigerante fue una de ellas, así como las temperaturas de condensación y evaporación. Los resultados indicaron que en ambos casos las irreversibilidades se concentran principalmente en el compresor. El análisis de exergía permitió determinar que el R1234yf puede no ser una buena alternativa al R134a a menos que se rediseñaran algunos componentes del sistema.

Otro tipo de análisis bajo el cual se estudió el reemplazo directo de R134a por R1234yf en un refrigerador doméstico fue el exergoeconómico [29], donde se reportan variables de temperatura, presión y consumo de energía en un refrigerador doméstico operando con R134a y R1234yf. Se realizaron las comparaciones entre los refrigerantes mediante el uso de un software que resuelve ciertas ecuaciones de los modelos energético y exergético. Se utilizan los parámetros exergoeconómicos como el costo unitario de exergía y el factor exergoeconómico como indicadores comparativo del desempeño. Con base en el costo unitario de exergía, los resultados muestran que el R134a se comporta mejor que el R1234yf en diferentes condiciones de operación. El factor exergoeconómico presenta valores más altos para R134a que para R1234yf, lo que implica una menor destrucción de exergía en el sistema. La optimización del

sistema permite reducir el costo en un 9.8 % al utilizar R134a, y un 6.5 % al utilizar R1234yf.

Existen otros trabajos de investigación donde realizan comparaciones no solo de R1234yf con R134a, sino también con R513A y R1234ze, los cuales se enlistan más adelante.

Refrigerante R513A

El estudio del refrigerante R513A ha tomado iniciativa en los últimos años. Con la finalidad de establecer si es un buen sustituto del R134a, se han realizado diversas investigaciones donde se comparan diferentes sistemas operando con dichos refrigerantes.

En el año 2016 se trabajó con una instalación experimental que simula el funcionamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor con componentes diseñados para operar con R134a [30]. Su objetivo fue presentar las principales diferencias operativas y de desempeño entre el R134a y el R513A. Se realizaron 36 pruebas para cada refrigerante donde variaban las temperaturas de evaporación y condensación de -15 a 12.5 °C, y de 25 a 35 °C, respectivamente. Los resultados arrojaron que se obtuvo una mayor capacidad de enfriamiento con el R513A, así como un mayor consumo de energía; sin embargo, su COP también fue mayor en un promedio del 5 %, por lo que se concluyó que puede ser un sustituto adecuado desde el punto de vista energético y medio ambiental.

Otra metodología utilizada para verificar la viabilidad de fluidos alternativos en las instalaciones existentes y el potencial para mejorarlos es el análisis de exergía de los sistemas de compresión de vapor. Mota-Babiloni et al. [31] realizaron un análisis exergético de una instalación que simula un sistema de refrigeración de capacidad pequeña al operar con R134a y R513A. La temperatura de evaporación varió entre -15 y 5 °C, y definieron las temperaturas de condensación de 30 y 35 °C. La eficiencia exergética global del R513A fue ligeramente superior a la del R134a, a pesar de que el R513A presentó una mayor tasa de destrucción de exergía. Se concluyó que el

R513A no necesita un rediseño para ser utilizado en sistemas de refrigeración con R134a, ya que la eficiencia exergética en todos los componentes era comparable a la del R134a, o incluso superior.

Yang et al. [32] estudiaron experimentalmente el reemplazo de R134a por R513A en un refrigerador doméstico diseñado para operar con el primero de los ya mencionados. Se realizaron tres tipos de pruebas: la llamada “pull down”, prueba de consumo de energía de 24 horas y prueba de congelación. Las condiciones externas fueron controladas a 25 °C de temperatura ambiente y 45 % de humedad relativa. La carga óptima para el R513A resultó de 80 gramos, que es un 5.9 % más baja que la del R134a (85 gramos). El tiempo de “pull down” del R513A se reduce en un 21 % en comparación con el R134a. El consumo de energía de 24 horas del R513A es un 3.5 % menor que el del R134a. Durante la prueba de congelación, el R513A ahorró 43.2 minutos en comparación con la prueba de referencia, lo que indica que la capacidad de congelación del R513A es superior a la del R134a. En conclusión, la mezcla de refrigerante R513A (a 80 g de carga) se puede considerar como un sustituto directo del R134a en el refrigerador sin ningún rediseño de todo el sistema.

Mota-Babiloni et al. [33] estudiaron experimentalmente la influencia de un intercambiador de calor interno (IHX, por sus siglas en inglés) en un sistema de compresión de vapor al operar con R134a y R513A. El sistema de refrigeración diseñado fue de capacidad media y en las pruebas realizadas se variaron las condiciones de evaporación y condensación. Las temperaturas de evaporación fueron -15, -10 y -5 °C, y temperaturas de condensación de 32.5 y 40 °C. Las combinaciones de estas condiciones se realizaron con y sin el IHX y además se realizaron pruebas adicionales a 40 °C y efectividad del IHX intermedia. La temperatura de descarga incrementó hasta 26 K para ambos fluidos, y la relación de compresión más grande no es factible para el R134a. La capacidad de enfriamiento del sistema aumentó hasta un 5.6 % para R513A, mientras que para R134a aumentó alrededor del 3 %. Además, debido a la mínima disminución del consumo de energía, el COP también aumenta hasta un 8 % para R513A, y un 4 % para R134a. Debido a los resultados experimentales

observados, se recomienda el uso del IHX de alta efectividad para el R513A, especialmente para operaciones de alta relación de compresión, siempre que la temperatura de descarga no alcance valores críticos.

Uno de los estudios más recientes donde muestran un análisis de energía y exergía del R513A como reemplazo directo del R134a en un sistema de refrigeración por compresión de vapor lo presentan Sun et al. [34]. Cabe mencionar que en dicho sistema se utilizó un economizador, lo que implica el uso de más componentes y accesorios. Para poder realizar el análisis se construyó un modelo de simulación del sistema de refrigeración el cual fue validado con datos experimentales. El reemplazo de R134a con R513A mostró una reducción de capacidad de hasta un 12 %, así como en eficiencia en la mayoría de las condiciones de operación (hasta 9 % con COP y 14 % con eficiencia exergética), presentando menos irreversibilidad en condiciones de alta temperatura ambiente y alta temperatura del espacio (5 % a 13 %) y mejor eficiencia exergética del 3 % en condiciones de baja temperatura ambiente. Para mejorar la eficiencia energética y exergética del sistema con R513A, el compresor es el primer componente que debe ser rediseñado o seleccionado de nuevo, seguido del economizador, las válvulas y el evaporador. La influencia del condensador es insignificante.

Refrigerante R1234ze

Al igual que con los refrigerantes anteriores, los estudios del desempeño de sistemas de refrigeración al utilizar el refrigerante R1234ze comenzaron en la última década y su mayor auge ha sido en los últimos años. Dentro de la literatura existen estudios referentes a las propiedades de este refrigerante y también en algunos otros se ha evaluado el desempeño de sistemas de refrigeración al operar con el mismo, comparándolo con el R134a como los que se mencionan a continuación.

Un estudio realizado en el año 2016 muestra un análisis energético y exergético de una unidad de enfriamiento de agua (también conocida como “chiller”), que funciona mediante un sistema de refrigeración por compresión de vapor enfriado por

aire en el condensador y que tiene como fluido de trabajo al refrigerante R134a y R1234ze, como posible sustituto del anterior [35]. Mediante la aplicación de la primera y segunda ley de la termodinámica, conservación de masa y análisis de exergía a cada componente del sistema, se consiguió un modelo para simular el ciclo de refrigeración bajo ciertas condiciones de entrada como temperatura ambiente, diferencia de temperatura a la entrada y salida de los intercambiadores, diferencia de temperatura entre el agua de entrada y salida del chiller, grado de subenfriamiento y sobrecalentamiento, flujo másico, entre otras. Para dar solución a las ecuaciones generadas, se utilizó un software que resuelve ecuaciones de ingeniería. La eficiencia energética fue evaluada mediante el COP, mientras que la eficiencia exergética mediante el ECOP. Los resultados muestran que no hay gran diferencia en los valores de COP y ECOP obtenidos con cada refrigerante, el R134a mostró valores de 3.347 y 0.302, respectivamente, mientras que el R1234ze obtuvo 3.354 y 0.3027, respectivamente. Para ambos refrigerantes se encontró que el compresor es el responsable de la mayor destrucción de exergía, seguido del condensador, válvula de expansión y, por último, el evaporador. El refrigerante R1234ze es el que muestra menos irreversibilidades en todo el ciclo, por lo tanto, se concluye que es un buen candidato de sustitución del R134a en este tipo de sistemas.

Otro caso de estudio se presentó por Mota-Babiloni et al. [36], donde se trabajó con un sistema de refrigeración por compresión de vapor, y los refrigerantes R134a y R1234ze como fluidos de trabajo. El objetivo principal de esta investigación es explorar ciertas modificaciones en el sistema con la finalidad de incrementar la capacidad de enfriamiento al operar con R1234ze, hasta alcanzar valores similares a los obtenidos con R134a. La instalación experimental cuenta con un compresor tipo abierto o de movimiento externo que posee un variador de frecuencia, el dispositivo de expansión es una válvula termostática y los intercambiadores de calor son de tipo tubo y coraza. Adicional a los componentes anteriores, una de las modificaciones al sistema consiste en la implementación de un intercambiador de calor interno que puede ser activado o desactivado según se requiera. Durante las pruebas se fue va-

riando la temperatura de condensación y evaporación del refrigerante en un rango de 300-330 K y 260-280 K, respectivamente, mientras el grado de sobrecalentamiento se mantuvo fijo a 7 ± 1 K y el subenfriamiento a 2 K. Se realizaron 44 pruebas, algunas de ellas solo variando la velocidad de rotación del compresor, mientras en otras se combinaba este efecto con ajustes en la válvula de expansión (al evaluar al R1234ze para lograr el sobrecalentamiento fijado) y/o la activación del intercambiador de calor interno. Los parámetros estudiados a detalle fueron el flujo másico y la capacidad de enfriamiento. Los resultados encontrados con el ajuste en la válvula de expansión por sí solo y combinado con el intercambiador de calor interno mostraron valores del R1234ze muy por debajo de los del R134a. Por otro lado, con un incremento en la velocidad de rotación del compresor del 43 % para el R1234ze comparado con el R134a, las variaciones se redujeron a menos del 6 %, disminuyendo aún más al combinar este efecto con el intercambiador de calor interno a menos del 4 %.

Aprea et al. [37] presentan un estudio realizado en el año 2018 donde evaluaron el desempeño energético de un refrigerador doméstico en la sustitución del refrigerante R134a por R1234ze. El refrigerador fue diseñado para operar con 100 g de R134a y sus principales componentes son un compresor hermético recíprocante, intercambiadores de calor de tiro forzado y tubo capilar. Las pruebas realizadas con cada refrigerante fueron la de “pull down” y la de consumo de energía en 24 horas, bajo la norma UNI-EN-ISO15502, que establece ciertas condiciones como 25 °C de temperatura ambiente y humedad relativa en un rango de 45-75 %. La carga del refrigerante R1234ze fue variando en lotes de 10 g en el rango de 95-145 g, mientras que la de R134a se mantuvo fija en 100 g. Para determinar la carga óptima de R1234ze, se tomó en cuenta el tiempo requerido con cada carga de refrigerante en la prueba de “pull down”, para llegar a la temperatura deseada de -18 °C en un tiempo similar al que le tomó al R134a y, al ser dos cargas (135 y 145 g) las que presentaron valores cercanos, se comparó el consumo de energía y potencia durante la prueba de “pull down”, determinando que la carga más adecuada es la de 135 g. Con respecto a la prueba de consumo de energía en 24 horas, el R1234ze ha mostrado una ligera

reducción de la potencia eléctrica consumida y se ha obtenido un ahorro energético del 9 %.

Comparación entre refrigerantes.

A continuación se presentan varios estudios donde se realizaron comparaciones en el desempeño de sistemas de refrigeración al operar con los refrigerantes R1234yf y R1234ze, como posibles sustitutos del R134a.

En el año 2012 se presenta un estudio experimental donde se analizó el rendimiento de refrigeradores domésticos al operar con R1234yf y R1234ze como sustitutos directos del R134a [38]. Dos refrigeradores (uno de ellos diseñado con tecnología más avanzada como un evaporador dual y un compresor de velocidad variable) fueron evaluados bajo el estándar AHAM HRF-1-2008 para conocer el consumo de energía por día al operar con los distintos refrigerantes. Los resultados reflejan que el refrigerante R1234yf provoca un consumo de energía similar al que se registra con R134a, excediéndolo en un rango del 1-3 % para ambos refrigeradores, mientras que el R1234ze presenta el menor consumo de energía con reducciones del 15.5 y 5.4 % con respecto al R134a para el refrigerador tradicional y de tecnología avanzada, respectivamente. Además, se comparan las curvas del consumo potencia de los tres refrigerantes, donde el R1234yf presenta los ciclos más cortos en la operación del compresor, caso contrario al R1234ze que presenta los más largos. Se concluye que el R1234yf puede ser una sustitución viable del R134a en refrigeradores domésticos.

Dos años más tarde, se estudió el desempeño de un sistema de refrigeración por compresión de vapor al operar con los refrigerantes R1234yf y R1234ze como sustitutos del R134a [39]. Las condiciones de operación fueron temperaturas de evaporación de 260, 270 y 280 K, y temperaturas de condensación de 310, 320 y 330 K, además se hicieron pruebas con la implementación de un intercambiador de calor interno en el sistema y sin él. El sobrecalentamiento se fijó en 7 K y la carga de refrigerante fue la misma para los tres fluidos evaluados. De manera general, los resultados obtenidos para las condiciones de operación mencionadas anteriormente son los siguientes: la

eficiencia volumétrica disminuyó entre el 3 y 5 % para el R1234yf y entre el 5 y 6 % para el R1234ze, tomando como referencia al R134a. Se encontró una reducción en la capacidad de enfriamiento del 9 % para el R1234yf y del 30 % para el R1234ze, con respecto al R134a. Respecto al COP, el R1234yf obtuvo una variación de 3-11 % por debajo del R134a, mientras el R1234ze mostró variaciones entre el 2-8 %. Se concluye que el uso del intercambiador de calor interno provoca un incremento en el COP de los refrigerantes sustitutos del 1 %, mientras que el incremento en el COP del R134a es mínimo.

En el año 2016, se realizó un estudio comparativo entre el R134a y los refrigerantes alternativos R1234yf, R1234ze y R450A (el cual es una mezcla de R1234ze y R134a) [40]. Se realizó un modelo numérico de un compresor recíprocante de velocidad variable que fue validado con datos experimentales con un error de predicción del $\pm 10\%$ y ± 2 K para temperatura. Este modelo arroja resultados de flujo másico de refrigerante, capacidad de enfriamiento, COP, consumo de potencia del compresor y la temperatura del refrigerante a la descarga del mismo; mientras que los datos de entrada son la velocidad rotacional del compresor, el subenfriamiento, sobrecalentamiento, temperaturas de evaporación y condensación, tipo de refrigerante utilizado, y temperatura del ambiente. Las condiciones constantes en las simulaciones fueron una temperatura ambiente de 294 K, subenfriamiento de 8 K, sobrecalentamiento de 7 K, y temperaturas de condensación de 310 y 330 K. En algunas pruebas la velocidad rotacional del compresor se mantuvo constante a 575 RPM mientras se variaba la temperatura de evaporación desde 260 a 280 K, mientras que en otras pruebas, la temperatura de evaporación se mantuvo constante a 260 K y la velocidad del compresor variaba de 400 a 600 RPM. Los resultados muestran que el refrigerante R1234yf consume más potencia que el R134a en bajas temperaturas de evaporación, mientras que a temperaturas de evaporación más elevadas el consumo es similar. El R1234ze es el que presenta el menor consumo de potencia en un 23-25 % con respecto al R134a. Con respecto a la capacidad de enfriamiento promedio, el R1234yf y el R1234ze mostraron una reducción del 9 % y 30 %, respectivamente. Las variaciones

en el COP van desde 8 a 13 % para R1234yf, y desde 4 a 6 % para el R1234ze, con respecto al R134a que presenta los valores más altos de dicho parámetro.

1.3 HIPÓTESIS

La sustitución del refrigerante R134a por refrigerantes de cuarta generación con un potencial de calentamiento global reducido, es posible por la similitud de las propiedades físicas y compatibilidad con el equipo de los sistemas de refrigeración. Además del beneficio medioambiental, el desempeño térmico de las unidades de refrigeración comercial ligera podría incrementarse con la sustitución de refrigerantes de cuarta generación, determinando la carga más adecuada del refrigerante sustituto y la evaluación del desempeño térmico bajo condiciones ambientales de 24, 32 y 40 °C.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Estudiar el desempeño de un sistema de refrigeración comercial ligero, tipo vitrina, con refrigerantes sustitutos al R134a con un bajo GWP.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para alcanzar el objetivo del presente trabajo, se definen los siguientes objetivos específicos:

- Definir los distintos refrigerantes que serán analizados.
- Definir los tipos de pruebas que se llevarán a cabo para cada uno de los refrigerantes.

-
- Montar la instalación experimental y la instrumentación necesaria de acuerdo a las variables que necesitan ser medidas en cada prueba.
 - Desarrollar una metodología para la evaluación del desempeño del sistema de refrigeración en base a parámetros de operación (EER).
 - Determinar la carga de refrigerante de menor consumo de energía para una carga en el gabinete establecida y condiciones externas de 24, 32 y 40 °C.
 - Realizar una comparación de resultados obtenidos con las cargas adecuadas encontradas y concluir la viabilidad de una sustitución del refrigerante R134a.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

El campo de la refrigeración con frecuencia es difícil de explorar debido a que los procesos y fenómenos físicos que tienen lugar involucran conocimientos avanzados en temas de termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos.

En este capítulo se pone a disposición del lector información preliminar que contribuye a una mejor comprensión del desarrollo del presente trabajo de investigación.

En los siguientes párrafos se encuentran primeramente definidas algunas propiedades termodinámicas que se deben tener muy presentes, ya que tienen un papel fundamental en este trabajo.

Más adelante se brinda información sobre sistemas de refrigeración, específicamente por compresión de vapor, detallando los procesos que involucra y sus principales componentes.

Por último, se incluye información acerca de refrigerantes, principalmente los que fueron considerados para esta investigación y se mencionan algunos protocolos y acuerdos internacionales que han ido surgiendo a través del tiempo con la finalidad de regular el impacto de estas sustancias en el medio ambiente.

2.1 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

Las propiedades termodinámicas que a continuación se definen, corresponden a las que han sido consideradas en esta investigación con la finalidad de cumplir el objetivo general de esta tesis. No obstante, existen otras propiedades termodinámicas que pudieran ser de interés si el enfoque de este trabajo fuera distinto.

Masa.

La masa “ m ” se define como la cantidad de materia que conforma a un cuerpo en el espacio, independientemente de su forma o de su tamaño. En el sistema internacional de unidades SI, la unidad fundamental de la masa es el kilogramo (kg).

El flujo másico “ \dot{m} ” se define como la cantidad de masa que fluye a través de un volumen de control por unidad de tiempo, así que en el SI queda definido como kg/s. El flujo volumétrico “ \dot{V} ” hace referencia a la cantidad de volumen “ V ” de una sustancia que fluye por unidad de tiempo y se expresa en m^3/s , como se muestra en la Ecuación (1).

$$\dot{m} = \dot{V} \rho = \frac{\dot{V}}{v} \quad (1)$$

Densidad y volumen específico.

La densidad “ ρ ” está definida como la cantidad de masa que posee una sustancia por unidad de volumen “ V ” y comúnmente se expresa en kg/m^3 , como se muestra en la Ecuación (2). Por su parte, el volumen específico de una sustancia “ v ” se define como la razón entre el volumen que ocupa la sustancia y su masa, es decir, el inverso de la densidad m^3/kg , como se representa en la ecuación (3). Es importante mencionar que ambas son propiedades intensivas, es decir, no dependen de la cantidad de materia y además son afectadas por la temperatura y la presión.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2)$$

$$v = \frac{V}{m} \quad (3)$$

Presión.

La presión “ P ” se define como la fuerza “ F ” que se ejerce sobre una superficie por unidad de área “ A ”, en el SI se expresa en Pascales Pa (kg m s^{-2}). En la Ecuación (4) se presenta su expresión matemática.

$$P = \frac{F}{A} \quad (4)$$

A continuación se definen algunos otros conceptos de presión que son de gran importancia y comúnmente utilizados en este ámbito.

Presión atmosférica. La masa de aire que se encuentra sobre la superficie de la Tierra y de cierta forma “encapsulada” por la atmósfera, ejerce cierta presión debido a su peso, que puede variar según las condiciones de humedad, temperatura, altitud y otros patrones climatológicos. El valor estándar de la presión atmosférica ronda alrededor de los 101,330 Pa.

Presión manométrica. La presión manométrica es una presión positiva o negativa que toma como referencia la presión atmosférica, es decir, la presión manométrica tiende a cero a medida que su valor se acerca al de la de presión atmosférica.

Presión absoluta. La presión absoluta es la más utilizada en cálculos termodinámicos y, de hecho, la que se reporta en los resultados de este trabajo de investigación. Es una medida de presión que parte de un nivel de referencia de cero absoluto, es decir, el vacío total. Guarda una relación con las dos anteriores, como se muestra en la Ecuación (5).

$$P_{absoluta} = P_{manométrica} + P_{atmosférica} \quad (5)$$

Presión de vacío. La presión de vacío es una presión con valor por debajo de la presión atmosférica y, de hecho, se le conoce como “presión manométrica negativa” [41]. Este tipo de presión se logra en sistemas cerrados al evacuar el contenido que había en los mismos. La Figura 2.1 muestra los niveles de referencia y las relaciones entre cada tipo de presión definida anteriormente.

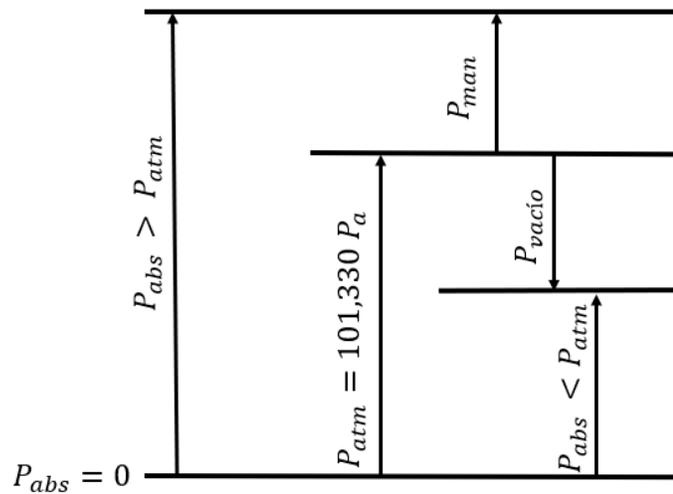


Figura 2.1. Nivel de referencia en distintos tipos de presión.

Temperatura.

Comúnmente utilizamos el término de temperatura para indicar qué tan caliente o fría se encuentra una sustancia o un cuerpo. Dahm y Visco [42] definen la temperatura como una propiedad fácilmente medible que permite comparar la energía interna de un sistema, mas no es la medición de ésta como tal. Debe entenderse como una medida de la propensión de un material a transferir calor hacia o desde otros materiales. Existen diferentes escalas de temperatura, en el sistema internacional se mide en Kelvin K, sin embargo, en este trabajo se han utilizado Celsius ($^{\circ}\text{C}$).

Punto de saturación.

Se dice que una sustancia se encuentra en un estado de saturación cuando una cantidad infinitesimal de su masa empieza a cambiar de fase, ya sea de líquido a vapor o viceversa, y ambas fases coexisten en equilibrio termodinámico. Cuando se calienta un líquido y aparece la primera burbuja de vapor se le conoce como punto de burbuja. Cuando se enfría un gas y aparece la primera gota en la condensación se le conoce como punto de rocío.

Para una sustancia pura, estos estados se pueden alcanzar a diferentes valores de temperatura y presión, donde a cada presión de saturación le corresponde un único valor de temperatura de saturación y viceversa.

Calidad de vapor.

La calidad de vapor “ x ” es una propiedad termodinámica que hace referencia a la fracción de masa de vapor contenida en una mezcla líquido-vapor, como se muestra en la Ecuación (6). El valor de la calidad suele reportarse en un rango entre 0 y 1, siendo estos los valores asignados para los estados de líquido saturado y vapor saturado, respectivamente.

$$x = \frac{m_{vapor}}{m_{líquido} + m_{vapor}} \quad (6)$$

Entalpía.

La entalpía “ h ” es una propiedad termodinámica que se utiliza para determinar la cantidad de energía térmica que un sistema puede intercambiar con su entorno por unidad de masa cuando el proceso se lleva a cabo a una presión constante, en el sistema internacional sus unidades son J/kg. La entalpía específica está relacionada con la energía interna y el trabajo de expansión, y se define en la Ecuación (7).

$$h = u + Pv \quad (7)$$

Entropía.

El cambio de entropía “ δs ” es la relación entre el calor agregado o retirado a una sustancia “ δQ ” y la temperatura absoluta “ T ” a la que se agregó, siempre y cuando esta última sea constante; y es una medida del desorden molecular de una sustancia en un estado dado [41]. La unidad de entropía es J/K y la unidad de entropía específica es J/kgK. Su expresión matemática se define en la Ecuación (8).

$$\delta s = \frac{\delta Q}{T} \quad (8)$$

Calor sensible

El calor sensible se define como la cantidad de calor que debe ser absorbido o retirado de una masa para lograr un cambio en la temperatura sin que se dé un cambio de fase.

Calor latente

El calor latente es la cantidad de calor necesario para llevar a cabo el cambio de fase a temperatura y presión constante, entendiéndose también como la diferencia de entalpía existente entre el punto de rocío y burbuja.

2.1.1 DIAGRAMA DE MOLLIER

Una herramienta muy utilizada en el campo de la refrigeración es el diagrama de Mollier. Es un gráfico construido en un plano de presión-entalpía a partir de las propiedades termodinámicas de una sustancia, en este caso refrigerantes. Se utiliza frecuentemente para plasmar procesos o ciclos sobre él, como el ciclo de refrigeración

y además proporciona información para determinar el valor de algunas propiedades desconocidas a partir de las que sí fueron proporcionadas o determinadas de manera experimental [43]. Adicional a lo anterior, este gráfico permite conocer la fase en la que se encuentra el refrigerante al ubicar sobre el plano su par ordenado correspondiente para un estado termodinámico dado, ya que en dicho plano están bien identificadas las regiones correspondientes a las distintas fases en las que se puede presentar el refrigerante.

En la Figura 2.2 se muestra el diagrama de Mollier para el refrigerante R134a. En el eje vertical se encuentran los valores de presión y en el eje horizontal los valores de entalpía específica. La curva que se aprecia en color azul y rojo delimita las regiones donde la fase de la sustancia es distinta y se denomina curva de saturación.

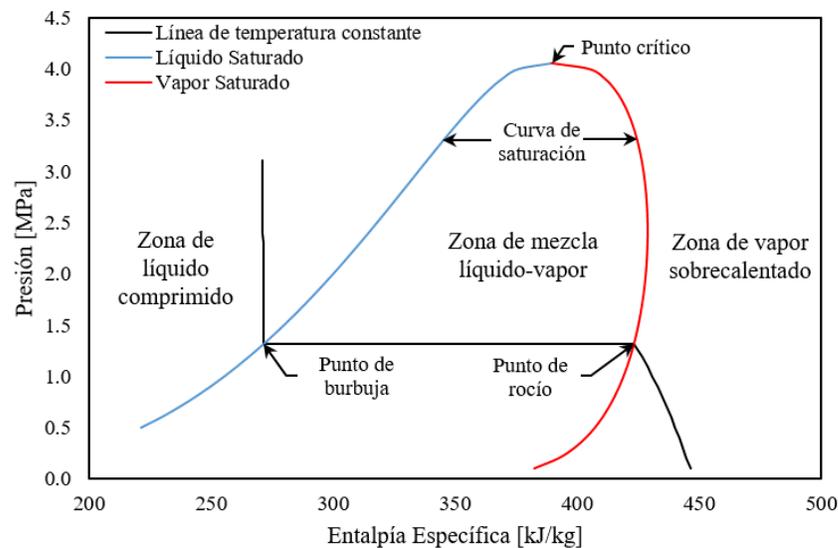


Figura 2.2. Diagrama de Mollier para el R134a.

Cuando la sustancia se encuentra en la zona de líquido comprimido es porque su temperatura es menor que la temperatura de saturación que corresponde al valor de presión al que se encuentra y podemos asegurar que está en fase líquida. Por otro lado, si se encuentra en la zona de vapor sobrecalentado esto indica que la temperatura que posee es mayor que la temperatura de saturación que corresponde al valor de presión al que se encuentra.

La zona de mezcla líquido-vapor ocurre cuando la sustancia está cambiando de fase y es ahí donde el concepto de calidad de vapor cobra sentido, siendo un indicador de la cantidad de masa de vapor que se tiene con respecto a la masa total.

El punto crítico que se encuentra sobre la curva de saturación es un estado singular donde a partir de ese valor de presión y por encima de este, no hay distinción entre líquido y vapor. Los sistemas de refrigeración que operan cerca del punto crítico suelen no ser muy eficientes [43].

2.1.2 TABLAS TERMODINÁMICAS

La información de las propiedades termodinámicas de una sustancia suele ser recopilada y mostrada en forma de tablas que son de gran utilidad al hacer cálculos. Propiedades como temperatura, presión, volumen específico, entalpía, entropía, entre otras, son las que podemos encontrar en estas tablas para cada estado termodinámico. Dicha información, por lo regular, se ordena en función de incrementos de presión o temperatura.

En ocasiones, se desea conocer ciertas propiedades de un estado termodinámico intermedio entre los que se presentan en la tabla, para ello, es necesario el uso interpolaciones con las cuales se puede conocer el valor de la propiedad de interés a partir de las ya conocidas. Actualmente existen herramientas computacionales que nos ayudan a realizar cálculos de propiedades de manera sencilla, y que están basados en dichas tablas.

2.2 CICLOS Y PROCESOS TERMODINÁMICOS

Un proceso termodinámico corresponde a un cambio físico o químico en las propiedades de la materia o cuando se convierte la energía de una forma a otra [41].

Existen procesos que se llevan a cabo mientras una de las propiedades permanece constante y cuando esto ocurre se agrega el prefijo “iso”, que etimológicamente significa “igual”, para indicar qué propiedad es la que permanece sin cambio, por ejemplo: un proceso isotérmico (temperatura constante), isobárico (presión constante), isocórico (volumen constante), isoentálpico (entalpía constante) o isoentrópico (entropía constante).

Una serie de procesos termodinámicos donde las propiedades del punto final coinciden con las del punto inicial, hacen referencia a un ciclo termodinámico.

2.2.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración se define como el proceso mediante el cual se extrae calor de un lugar donde no es deseado y se traslada a otro donde es indiferente, manteniendo una temperatura por debajo de la del entorno [44]. Un sistema de refrigeración se conforma mediante una serie de componentes y equipos conectados de manera secuencial para producir el efecto de la refrigeración [45]. Algunos autores definen este término como la capacidad de enfriamiento o la tasa de calor que el refrigerante retiene del espacio refrigerado, y se calcula como el producto del flujo másico del refrigerante y la diferencia de entalpías en el evaporador.

Existen en el mercado diferentes tipos de sistemas de refrigeración, sin embargo, el más común y que fue objeto de estudio en este trabajo de investigación, es el de refrigeración por compresión de vapor. Este sistema utiliza refrigerante como fluido de trabajo y está conformado por cuatro procesos termodinámicos distintos que debe experimentar dicha sustancia: compresión, condensación, expansión y evaporación.

2.2.1.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN DE CARNOT

El ciclo inverso de Carnot, es el ciclo teórico más eficiente que existe. Sus componentes principales son compresor, dos intercambiadores de calor y una turbina [43], como se muestra en la Figura 2.3.

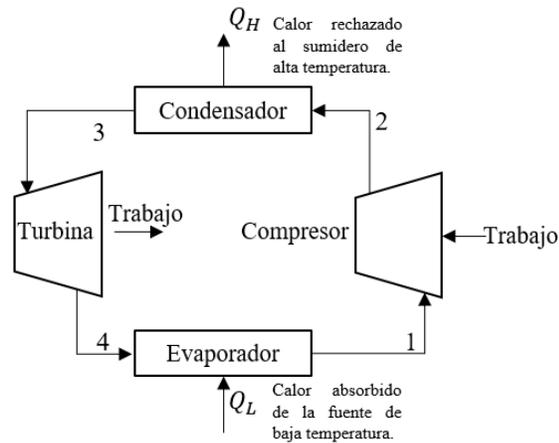


Figura 2.3. Componentes del ciclo de Carnot inverso.

Los procesos involucrados en este ciclo de refrigeración son:

- 1-2. Compresión ideal a entropía constante. Es un proceso termodinámicamente reversible que se da sin fricción y sin transferencia de calor con los alrededores, es decir, adiabático. Se requiere una entrada de trabajo. La temperatura y presión del refrigerante incrementa.
- 2-3. Rechazo de calor en el condensador. El refrigerante cambia de fase a temperatura constante.
- 3-4. Expansión ideal a entropía constante. El proceso se da sin fricción y sin transferencia de calor. En este proceso, la temperatura y presión del refrigerante disminuyen.
- 4-1. Absorción de calor en el evaporador. El refrigerante cambia de fase a temperatura constante.

La Figura 2.4 muestra los diagramas de Temperatura-Entropía (a), y Presión-Entalpía (b), para un ciclo invertido de Carnot. Es importante hacer énfasis en que en el diagrama presión-entalpía específica (P-h), el ciclo queda completamente dentro de la zona de mezcla líquido-vapor, lo que causaría problemas en la operación del compresor y la turbina, ya que ambos operan únicamente con un fluido en una fase.

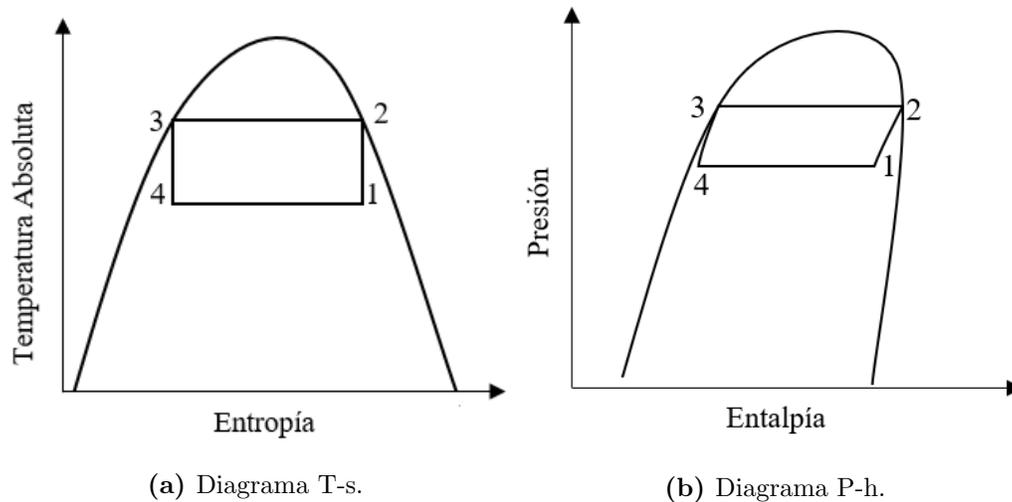


Figura 2.4. Diagramas del ciclo de Carnot invertido.

2.2.1.2 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR: REAL Y ESTÁNDAR

Después de concluir que el ciclo invertido de Carnot puede generar problemas en la operación del sistema, se toman en cuenta algunas consideraciones que permiten una operación en un ciclo de refrigeración. La principal diferencia entre el ciclo inverso de Carnot y los sistemas de refrigeración es el dispositivo de expansión, cambiando la turbina por una válvula de expansión o un tubo capilar.

En la Figura 2.5 se muestran los componentes (a), y diagrama P-h (b), de un sistema de refrigeración por compresión de vapor real, que corresponden a un refrigerador. Se puede observar en el diagrama P-h un ciclo teórico al cual le hemos llamado ciclo estándar, donde se observa que los procesos de condensación y evaporación se llevan a cabo a temperatura y presión constante, además de que el refrigerante termina en un estado de saturación al final de dichos procesos. Sin embargo, la realidad es que en un sistema de refrigeración real, existe una caída de presión en los intercambiadores de calor y el refrigerante puede llegar a un estado de líquido comprimido y vapor sobrecalentado a la salida del condensador y evaporador, respectivamente, dando lugar a dos nuevos conceptos: subenfriamiento y sobrecalentamiento, que se definen a continuación.

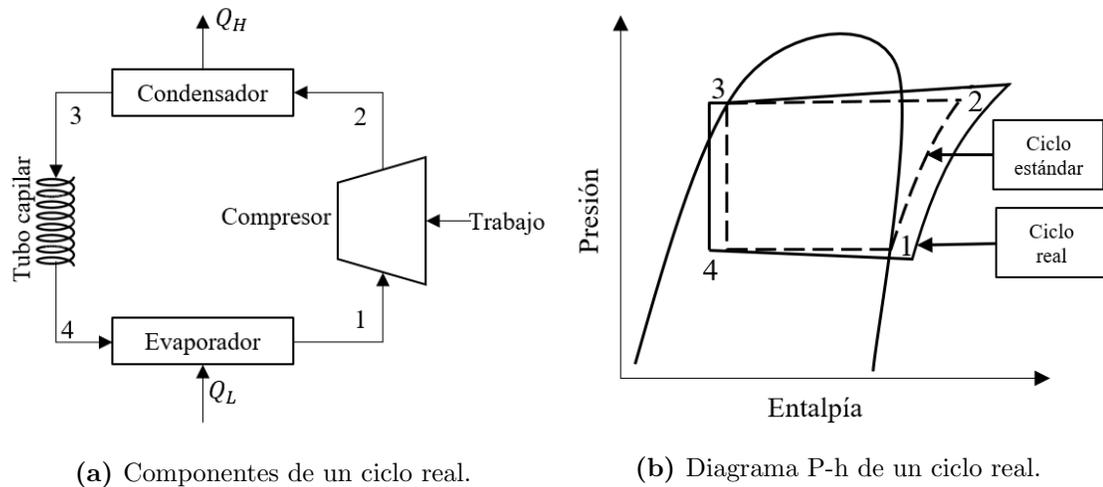


Figura 2.5. Ciclo de refrigeración real.

El subenfriamiento es la diferencia de temperatura que existe entre el punto de burbuja y la temperatura a la que sale el refrigerante del condensador. En el estado 3 de la Figura 2.5 (b) se aprecia como el punto donde termina la condensación (proceso 2-3) del ciclo real queda fuera de la curva de saturación; la diferencia de temperaturas que existe entre ese punto y el punto donde este proceso intersecta la curva de saturación es lo que se conoce como subenfriamiento. Por su parte, el sobrecalentamiento es la diferencia de temperatura entre el punto de rocío y la temperatura a la cual el refrigerante abandona el evaporador. En el estado 1 del ciclo real de la Figura 2.5 (b) se observa que el punto final de la evaporación (proceso 4-1) queda por fuera de la curva de saturación; la diferencia de temperatura que existe entre ese punto y el punto donde este proceso intersecta la curva de saturación, es lo que se conoce como sobrecalentamiento. Estas condiciones son de gran importancia ya que nos aseguran que está saliendo líquido del condensador e ingresando vapor al compresor, además de que impactan directamente en el cálculo de calor absorbido y rechazado por los intercambiadores de calor.

Evidentemente se presentan algunas diferencias en los procesos que conforman al ciclo estándar y el ciclo real, siendo los procesos reales los que se enlistan a continuación:

- 1-2. Compresión. A diferencia de la compresión ideal isoentrópica, se presentan efectos de fricción y transferencia de calor, provocando que la entropía no se mantenga constante. El refrigerante llega a baja presión al compresor como vapor sobrecalentado y se comprime por reducción de volumen y aumento de temperatura y presión. A la salida del compresor se tiene vapor sobrecalentado.
- 2-3. Rechazo de calor en el condensador. El refrigerante llega al condensador a alta presión y se da el cambio de fase, sin embargo se aprecia una caída de presión y temperatura. El refrigerante sale del condensador como líquido comprimido.
- 3-4. Expansión a entalpía constante. El refrigerante entra al dispositivo de expansión a alta temperatura y presión, se expande y la temperatura disminuye como consecuencia de una disminución en la presión.
- 4-1. Absorción de calor en el evaporador. El refrigerante se comienza a evaporar, y de nuevo hay una caída de presión y temperatura. El refrigerante vuelve al punto inicial en el estado de vapor sobrecalentado.

2.2.1.3 COMPONENTES PRINCIPALES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Debido a que los sistemas de refrigeración son muy variados dependiendo de la aplicación, los componentes también varían entre un sistema y otro. Para fines prácticos, a continuación se describen los componentes del sistema de refrigeración comercial ligera.

- Línea de succión: es la sección de tubería que comunica la salida del evaporador y la entrada del compresor, en esta línea solo debe viajar refrigerante en fase de vapor sobrecalentado a baja presión.
- Compresor: es el dispositivo encargado del proceso de compresión. El compresor realiza un trabajo mecánico sobre el refrigerante y le transfiere energía, dando

como resultado un vapor sobrecalentado a alta temperatura y presión.

El tipo de compresor con el que opera el sistema bajo estudio es un compresor recíprocante de desplazamiento positivo; su operación consiste en resguardar el refrigerante en una cámara y aumentar su presión al reducir el volumen que ocupa presionándolo con un mecanismo de biela y pistón como se aprecia en la Figura 2.6.

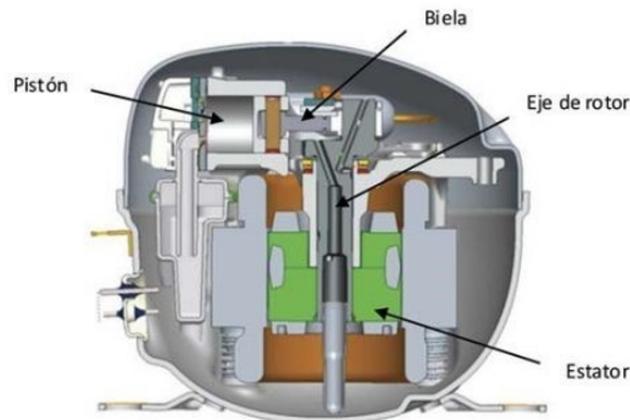


Figura 2.6. Componentes internos de un compresor recíprocante.

La potencia del proceso de compresión se puede calcular a partir de las propiedades termodinámicas y del flujo másico, como se muestra en la Ecuación (9)

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (9)$$

- Línea de descarga: es la sección de tubería que comunica la salida del compresor y la entrada del condensador.
- Condensador: es un intercambiador de calor y su función principal es remover calor del refrigerante hasta llegar al punto de cambiarlo de fase, viajando desde vapor sobrecalentado hasta líquido comprimido. La tasa de transferencia de calor en el condensador se define mediante la Ecuación (10).

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (10)$$

Existen en el mercado distintos tipos de intercambiadores de calor, sin embargo en este estudio, tanto el condensador como el evaporador son de tipo tubo y aletas. Las aletas son piezas delgadas de material conductor que se utilizan para mejorar la transferencia de calor en los intercambiadores de calor. El condensador con el que cuenta el refrigerador que se evalúa en esta investigación es de tipo tubo y aleta en forma de espiral, como se muestra en la Figura 2.7.



Figura 2.7. Condensador de tubo y aleta.

- Línea de líquido: es la sección de tubería que conecta la salida del condensador y el dispositivo de expansión, solo debe contener refrigerante en fase líquida.
- Dispositivo de expansión: produce una caída de presión considerable, lo cual origina una expansión y disminución de temperatura. En el refrigerador en cuestión para este trabajo es un tubo capilar.
- Evaporador: al igual que el condensador es un intercambiador de calor, pero la diferencia es que el propósito en este dispositivo es absorber el calor del medio que se desea enfriar. Durante su operación, también se experimenta una caída de temperatura y presión, llevando el refrigerante a la zona de vapor sobrecalentado a baja presión. En la Figura 2.8 se muestra un evaporador de tubo y aletas similar al que posee el refrigerador objeto de estudio. La tasa de transferencia de calor en el evaporador se define mediante la Ecuación (11).

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (11)$$

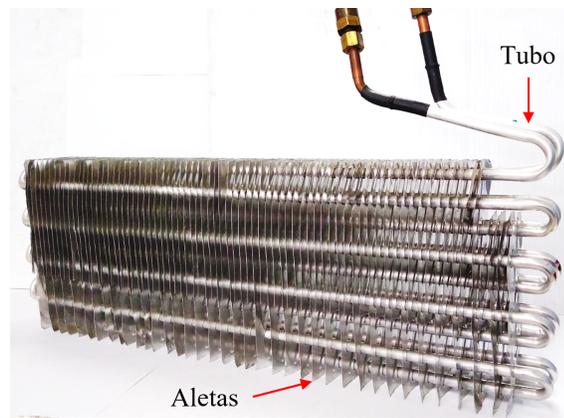


Figura 2.8. Evaporador de tubo y aletas.

2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Si nos enfocamos en un sistema de refrigeración de un frigorífico, la transferencia de calor ocurre desde la habitación donde se encuentra, hacia el compartimento interno o gabinete a través de las paredes del mismo, que si bien están elaboradas de materiales aislantes, no logran un total aislamiento. Esta transferencia de calor tiene lugar ya que la temperatura del aire de la habitación es mayor que la del interior del gabinete.

Si el calor que se ha transferido al interior del gabinete no se retira, los productos incrementarán su temperatura. Cuando el sistema de refrigeración está encendido, el calor que ha ingresado al interior del gabinete se transfiere a un serpentín por donde fluye refrigerante a baja temperatura, conocido como evaporador, y el calor es absorbido por dicha sustancia. Después, el refrigerante se desplaza con la ayuda del compresor, al condensador donde se libera el calor hacia la habitación nuevamente.

La transferencia de calor que se ha mencionado anteriormente se da mediante los mecanismos de conducción y convección. La conducción tiene lugar cuando el

calor atraviesa las paredes del gabinete y la pared del serpentín de los intercambiadores, que a su vez, está en contacto con las aletas que benefician la transferencia de calor. Por su parte, la convección se da debido al flujo de aire forzado que se logra por los ventiladores que acompañan a los intercambiadores.

La conducción se define como la transferencia de energía debido a las interacciones entre partículas a microescala dentro de un material. El tipo de portadores de energía depende de la estructura de dicho material [46, 47]. La tasa de calor transferido por conducción se calcula mediante la **ley de Fourier**, donde dicho calor transferido en una dirección es proporcional al gradiente de temperatura en esa misma dirección, como se aprecia en la Ecuación (12).

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (12)$$

La convección es la transferencia de energía en un medio en movimiento, con mayor frecuencia un líquido o un gas que fluye a través de un conducto o sobre un objeto y no solo se debe a la conducción (es decir, las interacciones entre los portadores de energía a microescala), sino también debido a la entalpía transportada por el flujo a macroescala [46]. La tasa de transferencia de calor por convección se determina a partir de la **ley de enfriamiento de Newton**, como se muestra en la Ecuación (13), donde h representa el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_s la temperatura de la superficie y T_f la temperatura del fluido.

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_f) \quad (13)$$

2.4 INDICADORES DE DESEMPEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Eficiencia es un término que comúnmente se utiliza para describir la forma en la que funciona una máquina térmica u otro dispositivo cíclico [48]. La eficiencia de una máquina térmica (máquina que convierte energía térmica en forma de calor en energía mecánica en forma de trabajo) se define como el cociente del trabajo neto y el calor de entrada. En sistemas de refrigeración, el cálculo es mediante el cociente recíproco ya que la energía de entrada es trabajo que sirve para remover calor.

Existen varios indicadores para poder evaluar el desempeño de un sistema de refrigeración que pueden ser calculados en función de las condiciones de operación del mismo, ya sea si se desea conocer su rendimiento termodinámico o energético.

Coefficiente de desempeño (COP).

Como se mencionó anteriormente, el término eficiencia no suele ser utilizado para sistemas de refrigeración, por el contrario, existe un indicador denominado coeficiente de desempeño COP (por sus siglas en inglés). El cálculo de este indicador se determina a partir de los estados termodinámicos del ciclo; es el cociente del calor removido en el evaporador y el trabajo de entrada requerido por el compresor determinado térmicamente, como se muestra en la Ecuación (14). Los valores del COP suelen estar por encima de 1, a diferencia de los valores de eficiencia que, por lo regular, son menores que la unidad.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{térmico compresor}}} \quad (14)$$

Razón de eficiencia energética (EER).

En el presente trabajo se reporta la razón de eficiencia energética, que es otro

indicador que permite analizar el desempeño del sistema. Es una relación adimensional entre la carga térmica de enfriamiento y la potencia eléctrica suministrada al compresor, como se muestra en la Ecuación (15). Entre mayor sea el valor de EER, mejor será el desempeño energético.

$$EER = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{eléctrico compresor}}} \quad (15)$$

Actualmente existe la Norma Oficial Mexicana ***NOM-022-ENER/SCFI-2014, Eficiencia energética y requisitos de seguridad al usuario para aparatos de refrigeración comercial autocontenidos. Límites, métodos de prueba y etiquetado***, que establece los límites de consumo máximo de energía eléctrica por litro de volumen refrigerado útil para todos los aparatos de refrigeración comercial que se comercialicen dentro del territorio de los Estados Unidos Mexicanos; así como el método de verificación de su cumplimiento.

2.5 REFRIGERANTES

El refrigerante es el fluido de trabajo principal en un sistema de refrigeración, es el encargado de absorber el calor del medio que desea ser enfriado y liberarlo después en otra zona.

2.5.1 CLASIFICACIÓN

En la literatura se pueden encontrar variaciones en cuanto a las categorías de clasificación de los refrigerantes de un autor a otro. Sin embargo, todas los distintos grupos son incluidas dentro de alguna de estas categorías. A continuación, se presenta la clasificación de los refrigerantes considerada por Dinçer y Kanoglu [41], donde enlistan cinco grupos principales:

- Halocarbonos
- Hidrocarburos
- Compuestos inorgánicos
- Mezclas azeotrópicas
- Mezclas zeotrópicas

2.5.1.1 HALOCARBONOS

Son sustancias que se caracterizan por tener en su composición uno o más átomos de alguno de los halógenos: cloro, flúor o bromo. Los más utilizados dentro de esta categoría fueron los que se componen de cloro, flúor y carbono, llamados cloro-fluorocarbonos (CFC's) y sus principales usos fueron como refrigerantes, solventes y agentes espumantes. Su uso se vió restringido debido a su gran impacto ambiental, principalmente el agotamiento de la capa de ozono.

Como parte de las características de los CFC's se encuentra que son inodoros, no tóxicos y más pesados que el aire. La inhalación de altas concentraciones puede provocar efectos fatales en los seres humanos.

2.5.1.2 HIDROCARBUROS

Estos refrigerantes se componen principalmente de carbono e hidrógeno (HC's). Su mayor ventaja es que tienen un valor cercano a cero de potencial de agotamiento del ozono, poseen valores bajos de potencial de calentamiento global y además su producción es económica. Por otro lado, presentan baja toxicidad aunque son altamente inflamables. Esta categoría incluye metano, etano, propano, ciclopropano, butano y ciclopentano.

Dentro de este grupo, se consideran otras familias que, además de conformarse por carbono e hidrógeno, incluyen átomos de alguno de los halógenos.

- Hidroclorofluorocarbonos (HCFC's): estos refrigerantes contienen cloro y flúor además de carbono e hidrógeno. Fueron la propuesta de sustitución de los CFC's, sin embargo, también contribuyen al agotamiento del ozono aunque en menor medida. Se ha establecido que salgan del mercado para la refrigeración entre la década de 2020-2030.
- Hidrofluorocarbonos (HFC's): fueron otra propuesta de sustitución a los CFC's y HCFC's, ya que no poseen cloro y por lo tanto su potencial de agotamiento del ozono es cero. Sin embargo, la mayoría poseen un alto potencial de calentamiento global y, por ello, su salida del mercado de la refrigeración está programada para los años 2025-2040.

2.5.1.3 COMPUESTOS INORGÁNICOS

A pesar de que estos compuestos fueron de los primeros que se utilizaron en la historia de la refrigeración, algunos de ellos siguen presentes en diversas aplicaciones. Algunos ejemplos son amoníaco, agua, aire, dióxido de carbono, entre otros.

2.5.1.4 MEZCLAS AZEOTRÓPICAS

Consiste en una mezcla de dos o más refrigerantes puros que poseen propiedades distintas, pero se comportan como una sola sustancia. Las propiedades de los refrigerantes azeotrópicos son completamente diferentes de las de los refrigerantes que los constituyen y pueden tratarse como un solo compuesto químico. Estas sustancias no pueden ser separadas por destilación. Cuando cambia de fase durante la evaporación o condensación, no cambia su composición ni su temperatura de saturación a presión constante.

2.5.1.5 MEZCLAS ZEOTRÓPICAS

Las mezclas no azeotrópicas, también conocidas como zeotrópicas, poseen múltiples componentes refrigerantes de diferente volatilidad. A diferencia de las mezclas azeotrópicas, cambian su composición y temperatura de saturación al experimentar un cambio de fase a presión constante.

2.5.1.6 HIDROFLUOROOLEFINAS HFO'S

Las hidrofluoroolefinas son los refrigerantes de cuarta generación y son HFC's no saturados, es decir, poseen al menos un doble enlace entre dos átomos de carbono y también son conocidos como alquenos. Sus principales características son que poseen un bajo GWP y un valor de cero ODP. Actualmente su aplicación en diferentes equipos de refrigeración se encuentra bajo estudio, principalmente en sistemas de refrigeración automotrices y de refrigeración comercial [49].

Los refrigerantes R1234yf y R1234ze son dos de las HFO's que han sido ampliamente estudiadas como posibles sustitutos del R134a; ambos poseen un bajo GWP y un valor de cero ODP, sin embargo, presentan menor eficiencia volumétrica y capacidad de enfriamiento comparados con el R134a. El refrigerante R1234ze se encuentra presente en dos formas R1234ze(E) y R1234ze(Z), sin embargo en este estudio fue considerado el R1234ze(E).

El método típico para la producción de estos refrigerantes comienza añadiendo hidrógeno y $CF_3CF = CHF$ a un recipiente de reacción que contiene un catalizador de hidrogenación; hacer reaccionar dicho $CF_3CF = CHF$ con hidrógeno sobre el catalizador de hidrogenación para producir CF_3CHFCH_2F ; y deshidrohalogenación de CF_3CHFCH_2F en fase vapor sobre un catalizador seleccionado, para producir $CF_3CF = CH_2$ [50]. En la Figura 2.9 se muestran las estructuras químicas y proceso de obtención de los refrigerantes.

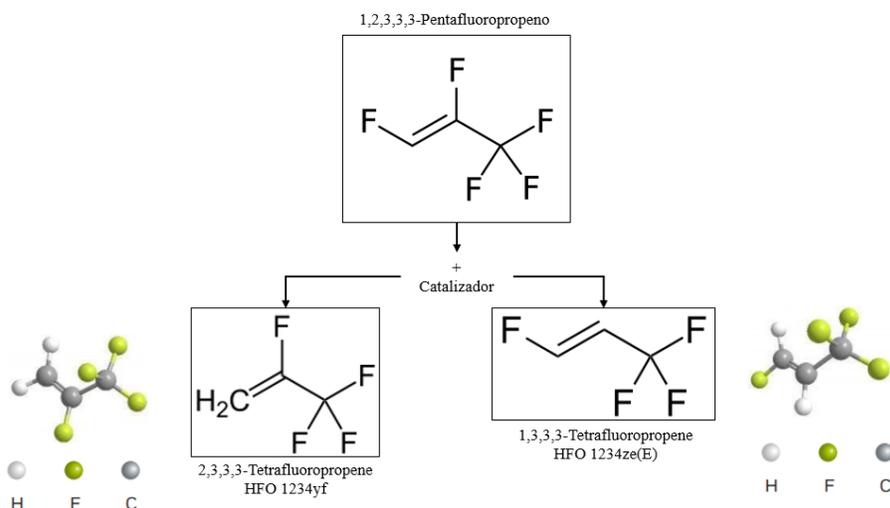


Figura 2.9. Proceso de obtención de R1234yf y R1234ze(E).

2.5.2 CLASIFICACIÓN ASHRAE: ESTÁNDAR 34

La Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés), es una asociación de tecnología con más de 57,000 miembros, que se enfoca en ser la principal fuente de información técnica y educativa en las áreas que conforman su propio nombre. Además esta asociación promueve los más altos estándares internacionales de calidad, los cuales sirven como base para las pruebas y las prácticas de diseño alrededor del mundo.

El Estándar 34 lleva por nombre “Designación y Clasificación de Seguridad de Refrigerantes”; establece una forma sencilla de llamar a estas sustancias mediante un “número R” en lugar de su nombre o fórmula química. Además, los clasifica de acuerdo a su nivel de toxicidad e inflamabilidad [51].

Designación de refrigerantes

A cada refrigerante se le asigna un nombre que comienza con la letra R, seguida de una combinación de números que obedece a ciertas reglas para cada tipo de refrigerante. En la Tabla 2.1 se muestra la serie que le corresponde a cada grupo, así como un ejemplo.

Tabla 2.1. Clasificación de refrigerantes por serie.

Serie	Grupo	Ejemplo
000	Metanos	R12
100	Etanos	R134a
200	Propano	R290
400	Zeótropos	R450A
500	Azeótropos	R513A
600	Orgánicos	R600a
700	Inorgánicos	R717
1000	Orgánicos No Saturados	R1234yf

Con respecto a la clave numérica, para las series de metanos, etanos, propano y orgánicos no saturados, aplican las siguientes reglas:

- El primer dígito de derecha a izquierda hace referencia al número de átomos de flúor presentes en el compuesto.
- El segundo dígito de derecha a izquierda hace referencia al número de átomos de hidrógeno presentes en el compuesto +1.
- El tercer dígito de derecha a izquierda hace referencia al número de átomos de carbono presentes en el compuesto -1.
- El cuarto dígito de derecha a izquierda hace referencia al número de enlaces dobles presentes en el compuesto.

Para las mezclas de las series 400 y 500, la numeración se asigna de manera secuencial después de finalizar una revisión de datos que otorga el fabricante, para la serie 600 la numeración es aleatoria y por último, para la serie de los compuestos inorgánicos, se suma el valor de masa molar del compuesto al número 700.

En ocasiones se agregan letras adicionales después de la combinación de números; para refrigerantes puros, la letra es minúscula e indica que se trata de un isómero, es decir, un compuesto que tiene la misma fórmula química que otro, pero una estructura diferente. Si solo se agrega una letra, significa que el compuesto contiene

una cadena de dos carbonos (a excepción de la serie 600 que sigue otras reglas); si se agregan dos letras, significa que la cadena contiene tres carbonos [41].

Para elegir el compuesto que no tendrá letra y designar las letras en sus isómeros, la regla consiste en sumar la masa atómica de los átomos que están unidos a cada carbono y compararlas entre ellas; el que tenga una distribución más uniforme es el que no contiene letra, el siguiente contendrá la letra “a” y así sucesivamente hasta abarcar todos los isómeros [41]. A continuación se presenta un ejemplo, los valores de masa atómica corresponden a la suma de masa atómica de los átomos unidos a cada carbono participante:

- HCFC-141 $CHFCl-CH_2Cl$ (masa atómica 55.5 y 37.5)
- HCFC-141a $CHCl_2-CH_2F$ (masa atómica 72 y 21)
- HCFC-141b $CFCl_2-CH_3$ (masa atómica 90 y 3)

Por otro lado, para el caso de las mezclas, la letra del final es mayúscula e indica que dicha mezcla tiene los mismos componentes que otra pero en proporciones distintas [52], por ejemplo:

- R407A R32/R125/R134a (20/40/40)
- R407B R32/R125/R134a (10/70/20)
- R407C R32/R125/R134a (23/25/52)

Clasificación de seguridad

A cada refrigerante se le asigna una clave alfanumérica conformada por una letra mayúscula y un número. La letra mayúscula hace referencia al nivel de toxicidad, que puede ser bajo (A) o alto (B) y el número indica el nivel de inflamabilidad: sin propagación de flama (1), inflamabilidad baja (2) e inflamabilidad alta (3). Recientemente se ha agregado una subclase en el nivel de baja inflamabilidad identificada

como “2L” para refrigerantes que se queman muy lentamente, como es el caso de algunas HFO’s.

Comúnmente esta clasificación se presenta en forma de tabla, como se aprecia en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Clasificación de seguridad para refrigerantes.

Alta Inflamabilidad	A3	B3
Baja Inflamabilidad	A2	B2
	A2L	B2L
No propaga flama	A1	B1
	Baja Toxicidad	Alta Toxicidad

2.5.3 IMPACTO AMBIENTAL

Es bien sabido que el uso de sustancias refrigerantes ha traído consecuencias medioambientales a lo largo del tiempo; de hecho, como se mencionó anteriormente, el sector de la refrigeración es responsable del 7.8% de las emisiones de gases de efecto invernadero, tanto por emisiones directas como indirectas [1].

Los gases de efecto invernadero son aquellos que se alojan en la atmósfera e impiden que cierta parte de la radiación solar que ha sido reflejada por la superficie terrestre siga su camino hacia el espacio exterior, provocando un aumento en la temperatura de la Tierra. Se tiene previsto que para el año 2050, la atmósfera sufrirá un calentamiento entre 3 y 5 °C, además un aumento estimado de 20 cm en el nivel de los océanos e importantes efectos climáticos [41].

Actualmente todos los refrigerantes tienen asignado un valor numérico adimensional conocido como potencial de calentamiento global (GWP), que básicamente es la relación entre el calentamiento causado por dicha sustancia y el calentamiento causado por una masa similar de CO_2 en un determinado periodo de tiempo, que por lo regular son 100 años [41].

Otro impacto significativo de los refrigerantes en el medio ambiente es el agotamiento de la capa de ozono. De hecho, fue esta la razón por la cual comenzaron a buscar sustitutos para los refrigerantes de segunda generación.

La capa de ozono rodea la estratósfera y contribuye al filtrado de cierta radiación solar e impide el paso de cierto tipo de rayos ultra violeta que ponen en riesgo nuestra salud; cualquier daño a la misma podría causar un daño considerable al medio ambiente y la vida en la tierra. La exposición a una mayor radiación UV-B puede provocar incidentes de daño ocular, cáncer de piel, reducir las tasas de crecimiento de las plantas, alterar el equilibrio de los ecosistemas y acelerar el riesgo de enfermedad [10].

Hoy en día, al igual que con el GWP, los refrigerantes poseen un valor de potencial de agotamiento del ozono (ODP); un número adimensional que nos indica la razón del impacto de agotamiento del ozono de una masa de cualquier refrigerante y del agotamiento de ozono de la misma masa de R-11. Al R-11 se le asigna un valor de ODP de 1 [45].

2.5.4 ACUERDOS INTERNACIONALES

En la búsqueda por mitigar el daño medioambiental que ha causado el uso de refrigerantes, a lo largo de la historia se han creado acuerdos internacionales entre las naciones, en los cuales se han ido atendiendo las necesidades primordiales de cada época.

El uso de los halocarbonos, que pertenecen a la segunda generación de refrigerantes, trajo consigo un impacto importante en el agotamiento del ozono estratosférico, como se mencionó en la sección anterior. En respuesta a esta problemática, en el año 1985 se adoptó el *Convenio de Vienna para la Protección de la Capa de Ozono*, cuyo principal objetivo es la promoción y cooperación de las partes por medio de observaciones sistemáticas, investigaciones e intercambio de información concernien-

te al impacto de las actividades humanas sobre la capa de ozono y a la adopción de medidas legislativas y administrativas contra las actividades que puedan acarrear efectos negativos sobre la capa de ozono [53].

Un par de años más tarde, en 1987, 46 países se reunieron en Montreal creando el primer acuerdo internacional para aplicar límites a la producción y el consumo de los principales productos químicos que destruyen la capa de ozono que protege a la Tierra [54]. Sin embargo, fue hasta 1989 que este protocolo entró en vigor.

En el año de 1997 surgió un nuevo acuerdo en la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático, denominado Protocolo de Kyoto. Esta vez, con el objetivo de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. Con la entrada en vigor de este acuerdo en el año 2005, se programó la eliminación de ciertas sustancias refrigerantes que poseen un alto potencial de calentamiento global, principalmente los HCFC's y HFC's, quienes habían sido la propuesta de solución a la problemática de agotamiento del ozono [55].

Existen acuerdos internacionales más recientes que reafirman el compromiso de los antes mencionados, como la Enmienda de Kigali, que fue establecida en el 2016 y entró en vigor en el 2019. El principal compromiso es reducir el uso de los HFC's, sustancias que aportan considerablemente al calentamiento global.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA

En este capítulo se describe de manera detallada la metodología a seguir para poder cumplir los objetivos y validar la hipótesis de este trabajo de investigación.

Primeramente se describe a detalle la planeación general de este trabajo, donde han quedado definidos los refrigerantes a evaluar y los métodos utilizados para ello. Asimismo se definen condiciones y características de los ensayos propuestos.

Se da una descripción detallada de la instalación experimental donde fueron llevados a cabo los ensayos, contemplando la instrumentación y el sistema de adquisición de datos utilizado.

Se describe el procedimiento completo para la ejecución de las pruebas, la recolección y análisis de los datos, y el análisis y contraste de resultados.

3.1 METODOLOGÍA GENERAL

La metodología empleada en el desarrollo de este trabajo de investigación consta de cuatro etapas principalmente, como se puede apreciar en la Figura 3.1.

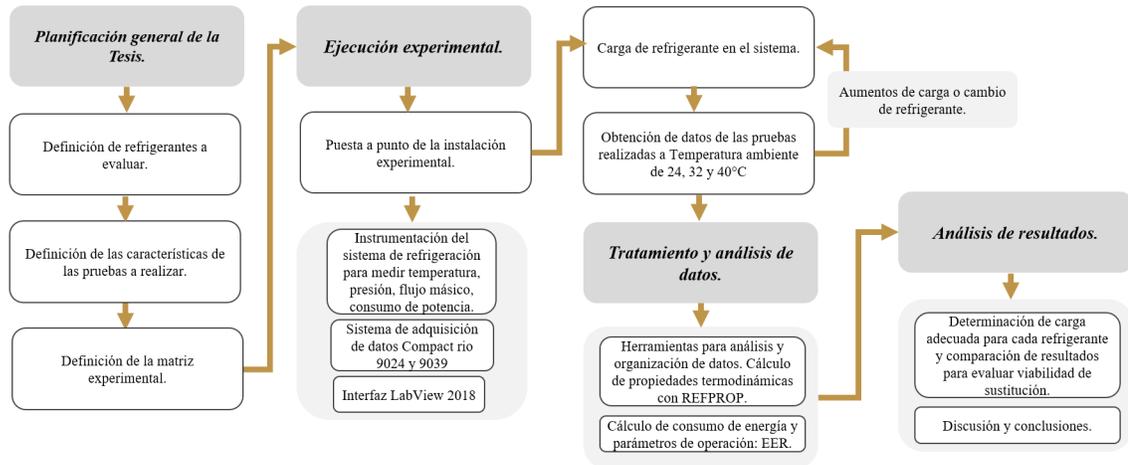


Figura 3.1. Metodología general del trabajo de investigación.

La primera etapa corresponde a la planificación general de la tesis, en ella se encuentran definidos los refrigerantes a evaluar, y las características y condiciones de las pruebas a realizar con cada uno de ellos, principalmente las distintas cantidades de carga de refrigerante y las temperaturas del ambiente bajo las que operará el sistema de refrigeración; lo que da lugar a la matriz de experimentos.

La segunda etapa abarca la ejecución experimental, desde la puesta a punto de la instalación con la instrumentación necesaria según las diferentes variables a medir, hasta la recolección de datos de las mediciones llevadas a cabo en todas las pruebas que han sido definidas en la matriz de experimentos.

La tercera etapa consiste en el tratamiento y análisis de la información obtenida en la etapa anterior. Se obtiene la carga adecuada de cada refrigerante basados en el criterio de consumo mínimo de energía del refrigerador por hora de operación. Adicionalmente, se calculan sus propiedades termodinámicas bajo las diferentes con-

diciones de operación, para poder presentar los resultados obtenidos mediante gráficos y diagramas que faciliten su interpretación; por último se presenta el cálculo del parámetro de operación “EER”.

La última etapa consiste en el análisis de los resultados obtenidos. Se contrastan los resultados de consumo de energía eléctrica y propiedades termodinámicas para ampliar la discusión y concluir la viabilidad de una sustitución del R134a.

A continuación, se describen ampliamente las actividades que corresponden a cada etapa de la metodología general descrita en los párrafos anteriores.

3.1.1 PLANIFICACIÓN GENERAL DE LA TESIS

3.1.1.1 DEFINICIÓN DE REFRIGERANTES A EVALUAR

Dando seguimiento al objetivo general de este trabajo de tesis, el cual está definido como “estudiar el rendimiento de un sistema de refrigeración comercial ligero, tipo vitrina, con refrigerantes sustitutos al R134a con un bajo GWP”, se eligieron tres distintos refrigerantes adicionales a éste para ser utilizados como fluido de trabajo, evaluar el desempeño del sistema al operar con ellos, y decidir si alguna de las sustituciones resulta conveniente.

El R134a es el refrigerante con el que opera el sistema al ser adquirido directamente del fabricante, y fue utilizado como punto de comparación para la sustitución de refrigerantes al momento de iniciar con la etapa de contraste de resultados. Aunado a éste, se han elegido tres refrigerantes más de los denominados de “cuarta generación” y que pertenecen a la familia de las hidrofluoroolefinas, el R1234yf, el R1234ze, así como la mezcla R513A (R1234yf/R134a 56/44 %masa).

Cabe mencionar que la elección de los refrigerantes no ha sido de manera arbitraria, sino que forman parte de la propuesta disponible de posibles sustitutos del R134a con bajo GWP, tal como lo demanda el protocolo de Kyoto con su plan de eliminación de HCFC's y HFC's [55].

3.1.1.2 DEFINICIÓN DE CARACTERÍSTICAS DE LAS PRUEBAS A REALIZAR

Se ha establecido un conjunto de ensayos experimentales que deben ser ejecutados con cada uno de los refrigerantes propuestos, los cuales difieren entre ellos en la cantidad de masa de refrigerante con la que opera el sistema de refrigeración, objeto de estudio, y las temperaturas del ambiente que lo rodea, como se aprecia en la Tabla 3.1 que corresponde a la matriz de experimentos.

Tabla 3.1. Matriz de experimentos.

Carga	R134a	R1234yf	R513A	R134a	R1234ze
130 g	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C
	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C
145 g	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C
	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C
160 g	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C
	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C
175 g	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C
	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C
190 g	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C
	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C
205 g	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C	24 °C
	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C	40 °C

Las cargas de refrigerante han sido definidas a partir de la carga que propone el fabricante del equipo (160 gramos de R134a), abarcando un rango por encima y debajo de este valor. Se comenzó con una carga principal de 130 gramos, ya que por debajo de este valor, se observó que se compromete la operación del refrigerador, y se utilizaron incrementos de 15 gramos hasta llegar a una carga final de 205 gramos de refrigerante. Este procedimiento se aplicó para cada refrigerante evaluado. La razón por la cual fue necesario realizar el procedimiento anterior fue para conocer la carga con la que se obtiene el menor consumo de energía promedio del sistema con cada refrigerante.

Con respecto a la temperatura del ambiente que circunda al refrigerador se han considerado temperaturas que pudieran presentarse en las distintas estaciones del año en varias regiones del país y se han establecido tres escenarios: 24, 32 y 40 °C. Para poder controlar estas condiciones, el refrigerador fue situado dentro de una

cámara climática que cuenta con un sistema de control que permite manipular esta variable.

El refrigerador contenía una carga dentro del gabinete que consistió de 60 botellas de agua con capacidad de 1 litro cada una, y la puerta del mismo permaneció cerrada en todo momento, evitando contribuciones adicionales de aire del exterior.

La prueba que se realizó en cada ensayo de la matriz de experimentos consistió en dejar operar el refrigerador por el tiempo requerido para que alcanzara la temperatura indicada por el control y, posterior a esto, que siguiera operando bajo su propio sistema de control de encendido y apagado del compresor en función de la temperatura del aire al interior del gabinete.

Considerando que un ciclo de operación inicia en el momento que el compresor enciende y termina justo un instante antes de que lo vuelva a hacer, como se aprecia en la Figura 3.2, el tiempo de operación del refrigerador para cada ensayo ronda entre 8 y 9 horas, en las que se ha identificado que alcanza su estado estable y después una cantidad de ciclos suficiente para ser analizados. Cabe mencionar que para la etapa de tratamiento y análisis de datos se ha decidido utilizar seis ciclos consecutivos para llevar a cabo dicho análisis, el cuál se describe de manera más detallada en la sección que le corresponde.

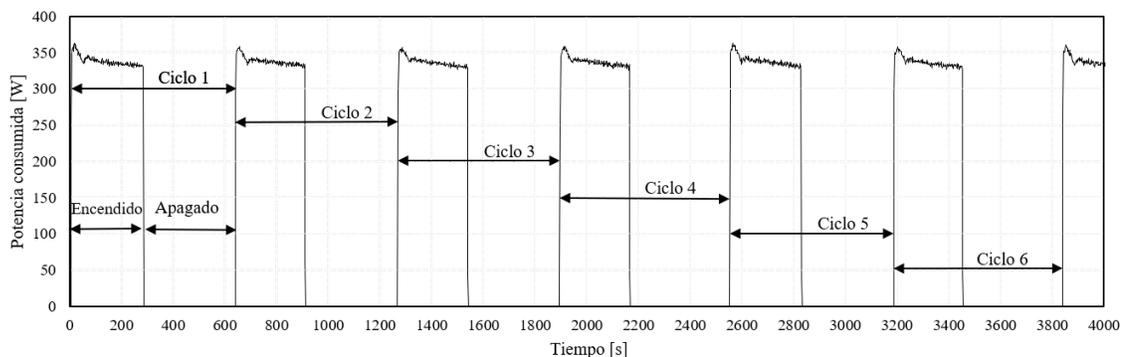


Figura 3.2. Distribución de seis ciclos consecutivos en la operación del refrigerador en un gráfico de consumo de potencia.

Las variables a medir en cada prueba fueron flujo másico de refrigerante, temperaturas y presiones en puntos específicos que se indican más adelante, y por último voltaje e intensidad de corriente para determinar el consumo de potencia. El registro de las mediciones se realizó mediante un sistema de adquisición de datos con un tiempo de muestreo de 2 segundos, adquiridos mediante una interfaz programada en LabVIEW 2018.

3.1.2 EJECUCIÓN EXPERIMENTAL

3.1.2.1 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El sistema de refrigeración objeto de estudio pertenece a la clasificación de refrigeración comercial ligera. Es un refrigerador para bebidas tipo vitrina vertical de una sola puerta con capacidad de 437 litros. Los principales componentes del sistema de refrigeración se muestran en la Figura 3.3.



Figura 3.3. Componentes principales del sistema de refrigeración.

El compresor con el que cuenta el sistema de refrigeración es un compresor recíprocante de 6.76 cm^3 , monofásico, para refrigerante R134a, que opera en condiciones de voltaje y frecuencia de 115-127 V y 60 Hz, respectivamente, con control automático de encendido y apagado.

El condensador es de tipo tubo y aleta en forma de espiral; el material con el que fue manufacturado es acero. Por su parte, el evaporador es de tipo tubo y aletas en material de aluminio y, al igual que el condensador, ambos experimentan un flujo de aire forzado por un ventilador.

El dispositivo de expansión es un tubo capilar de cobre con una longitud de 4.5 metros, y un diámetro interior y exterior de 1.3 y 2.6 milímetros, respectivamente, que se encuentra en contacto con la línea de succión.

3.1.2.2 PUESTA A PUNTO DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

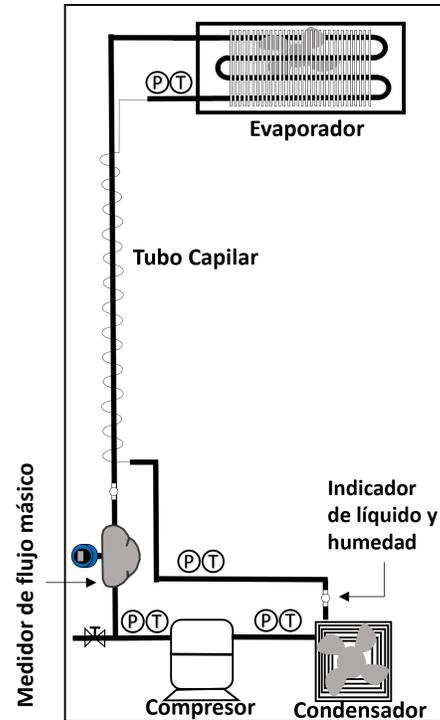
La instalación experimental se localiza dentro los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE), específicamente en el de Ambiente Controlado; dentro de las instalaciones de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León.

El refrigerador fue situado al interior de una cámara climática la cual permite controlar las condiciones de temperatura en su interior con una precisión de ± 0.2 °C. Esto permite evaluar los tres escenarios planteados de temperatura ambiente.

Además, fue instrumentado con sensores de temperatura, presión y flujo másico en función de las variables que necesitan ser medidas en cada uno de los experimentos realizados. En la Figura 3.4 (a) se muestra una fotografía de vista frontal del refrigerador, mientras que en la Figura 3.4 (b) se muestra el diagrama de localización de instrumentos.



(a) Fotografía de vista frontal.



(b) Diagrama de localización de instrumentos.

Figura 3.4. Refrigerador bajo estudio tipo vitrina vertical.

Las características de cada instrumento se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Características de los instrumentos.

Variable	Modelo	Rango de medida	Precisión
Presión	Danfoss 060G1036	-1 a 12 bar	$\pm 0.3\%$ FS (typ.)
			$\pm 0.8\%$ FS (max.)
Presión	Danfoss 060G0090	-1 a 34 bar	$\pm 0.3\%$ FS (typ.) $\pm 0.8\%$ FS (max.)
Flujo másico	Emerson/Micro Motion cmfs015m319n0a2sczz	0 a 90 g/s	$\pm 0.10\%$ de tasa
Temperatura	Omega Engineering Inc. TT-TI-30-100M	-40°C a 150°C	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
Masa	Balanza Escali P115c	0 a 5 kg	1 g

Los sensores de temperatura son termopares tipo “T” los cuales fueron colocados en diferentes zonas a lo largo de las líneas de tubería que conforman el sistema de refrigeración, y han sido conectados a un módulo NI 9214.

Los transductores de presión utilizados se colocaron entre los cuatro componentes principales del sistema, y fueron conectados a un módulo NI 9205.

El dispositivo que permite medir el flujo másico, se colocó en la línea de succión del compresor, es de la marca Emerson tipo coriolis y fue conectado a un módulo NI 9203.

Para poder tener mediciones del consumo de potencia, ésta se calcula mediante el producto de voltaje e intensidad de corriente; mediciones obtenidas a partir de los módulos NI 9225 y NI 9227, respectivamente.

El sistema de adquisición de datos se conforma de dos Compact Rio, NI c-RIO 9024 y NI c-RIO 9039, y la información es recopilada mediante una interfaz programada en LabVIEW 2018 en una estación de trabajo DELL modelo 7500.

La incertidumbre acumulada de varias mediciones sobre los resultados obtenidos se calculó en base a la metodología presentada por Moffat [56]. En la Tabla 3.3 se muestra la incertidumbre de las variables utilizadas en este estudio. El cálculo consiste en obtener la raíz cuadrada de la sumatoria de los cuadrados de los efectos de cada una de las mediciones individuales sobre el resultado final, como se aprecia en la Ecuación (16).

$$u_R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} u_{X_i} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

Tabla 3.3. Incertidumbre de las variables medidas.

Variable	Incertidumbre
Presión	± 10.6 kPa
Temperatura	± 0.82 °C
Flujo másico	± 0.25 g/s
Voltaje	± 1.21 V
Corriente eléctrica	± 0.07 A
Potencia eléctrica	± 5.9 W
Entalpía específica	± 0.83 kJ/kg
Carga de calor	± 0.54 W
EER	± 3.82

3.1.2.3 CARGA DE REFRIGERANTE EN EL SISTEMA

El procedimiento de carga de refrigerante consistió en hacer cargas con el uso de un cilindro, al cual se le hizo un vacío previo a la carga de refrigerante; la masa se cuantificó en una balanza con precisión de 1 g, como se muestra en la Figura 3.5. Una vez que fueron realizadas las conexiones, se procedió a hacer vacío en las mangueras y el cilindro de carga (5); el tanque de refrigerante permaneció cerrado y las tres válvulas abiertas, hasta alcanzar una presión de vacío adecuada (los valores alcanzados comúnmente estaban en un rango de 18-30 Pa). Al llegar a la presión de vacío se cierra la válvula 3 y se abre el tanque de refrigerante, permitiendo que ingrese al cilindro de carga siguiendo la trayectoria azul, donde al mismo tiempo se cuantifica en la balanza hasta alcanzar el valor de carga deseado (130 g si es la carga principal, ó 15 g si es un aumento). Una vez concluida la carga de refrigerante en el cilindro, se cierran las válvulas 1 y 2 y el tanque de refrigerante.

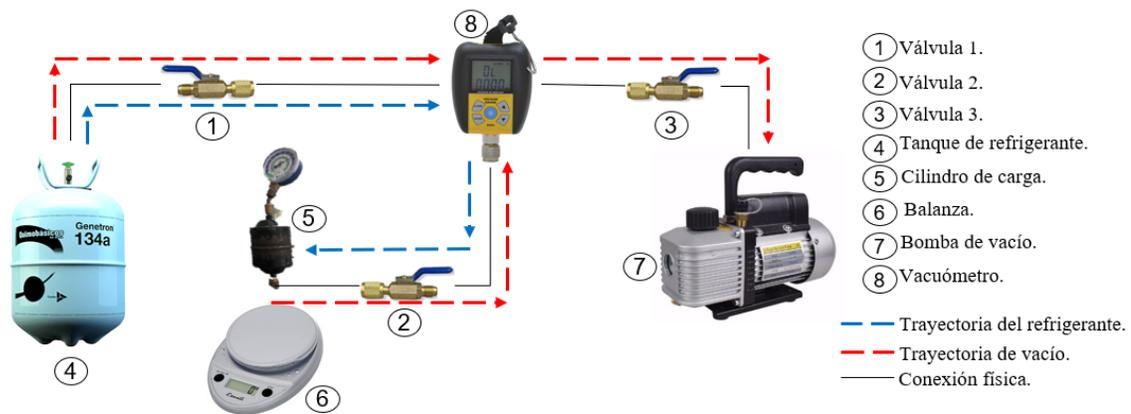


Figura 3.5. Equipo y conexiones necesarias para realizar la carga de refrigerante.

Para ingresar refrigerante al refrigerador se hizo una adecuación al sistema agregando una línea de carga y también para hacer vacío, como se muestra en la Figura 3.4, en el diagrama de localización de instrumentos. Si la carga a ingresar era la principal, se debía hacer un vacío previo en todo el sistema, considerando un valor aceptable igual o menor a 66 Pa. Si se iba a realizar un aumento de carga, únicamente era necesario hacer vacío en la línea de carga de refrigerante.

3.1.3 TRATAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS

Una vez adquirida la información de cada prueba fue necesario llevar a cabo un tratamiento de los datos, para organizar la información y poder manipularla de manera rápida y sencilla.

Un aspecto fundamental en esta etapa es identificar el conjunto de datos para su análisis una vez que es alcanzada una operación en estado estacionario, misma que se presenta cuando las fluctuaciones de temperatura promedio entre ciclos resulta menor a 0.3 °C. Se ha decidido analizar seis ciclos de operación consecutivos y calcular el valor promedio de cada variable medida mientras el compresor está encendido; después, se obtiene un promedio general de los seis ciclos a partir de las cantidades promediadas en cada ciclo. En la Ecuación (17) se muestra el consumo de potencia promedio general de los seis ciclos, calculado a partir de los promedios individuales de consumo de potencia de cada uno de éstos, como se observa en la Figura 3.6.

$$\bar{W} = \frac{\bar{W}_1 + \bar{W}_2 + \bar{W}_3 + \bar{W}_4 + \bar{W}_5 + \bar{W}_6}{6} \quad (17)$$

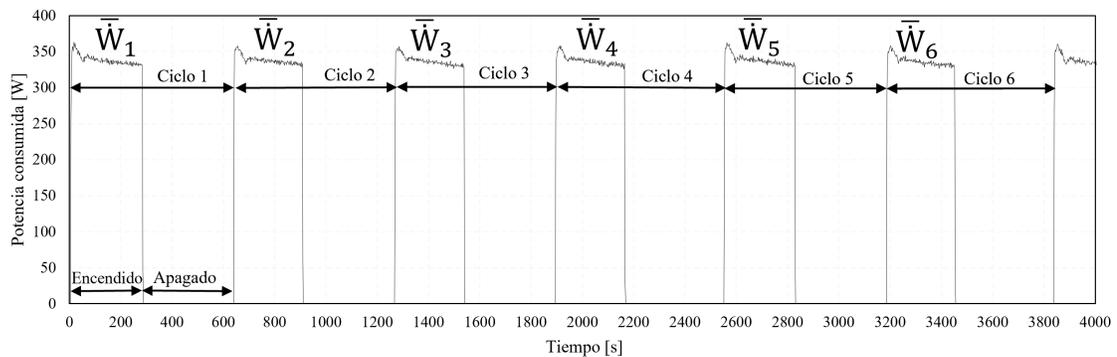


Figura 3.6. Consumos de potencia promedio de cada ciclo de operación individual, y a partir de los cuales se calcula el consumo de potencia promedio general.

3.1.3.1 CONSUMO DE ENERGÍA Y CARGA ADECUADA DE REFRIGERANTE

La carga de refrigerante adecuada en cada escenario de temperatura ambiente fue determinada a partir del menor consumo de energía del refrigerador por hora de operación. Este valor se obtuvo multiplicando el consumo de energía promedio en un ciclo de operación por el número de ciclos realizados en una hora, como se muestra en la Ecuación (18).

$$E_{1h} = E_{promedio \ 1 \ ciclo} \left(\frac{\#Ciclos}{hora} \right) \quad (18)$$

3.1.3.2 DESEMPEÑO TÉRMICO DEL SISTEMA

Para poder evaluar el desempeño térmico del sistema fue necesario conocer la transferencia de calor en los intercambiadores, la cual está en función del flujo másico de refrigerante y el cambio de la entalpía de entrada y salida, mismas que a su vez, están en función de las presiones y temperaturas de operación. Dichas entalpías fueron calculadas con REFPROP v10.0 [57], una base de datos de propiedades termodinámicas y de transporte de una gran cantidad de fluidos de trabajo, entre ellos, los de nuestro interés.

En el ciclo de refrigeración se han considerado siete estados termodinámicos, y la entalpía en cada uno de ellos se calculó de la siguiente manera: en la entrada y salida del compresor, salida del condensador y salida del evaporador, se determina a partir de los valores de presión y temperatura obtenidos de manera experimental en dichos puntos. El valor a la entrada del condensador es determinado a partir de los datos de presión y calidad (considerando el mismo valor de presión que la salida del compresor y calidad con valor de 1, puesto que es un vapor saturado). La entalpía a la salida del tubo capilar es la misma que se obtuvo a la salida del condensador. Por último, se considera un estado termodinámico adicional donde termina la condensación y empieza el subenfriamiento; la entalpía es determinada

a partir del valor de presión a la salida del condensador y calidad igual a 0, puesto que es un líquido saturado.

Una vez conocidos los valores de presión, temperatura y entalpías de operación del sistema para cada temperatura ambiente y carga de refrigerante, se pueden generar diagramas que faciliten la interpretación y permitan observar el desempeño térmico, tal como el diagrama de Mollier.

Cabe mencionar que los estudios que se encuentran hasta el momento en la literatura consideran una condición isobárica en los intercambiadores de calor, esto debido a la dificultad de instrumentación. Sin embargo, en este estudio se logró instrumentar el sistema de forma que se aprecia una diferencia de presión a la entrada y salida de dichos componentes como se puede ver en la Figura 3.7.

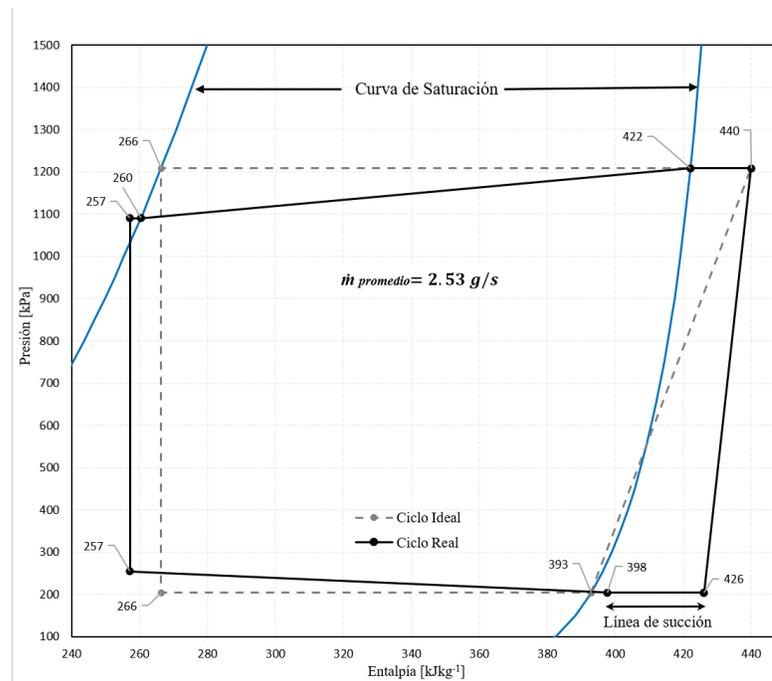


Figura 3.7. Comparación del ciclo de refrigeración con 2 y 4 puntos de medición de presión para 160g de R134a a 32°C.

El calor retirado del gabinete gracias a la presencia del evaporador se determinó mediante la Ecuación (19).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_{salida} - h_{entrada})_{evap} \quad (19)$$

3.1.3.3 DESEMPEÑO ENERGÉTICO DEL SISTEMA

Para evaluar el desempeño energético del sistema de refrigeración objeto de estudio, nos hemos basado en el cálculo de la razón de eficiencia energética “EER”, el cual se obtiene mediante el cociente del calor retirado por el evaporador y el trabajo eléctrico del compresor, como se muestra en la Ecuación (20).

$$EER = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{eléctrico\ compresor}} \quad (20)$$

3.1.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez que fueron realizados todos los ensayos propuestos en la matriz de experimentos y que se hicieron los cálculos correspondientes de la sección anterior, surge la oportunidad de poder contrastar dichos resultados e iniciar la discusión sobre la viabilidad de sustitución de R134a por alguno de los otros refrigerantes.

Cabe mencionar que para tomar la decisión de una posible sustitución, debemos considerar cada uno de los puntos analizados anteriormente, es decir, consumo de energía, desempeño térmico y energético.

Con respecto a la búsqueda de la carga óptima, se han generado gráficas de consumo de energía contra carga de refrigerante para las tres temperaturas del ambiente propuestas. Dicho gráfico se realizó para cada refrigerante evaluado en este estudio.

Por otro lado, para comparar el desempeño térmico del sistema, se generaron diagramas de Mollier de presión contra entalpía donde se pueden apreciar las diferencias con respecto a estas variables en la operación en su estado estacionario, en función de las temperaturas de ambiente, cargas de refrigerante y para los diferentes refrigerantes. Además, se elaboraron gráficos para evidenciar el comportamiento de

cada variable de manera individual, a medida que cambia la carga de refrigerante y la temperatura del ambiente.

Por último, se generaron gráficas de EER contra carga de refrigerante para las tres temperaturas del ambiente, y para cada uno de los refrigerantes evaluados.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS

En este capítulo se analizan los resultados obtenidos de los experimentos propuestos en la matriz de experimentos.

Primeramente se presentan los resultados del desempeño del refrigerador al operar con el refrigerante R134a, ya que el equipo está diseñado para operar con este refrigerante. Se presenta el consumo de energía promedio por hora de operación y el consumo de potencia. Entre las condiciones de operación, se muestran: el flujo másico promedio, las presiones y temperaturas de operación del sistema. A partir de estos, se construye el diagrama de Mollier y curvas de desempeño como el EER. Todo lo anterior en los rangos de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente definidos.

En segundo lugar, se analizan los resultados obtenidos del desempeño del refrigerador al operar con R134a y los otros refrigerantes con la finalidad de evaluar una viabilidad de sustitución. Los refrigerantes estudiados son R513A, R1234yf y R1234ze.

4.1 ENSAYO DE REPETIBILIDAD R134a

Con la finalidad de validar la confiabilidad de los resultados obtenidos, se reprodujo la secuencia de pruebas del refrigerante R134a con dos meses de diferencia entre los ensayos. Los resultados del consumo de energía promedio del refrigerador por hora de operación para los rangos de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente se presentan en la Figura 4.1.

Como se puede observar, la variación entre los ensayos en todo el rango estudiado está por debajo del 3%, garantizando que los resultados son válidos y reproducibles.

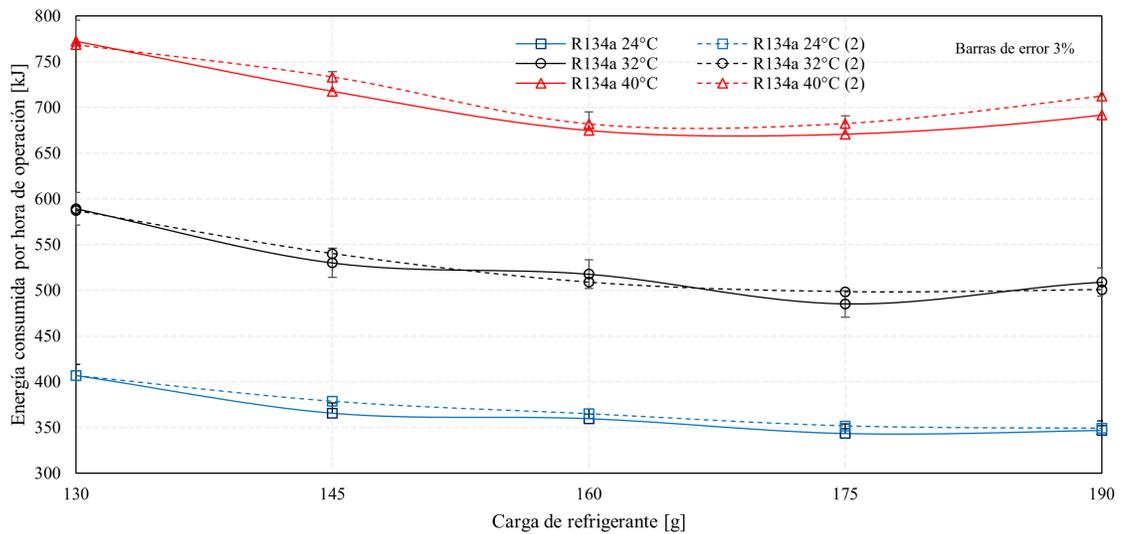


Figura 4.1. Consumo de energía promedio del refrigerador por hora de operación para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente para R134a, ensayo de repetibilidad.

4.2 RESULTADOS DEL REFRIGERANTE R134a

Una vez concluida la etapa de tratamiento y análisis de datos se presentan los resultados obtenidos en las pruebas definidas en la matriz de experimentos.

A continuación, se presentan los resultados del desempeño del refrigerador tipo vitrina vertical al operar con el refrigerante R134a, analizándolo desde el punto de vista de consumo eléctrico y propiedades termodinámicas. De igual forma, se realiza una evaluación del equipo de refrigeración con los refrigerantes mencionados anteriormente.

4.2.1 CONSUMO DE ENERGÍA

En la Figura 4.2 se muestra el consumo de energía eléctrica promedio del refrigerador por hora de operación al operar con R134a, para una carga de refrigerante que se incrementa en lotes de 15 g, desde 130 hasta 205 g. Se realiza una evaluación bajo tres temperaturas del ambiente.

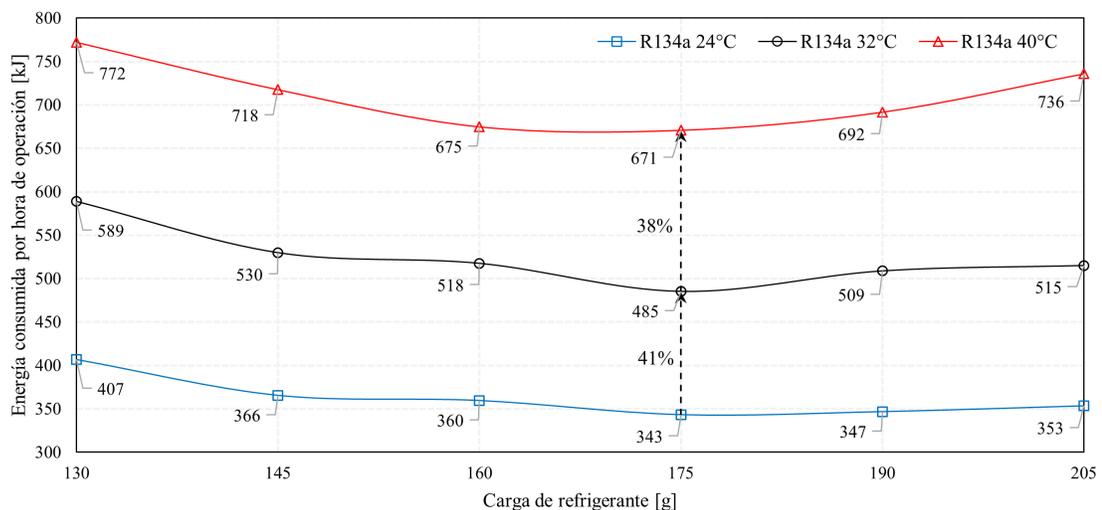


Figura 4.2. Consumo de energía promedio del refrigerador por hora de operación para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

Los resultados muestran que, tanto la variación en la carga de refrigerante como en la temperatura del ambiente, provocan un cambio en las condiciones de operación del refrigerador que se ve reflejado directamente en el consumo energético del sistema. Es evidente que existe una carga de refrigerante adecuada con la cual se obtiene el menor consumo de energía en el rango analizado.

En este estudio se encontró una tendencia similar en el consumo energético del sistema para las tres condiciones de temperatura ambiente evaluadas, donde la carga de refrigerante más adecuada es de 175 g, indicando un consumo de 343, 485 y 671 kJ por hora de operación para las temperaturas de 24, 32 y 40 °C, respectivamente. Cabe mencionar que para encontrar la carga óptima del sistema con la cual se obtiene el mínimo consumo energético, es necesario refinar la resolución entre las cargas de refrigerante.

Se observa que el consumo de energía aumenta a medida que la carga de refrigerante del sistema se aleja de la carga adecuada. En la Tabla 4.1 se muestra el consumo energético promedio por hora de operación, para una carga deficiente y una carga excedente en ± 30 g y su variación con respecto a la carga adecuada de 175 g.

Tabla 4.1. Consumo de energía por hora de operación para diferentes cargas de refrigerante.

Temperatura ambiente	145 g		175 g	205 g	
	Energía consumida	Variación respecto 175 g	Energía consumida	Energía consumida	Variación respecto 175 g
24 °C	366 kJ	7 %	343 kJ	353 kJ	3 %
32 °C	530 kJ	9 %	485 kJ	515 kJ	6 %
40 °C	718 kJ	7 %	671 kJ	736 kJ	10 %

Es evidente la relevancia que tiene la temperatura del ambiente, pues a medida que esta se eleva, el consumo de energía del sistema también aumenta de manera considerable. Operando con la carga de 175 g, el aumento en la energía consumida debido al incremento de 24 a 32 °C fue de 41 %, que implica un incremento de 18 kJ por grado Celsius, y de 32 a 40 °C fue de 38 %, con un incremento de 23 kJ por grado Celsius. El aumento de energía consumida con la carga de 175 g en el incremento de temperatura ambiente de 24 a 40 °C fue de 95 %, lo que implica un aumento de 20 kJ por grado Celsius.

En la Figura 4.3 se muestran las curvas de potencia consumida por el refrigerador en un lapso de tiempo de una hora, para las cargas de refrigerante de 145, 175 y 205 g y las tres temperaturas del ambiente.

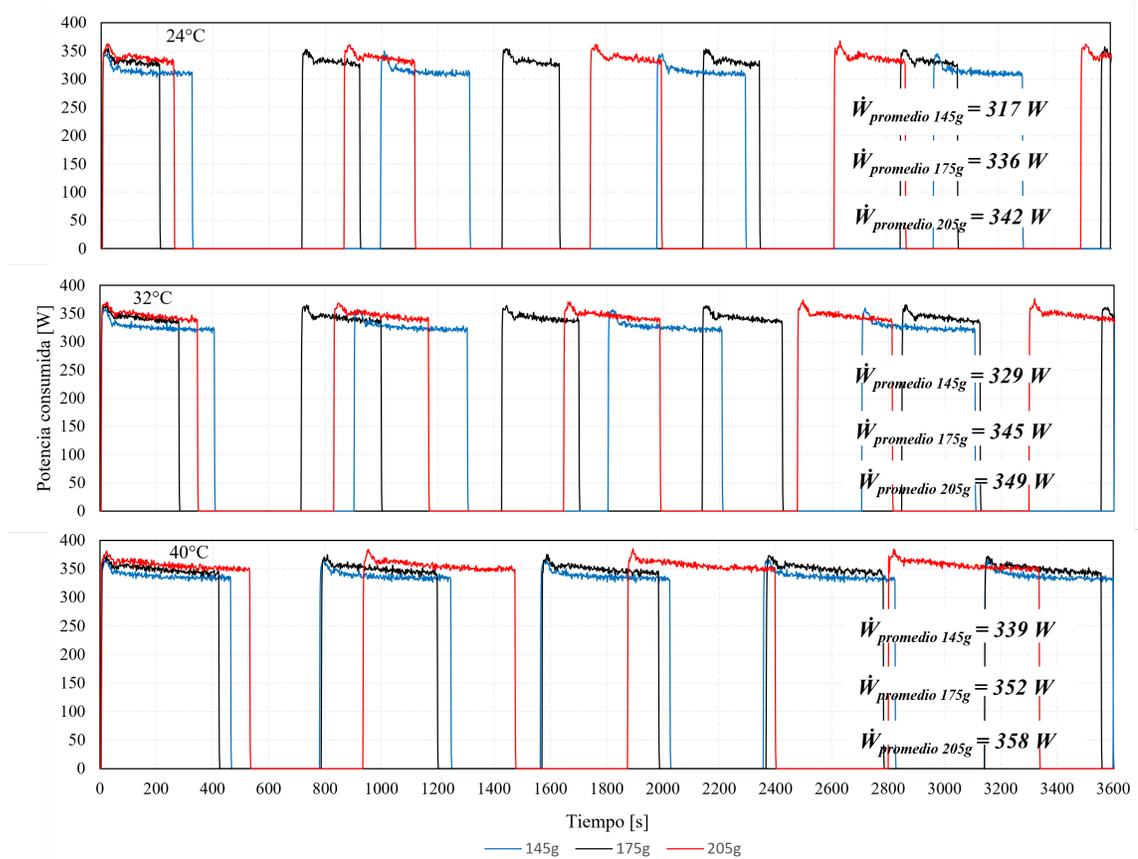


Figura 4.3. Curvas del consumo de potencia del refrigerador para 145, 175 y 205 g de R134a, y temperatura ambiente de 24, 32 y 40 °C.

Se aprecia que para cada carga de refrigerante y temperatura del ambiente la curva característica es particular y que un aumento en cualquiera de estas variables repercute en un incremento del consumo de potencia promedio del sistema. Podemos observar que la contribución en conjunto de dichas variables incide en la amplitud y en la frecuencia de los ciclos.

El consumo de potencia promedio del sistema con 175 g de R134a fue de 336, 345 y 352 W para las temperaturas de 24, 32 y 40 °C, respectivamente. El incremento en dicho consumo entre 24 y 32 °C es de 3 %, mientras que de 32 a 40 °C es del 2 %, y en el rango de temperatura de 24 a 40 °C, el aumento es del 5 %.

4.2.2 CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN

En la Figura 4.4 se muestra el flujo másico promedio de refrigerante, para las diferentes cargas y temperaturas del ambiente.

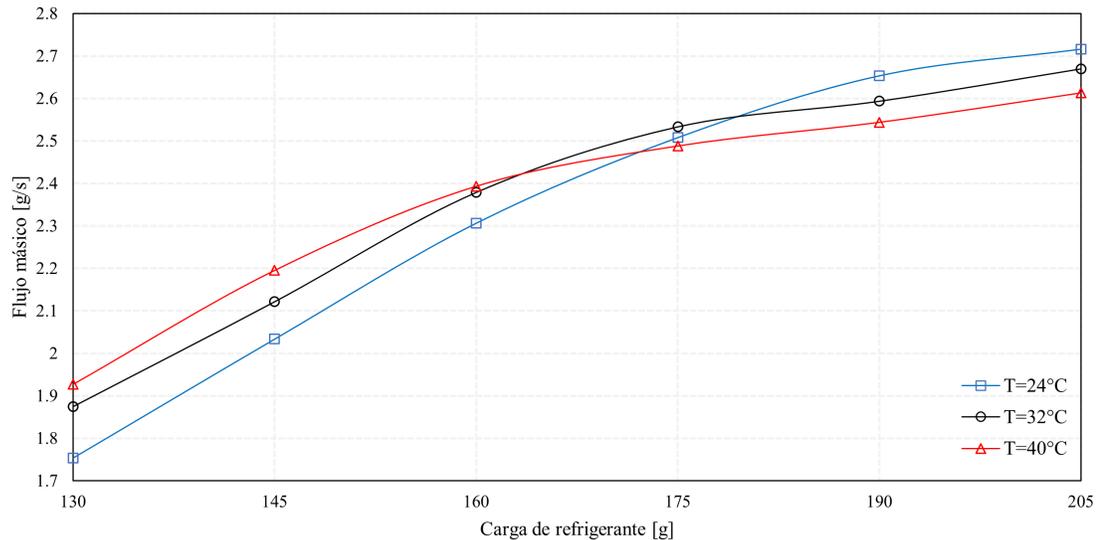


Figura 4.4. Flujo másico promedio de refrigerante para las diferentes cargas y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

A medida que se incrementa la cantidad de refrigerante en el sistema, el flujo másico también aumenta. Esa misma tendencia se observa para las tres temperaturas del ambiente estudiadas. Sin embargo, se puede apreciar que la tendencia de las curvas cambia a medida que se acercan a la carga de menor consumo de energía eléctrica por hora entre 160 y 175 g, y se observa un cambio que es consistente con el valor observado para la carga adecuada de 175 g. Se observa además que para valores de carga de refrigerante por debajo de 160 g, un aumento en la temperatura del ambiente conduce a un mayor flujo másico; mientras que para valores de carga de refrigerante mayores a 180 g, dicho aumento de temperatura conduce a un flujo másico menor. En el rango de 160 a 175 g se observa una tendencia cruzada entre las curvas a las diferentes temperaturas del ambiente. Por último, se observa que el flujo másico es muy similar para los tres casos de temperatura cuando la carga es de 175 g de refrigerante.

La Figura 4.5 muestra las presiones absolutas de operación del sistema en las salidas del compresor y condensador (zona de alta presión), para cada carga de refrigerante y temperatura del ambiente bajo estudio. Se observa un incremento en las presiones con el aumento de la carga de refrigerante, donde los cambios más significativos se aprecian en cargas por debajo de los 175 g. Con respecto al incremento de la temperatura ambiente, repercute en un aumento considerable en dichas presiones.

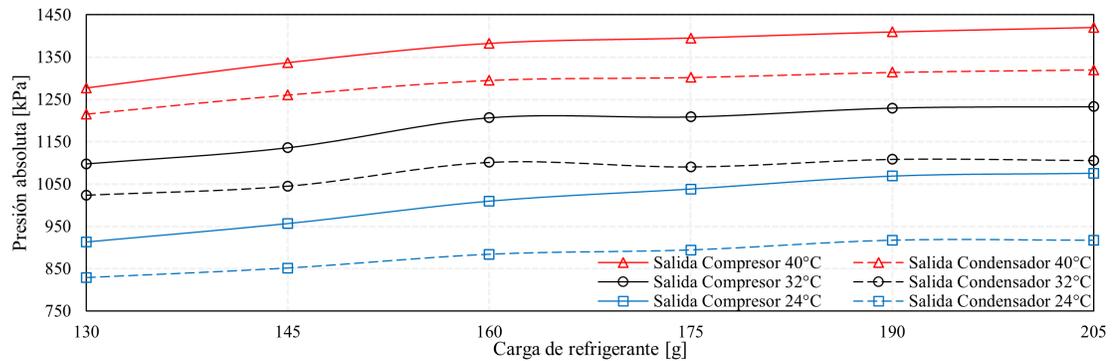


Figura 4.5. Presiones medias en las salidas del compresor y condensador para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

La Figura 4.6 muestra las presiones en las entradas del evaporador y del compresor (zona de baja presión), para cada carga de refrigerante y temperatura del ambiente bajo estudio. A medida que se incrementa la carga de refrigerante en el sistema y la temperatura del ambiente, las presiones en dichos puntos aumenta, mostrando cambios más significativos en cargas por debajo de los 175 g.

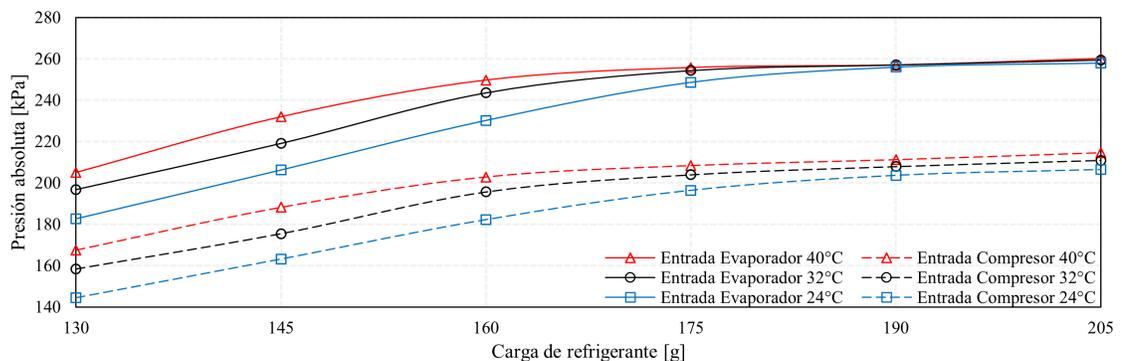


Figura 4.6. Presiones medias en las entradas del evaporador y compresor para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

Como es de esperarse, se observa una variación más importante en la presión de operación de los componentes del sistema de refrigeración que están expuestos a la condición ambiente (compresor y condensador). Las presiones de operación del sistema, con la carga adecuada de 175 g, para las tres condiciones de temperatura ambiente se muestran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2. Presiones de operación del sistema para 175 g de refrigerante a las tres temperaturas del ambiente.

Componente	Temperatura ambiente		
	24 °C	32 °C	40 °C
Salida Compresor	1038 kPa	1209 kPa	1395 kPa
Salida Condensador	894 kPa	1090 kPa	1302 kPa
Entrada Evaporador	249 kPa	254 kPa	256 kPa
Entrada Compresor	196 kPa	204 kPa	208 kPa

En la Figura 4.7 se muestra el comportamiento de la diferencia de presión observada entre la entrada y salida de los intercambiadores, en función de la variación de carga de refrigerante y temperatura ambiente.

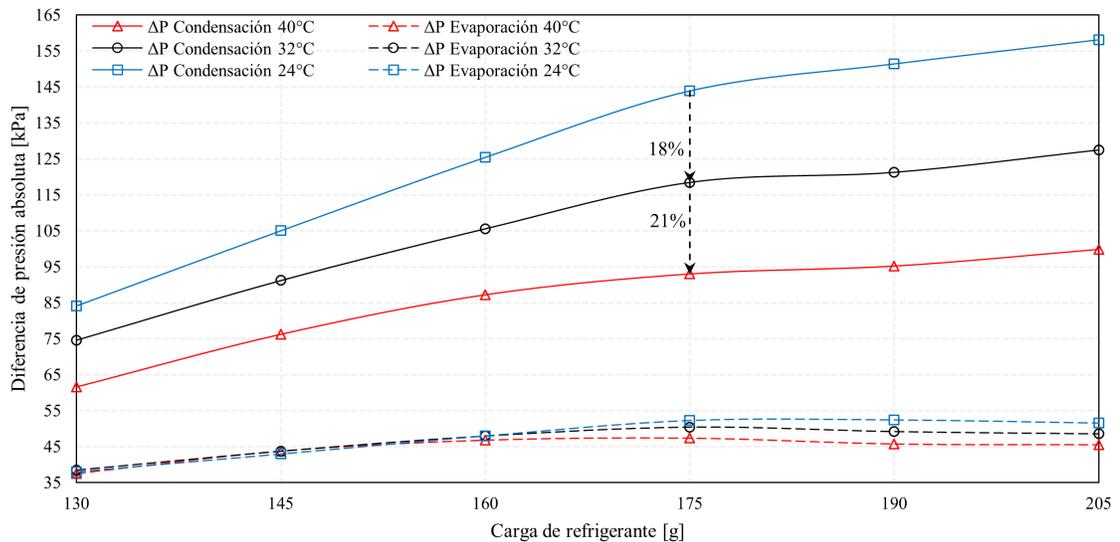


Figura 4.7. Diferencia entre las presiones de condensación y evaporación, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

Se observa que la diferencia de presión de condensación es cada vez mayor a medida que la carga de refrigerante va en aumento. Por otro lado, la diferencia de presión de evaporación aumenta junto con la carga de refrigerante hasta llegar a 175 g, y para cargas posteriores, disminuye de manera insignificante. Con respecto al efecto de la temperatura del ambiente se observa que las diferencias de presión más significativas se dan a temperaturas más bajas; además, esta condición presenta mayor influencia en la caída de presión del condensador.

Para la carga de refrigerante de 175 g, las caídas de presión observadas en el condensador fueron de 144, 118, y 93 kPa, para las temperaturas del ambiente de 24, 32 y 40 °C, respectivamente, mientras que en el evaporador fueron de 52, 50, y 47 kPa, para las mismas temperaturas. Además, se observa una variación del 18 % en la diferencia de presión de condensación debida al incremento de temperatura ambiente de 24 a 32 °C, y del 21 % de 32 a 40 °C.

La Figura 4.8 muestra la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del compresor, para todas las cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente evaluadas. Se observa que a medida que se incrementa la carga de refrigerante en el sistema, la temperatura a la entrada del compresor muestra una tendencia decreciente, mientras que a la salida del mismo no se observan cambios considerables. Por otro lado, el incremento en la temperatura del ambiente repercute en un incremento en la temperatura del refrigerante en los puntos mencionados.

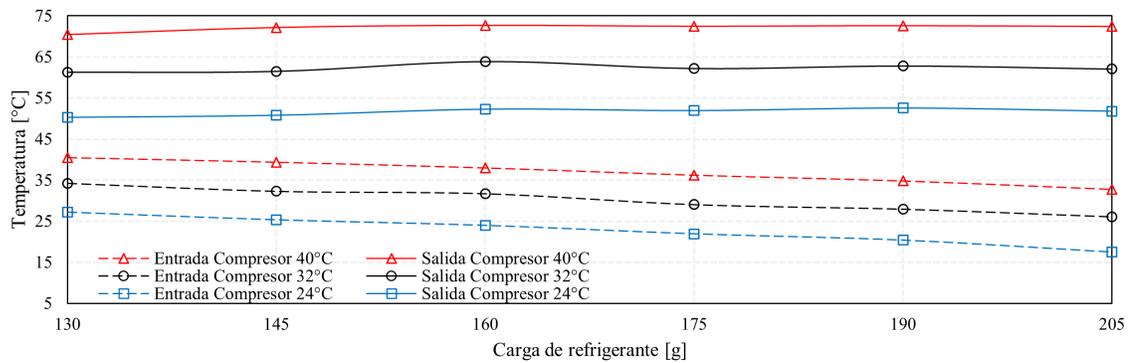


Figura 4.8. Temperaturas de operación en la entrada y salida del compresor, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

La Figura 4.9 muestra la temperatura del refrigerante a la salida del condensador, para todas las cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente evaluadas. Se observa que la tendencia que presenta la temperatura del refrigerante en este punto es a incrementar a medida que se aumenta la carga de refrigerante en el sistema y la temperatura del ambiente.

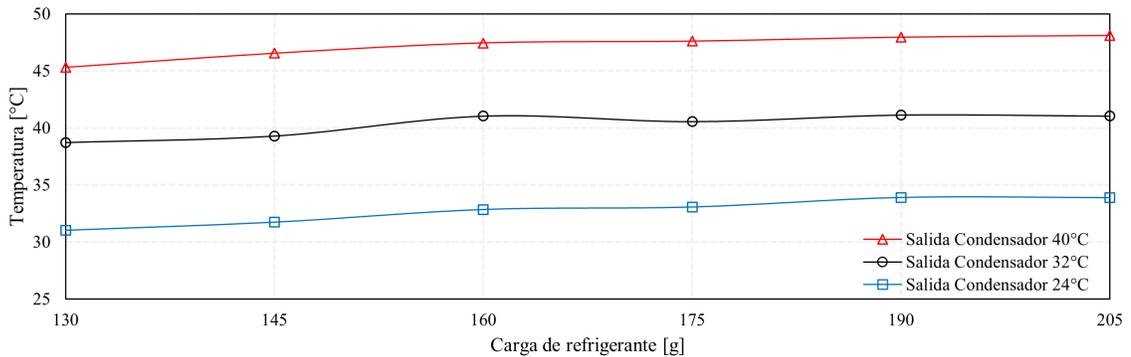


Figura 4.9. Temperatura de operación en la salida del condensador, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

La Figura 4.10 muestra la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador, para todas las cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente evaluadas. El aumento en la carga de refrigerante o en la temperatura del ambiente, provoca un incremento en la temperatura de operación del refrigerante a la entrada del evaporador, con cambios más importantes para cargas por debajo de los 175 g. Para cargas posteriores, la temperatura del refrigerante tiende a un valor.

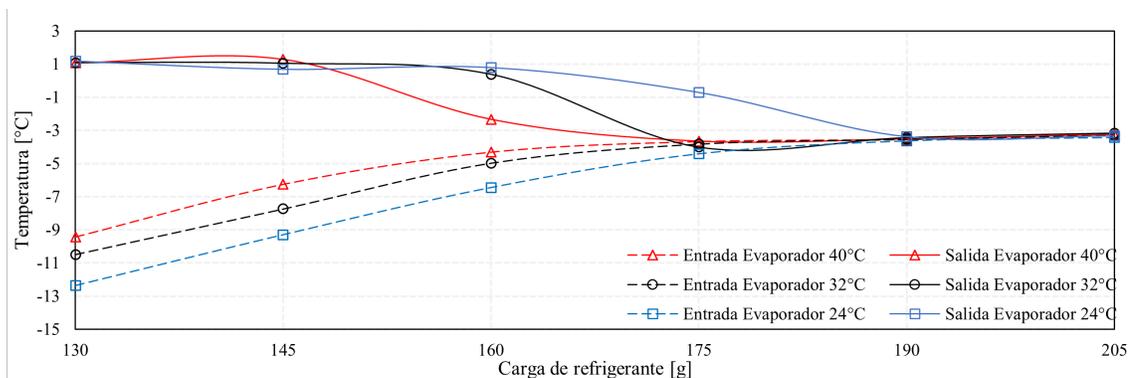


Figura 4.10. Temperatura de operación a la entrada y salida del evaporador, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

A la salida del evaporador, la temperatura del refrigerante tiende a disminuir a medida que se incrementa la carga de éste en el sistema. Con respecto al efecto de la temperatura del ambiente, se observa una tendencia cruzada en las curvas para cargas por debajo de 175 g. Para cargas posteriores, se observa que la temperatura del tiende a un valor.

Otro aspecto interesante que se aprecia en la Figura 4.10 es la disminución en la diferencia de temperatura del refrigerante entre la entrada y salida del evaporador a medida que se incrementa la carga en el sistema.

Las temperaturas de operación del sistema con la carga adecuada de 175 g y para las tres condiciones de temperatura ambiente se muestran en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Temperaturas de operación del sistema para 175 g de refrigerante a las tres temperaturas del ambiente.

Componente	Temperatura ambiente		
	24 °C	32 °C	40 °C
Entrada Compresor	21.9 °C	29.1 °C	36.2 °C
Salida Compresor	51.9 °C	62.2 °C	72.4 °C
Salida Condensador	33.1 °C	40.6 °C	47.6 °C
Entrada Evaporador	-4.4 °C	-3.8 °C	-3.7 °C
Salida Evaporador	-0.7 °C	-4 °C	-3.7 °C

En la Figura 4.11 se muestran las diferencias de temperatura en el refrigerante que se observaron en los puntos de medición más cercanos al condensador y al evaporador, para las cargas de refrigerante bajo estudio y las diferentes temperaturas del ambiente. Dichos puntos de medición se muestran en la Figura 3.4. Se observa que la diferencia de temperaturas es más amplia en el proceso de condensación y se atribuye a que el refrigerante sale a muy alta temperatura del compresor. Por otro lado, el aumento en la carga de refrigerante impacta más considerablemente en el proceso de evaporación, que presenta una tendencia a disminuir e incluso, a partir de la carga de 175 g para una temperatura ambiente de 32 y 40 °C, la diferencia de temperatura es mínima, acercándose a la condición de proceso isotérmico.

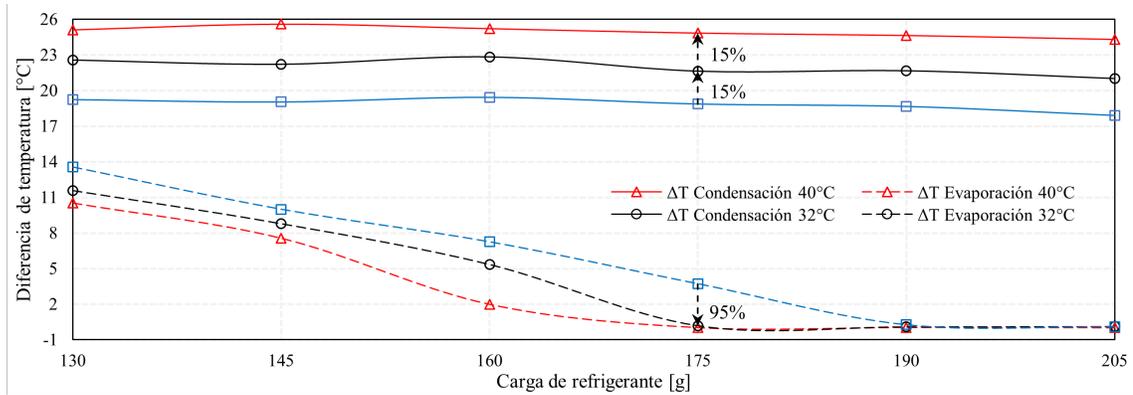


Figura 4.11. Diferencia de temperatura de condensación y evaporación para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

Para la carga adecuada de 175 g, la variación en la diferencia de temperatura en los procesos de condensación y evaporación debida al aumento de la temperatura ambiente se da como sigue: en la condensación existe una variación del 15 % debido al incremento tanto de 24 a 32 °C, como de 32 a 40°C. En la evaporación, la variación debida al incremento de 24 a 32 °C es del 95 %, y entre 32 y 40 °C la diferencia es mínima.

La Figura 4.12 muestra el diagrama de Mollier correspondiente a las cargas de 145, 175 y 205 g de refrigerante para las tres temperaturas ambientales propuestas. Se observan los ciclos de operación construidos a partir de las propiedades termodinámicas que ya fueron descritas en párrafos anteriores, y con las cuales fue determinado el valor de entalpía correspondiente a cada punto o estado termodinámico que conforman los ciclos. Se observa claramente que a diferencia de un ciclo de refrigeración ideal, se presenta una condición de subenfriamiento y sobrecalentamiento a la salida de los intercambiadores de calor, garantizando que el refrigerante se encuentre en la fase adecuada para continuar el ciclo. Además, se aprecia notablemente la caída de presión en dichos componentes. Como es de esperarse, se observa que tanto la cantidad de refrigerante en el sistema como la temperatura del ambiente juegan un papel fundamental, pues a medida que ambas incrementan, se observan cambios en el ciclo de refrigeración construido sobre la curva de saturación, esto debido a que

ha sido construido a partir de las propiedades termodinámicas de presión y temperatura, las cuales también se ven afectadas por estas dos variables, como se revisó anteriormente. Sin embargo, podemos resaltar que los cambios más importantes se deben al aumento en la temperatura del ambiente, principalmente en las presiones medias de condensación y en las entalpías de condensación y evaporación.

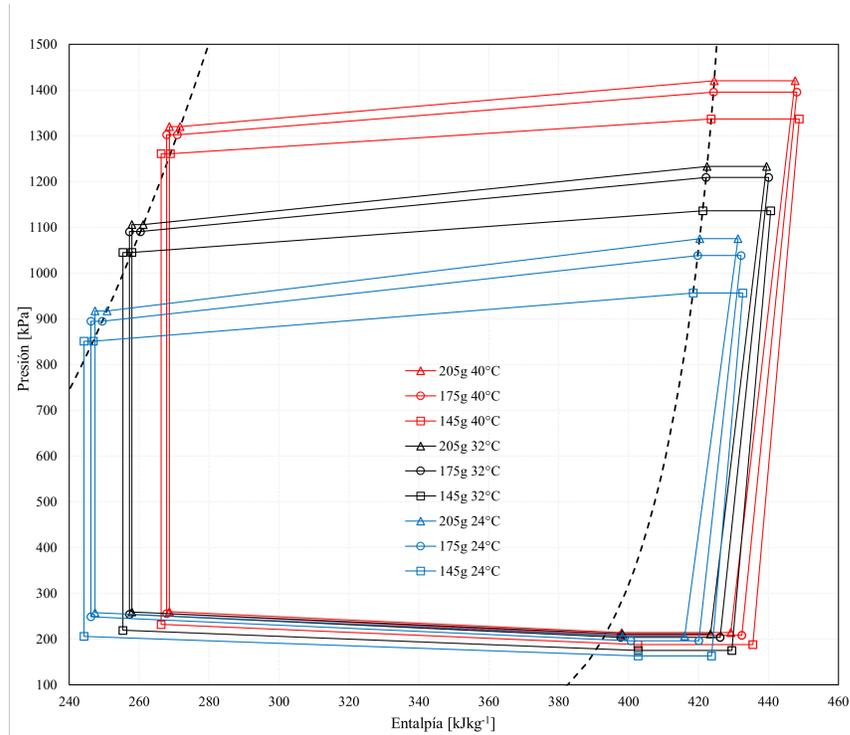


Figura 4.12. Diagrama de Mollier para las cargas de 145, 175 y 205 g de R134a a las distintas temperaturas del ambiente.

La Figura 4.13 muestra la razón de eficiencia energética EER para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a. Se observa que el aumento en la carga de refrigerante repercute en un incremento de este indicador. Cabe mencionar que en el rango de cargas observado no se encontró un valor máximo, sino que la curva se comporta de manera creciente y pareciera mantener esa tendencia en cargas posteriores. Con respecto a la influencia de la temperatura del ambiente, un aumento en esta condición repercute en una disminución del EER; para 175 g de refrigerante, la variación de EER, de 24-32 °C y 32-40 °C, fue del 11 %.

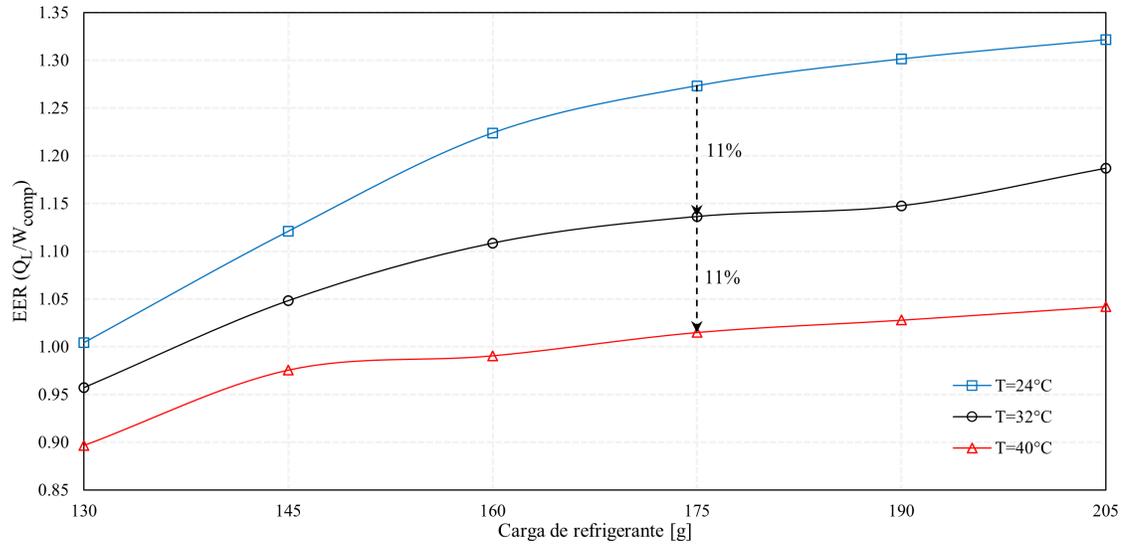


Figura 4.13. Razón de eficiencia energética EER para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente al operar con R134a.

La Tabla 4.4 resume las características de desempeño del ciclo para 175 g de R134a a las diferentes temperaturas del ambiente. En la tabla se pueden apreciar los valores de sobrecalentamiento (SC) y subenfriamiento (SE) que logra el sistema para cada condición de operación. Además, se muestra la capacidad de enfriamiento considerando un ciclo real con las mediciones de presión obtenidas e ideal con una condición isobárica en el evaporador. Los resultados muestran una subestimación en la capacidad de enfriamiento de 13, 10 y 9 %, para las temperaturas de 24, 32 y 40 °C, respectivamente. En relación al parámetro de eficiencia energética EER, se observa una disminución con el aumento de temperatura ambiente y además valores inferiores considerando la condición ideal isobárica.

Tabla 4.4. Características de desempeño del ciclo para 175 g de R134a a las diferentes temperaturas del ambiente.

T[°C]	SC [°C]	SE [°C]	$Q_{L\ real}$ [W]	$Q_{L\ ideal}$ [W]	Diferencia [%]	EER_{real}	EER_{ideal}
24	9.8	2.2	387.5	337.9	13	1.27	1.11
32	5.6	2.1	355.8	320.5	10	1.14	1.02
40	5.4	1.9	323.3	293.7	9	1.01	0.92

4.3 SUSTITUCIÓN DE REFRIGERANTES

En búsqueda de atender las implicaciones medioambientales del uso de refrigerantes con un alto potencial de calentamiento global, y obedeciendo las regulaciones internacionales en dicha materia, a continuación se presenta la evaluación del desempeño del sistema de refrigeración operando con refrigerantes más amigables con el medio ambiente y valorando la viabilidad de la sustitución del R134a. Los posibles candidatos son refrigerantes de cuarta generación que pertenecen a la familia de las hidrofluoroolefinas HFO's, el R1234yf, el R1234ze y la mezcla R513A.

4.3.1 DESEMPEÑO ENERGÉTICO

Con la finalidad de determinar la carga de refrigerante más adecuada de cada uno de los refrigerantes, la masa de refrigerante fue variando en lotes de 15 g a partir de los 130 y hasta los 205 g, donde también se evaluaron tres escenarios de temperatura ambiente: 24, 32 y 40 °C. El criterio para la selección de la carga de refrigerante más adecuada consistió en comparar la cantidad de energía eléctrica consumida en promedio por el refrigerador en una hora de operación, eligiendo la de menor consumo. La Figura 4.14 muestra las curvas de consumo energético promedio por hora de operación del refrigerador al operar con los distintos refrigerantes, variando la carga y la temperatura del ambiente.

Se observa que todos los refrigerantes presentan una carga de menor consumo de 175 g. Además, la respuesta al incremento en la temperatura del ambiente es consistente para todos los refrigerantes, mostrando un mayor consumo de energía.

El refrigerante que presenta el mayor consumo de energía en todo rango de cargas y temperaturas del ambiente analizado es el R1234ze. Por otro lado, el que presenta el menor consumo en la carga de 175 g para las tres temperaturas del ambiente es el R513A.

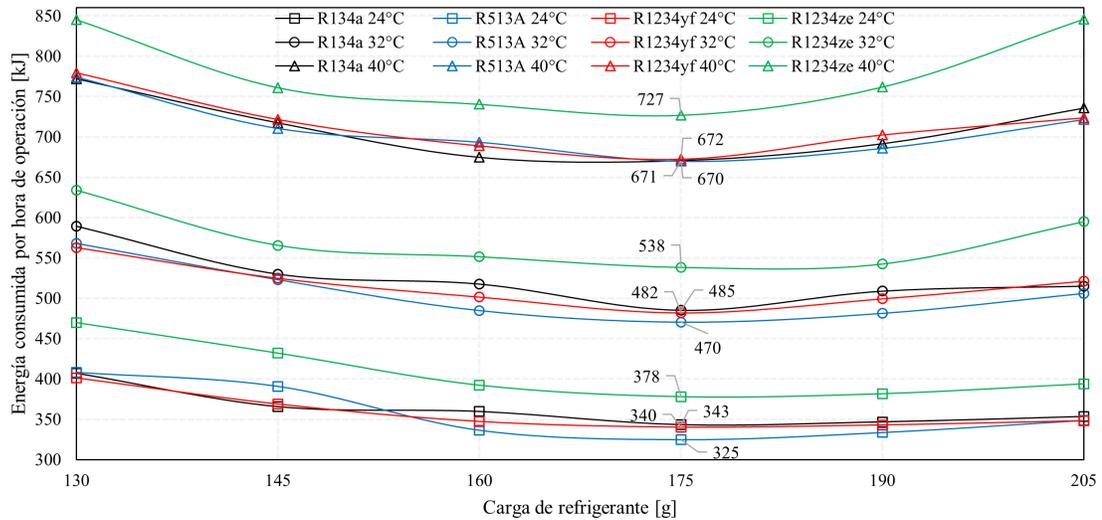


Figura 4.14. Consumo de energía promedio del refrigerador por hora de operación, para las diferentes cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze.

En la Tabla 4.5 se resume el consumo de energía con cada refrigerante para la carga de 175 g a 24, 32 y 40 °C. Además se indica el porcentaje de variación con respecto al caso de referencia con R134a, para la misma carga de refrigerante.

Tabla 4.5. Consumo de energía del refrigerador con cada refrigerante y variación con respecto al R134a para la carga de 175 g a 24, 32 y 40 °C.

Refrigerante	Temperatura ambiente		24 °C		32 °C		40 °C	
R134a			343 kJ	-	485 kJ	-	671 kJ	-
R513A			325 kJ	5.3 %	470 kJ	3 %	670 kJ	0.1 %
R1234yf			340 kJ	0.9 %	482 kJ	0.7 %	672 kJ	0.3 %
R1234ze			378 kJ	10.2 %	538kJ	10.9 %	727 kJ	8.4 %

En la Figura 4.15 se muestra la curva de potencia consumida con cada refrigerante para la carga de 175 g y las tres temperaturas del ambiente en una hora de operación. Como se puede observar, cada refrigerante presenta una curva particular en cada una de las temperaturas evaluadas.

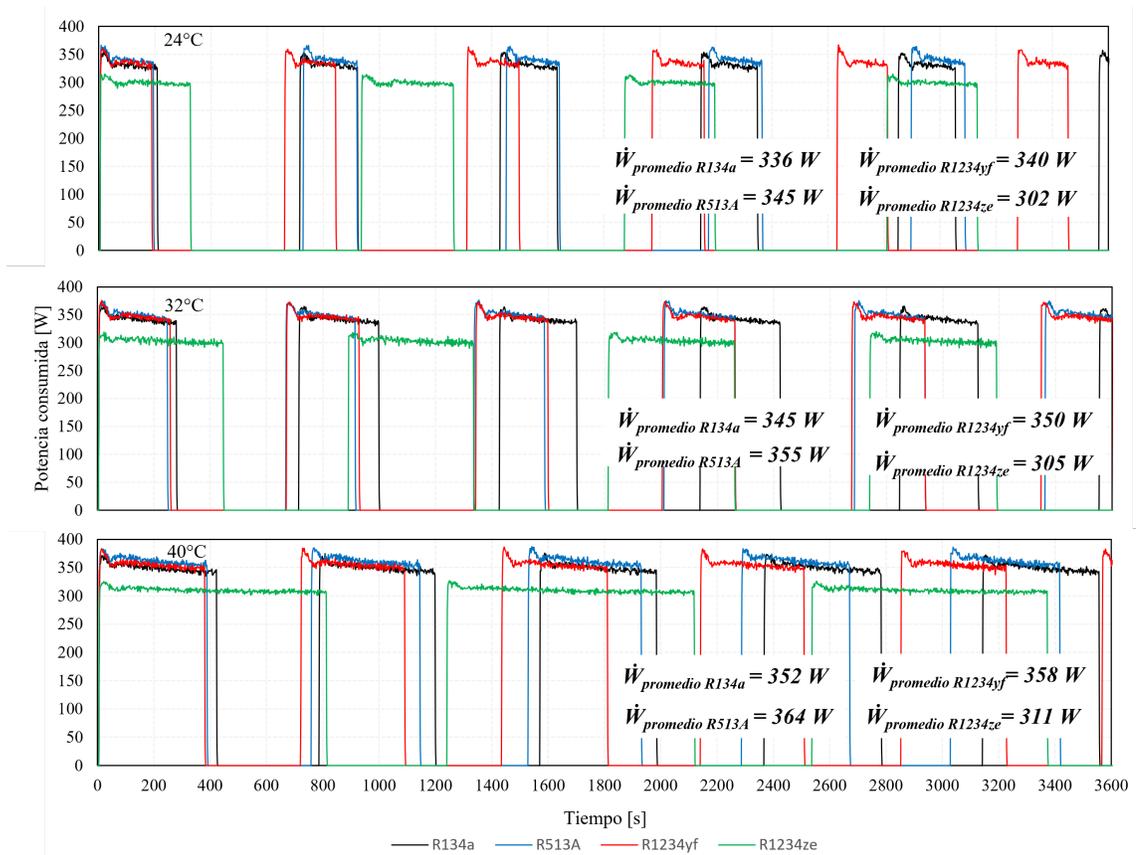


Figura 4.15. Curvas del consumo de potencia promedio del refrigerador para 175 g de R134a, R513A, R1234yf y R1234ze a temperatura ambiente de 24, 32 y 40 °C.

Se observa un incremento tanto en el consumo de potencia promedio como en el periodo de encendido del compresor a medida que la temperatura del ambiente se eleva. Dichos incrementos, con el aumento de temperatura ambiente de 24 a 40 °C, fueron de 4.8% y 214 s para el R134a, 5.3% y 194 s para el R513A, 5.1% y 192 s para el R1234yf, y 2.8% y 486 s para el R1234ze. Los refrigerantes R513A y R1234yf muestran periodos de encendido del compresor muy similares y más cortos que el R134a, sin embargo, el R513A tiene un consumo de potencia promedio mayor. Por su parte, el R1234ze presenta el periodo más largo pero un consumo de potencia promedio menor que los demás. Con respecto a la frecuencia de los ciclos, el R1234yf es el más frecuente en los tres casos de temperatura ambiente, mientras que el R1234ze es el menos frecuente. En la mayoría de los casos, la frecuencia disminuye con el aumento de temperatura ambiente.

4.3.2 CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN

La Figura 4.16 muestra el flujo másico acorde a los aumentos en la carga de refrigerante y temperaturas del ambiente para todos los refrigerantes bajo estudio. Se observa que todos presentan una tendencia similar aunque con valores distintos. El refrigerante que presenta el mayor flujo másico es el R1234yf, mientras que el de menor flujo es el R1234ze. Cabe mencionar que aunque el R513A es el refrigerante que obtuvo el menor consumo de energía eléctrica, no es el de menor flujo másico.

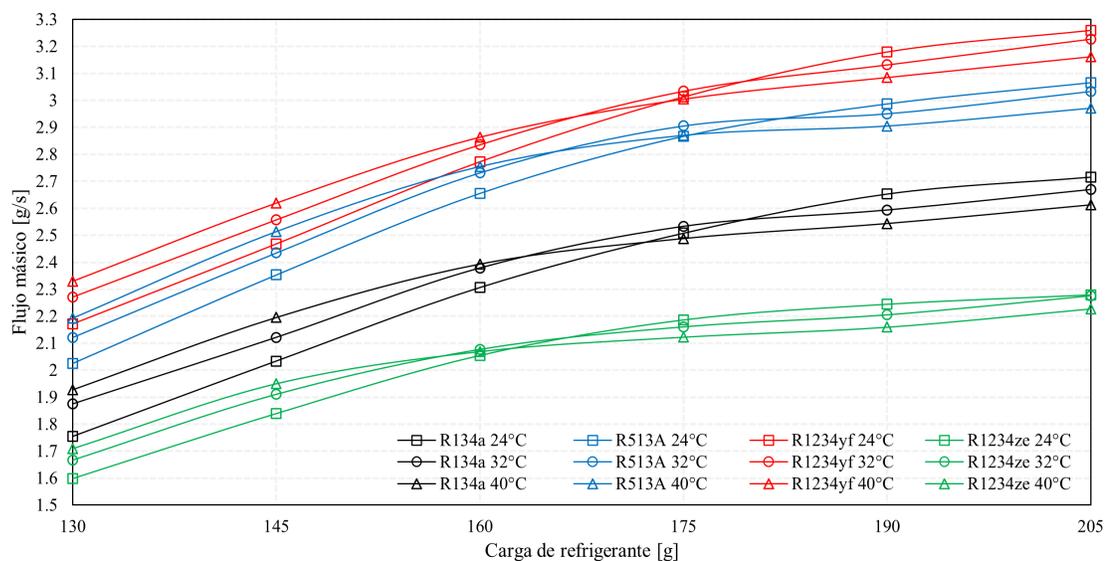


Figura 4.16. Flujo másico promedio de R134a, R513A, R1234yf y R1234ze en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

A continuación se muestran las presiones de operación del sistema con cada uno de los refrigerantes. Los puntos de medición fueron la entrada y salida del compresor, la salida del condensador y la entrada del evaporador.

La Figura 4.17 muestra la presión absoluta a la salida del compresor, para cada carga de refrigerante y temperatura del ambiente para todos los refrigerantes bajo estudio. Se observa un incremento en la presión debido al aumento de la carga de refrigerante, donde los cambios más significativos se aprecian en cargas por debajo de los 175 g. Por otro lado, se observa una mayor sensibilidad al incremento en

la temperatura del ambiente, que repercute en un aumento en dicha presión. El refrigerante que presenta los valores de presión más elevados a la salida del compresor es el R513A; caso contrario al R1234ze que presenta los valores más bajos. Los refrigerantes R134a y R1234yf presentan valores muy similares.

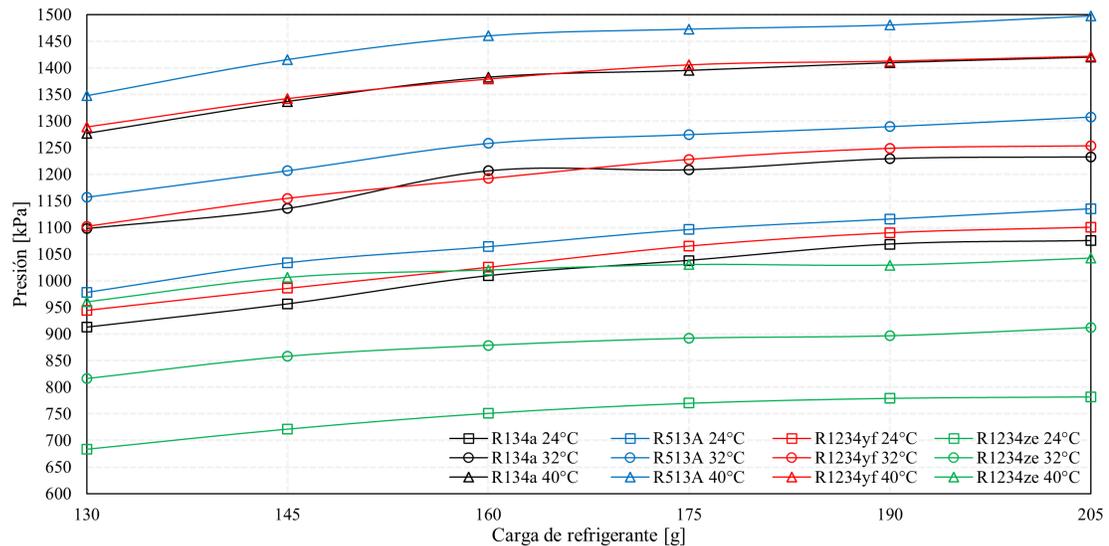


Figura 4.17. Presión a la salida del compresor para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

La Figura 4.18 muestra la presión absoluta de todos los refrigerantes bajo estudio a la salida del condensador, en los rangos de carga de refrigerante y temperatura del ambiente evaluados. A medida que se aumenta la carga de refrigerante, la presión a la salida del condensador también aumenta, mostrando cambios más significativos en cargas por debajo de los 175 g. Sin embargo, los cambios más importantes son debidos al incremento en la temperatura del ambiente, que provoca aumentos considerables de dicha presión. El refrigerante que presenta los valores de presión más elevados a la salida del condensador es el R513A, seguido del R134a y el R1234yf, que presentan valores muy similares, y por último el R1234ze que presenta los valores más bajos.

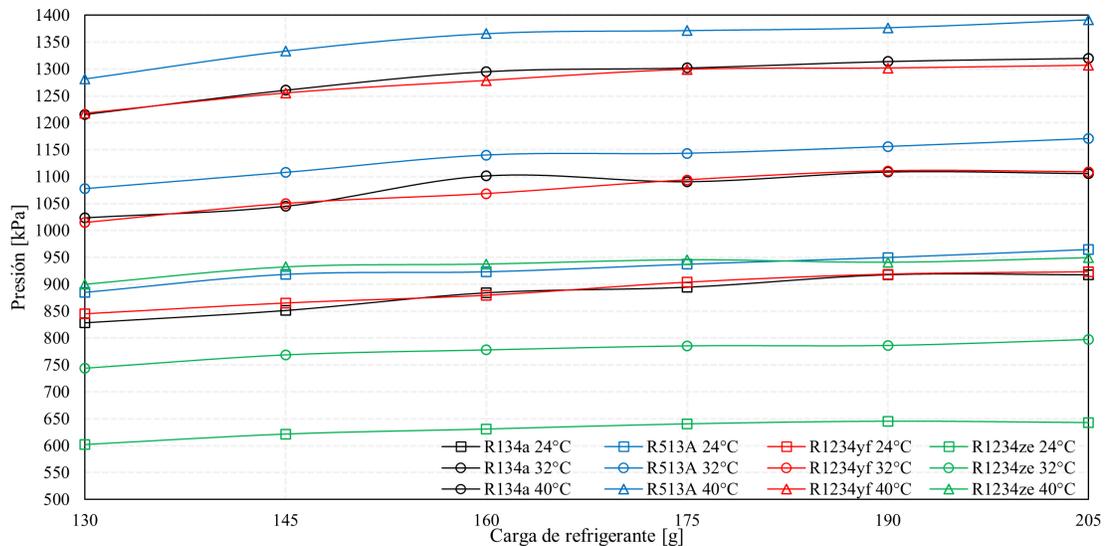


Figura 4.18. Presión a la salida del condensador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

La Figura 4.19 muestra la presión absoluta de todos los refrigerantes bajo estudio a la entrada del evaporador, en los rangos de carga de refrigerante y temperatura del ambiente evaluados. Se observa un aumento en dicha presión, a medida que se incrementa la carga de refrigerante o la temperatura del ambiente. Los cambios más importantes se aprecian en cargas por debajo de los 175 g. El R513A es el que presenta los valores más elevados en casi todo el rango de cargas, seguido del R1234yf que presenta valores cercanos, el R134a, y por último el R1234ze.

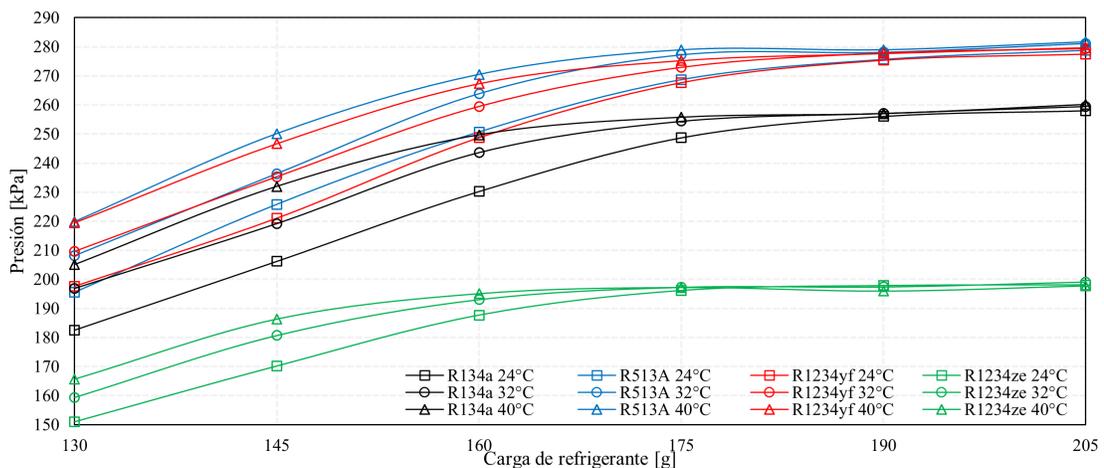


Figura 4.19. Presión a la entrada del evaporador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

La Figura 4.20 muestra la presión absoluta de todos los refrigerantes bajo estudio a la entrada del compresor, en los rangos de carga de refrigerante y temperatura del ambiente evaluados. Para todos los refrigerantes, la tendencia es incrementar la presión a la entrada del compresor a medida que se incrementa la carga de refrigerante o la temperatura del ambiente. El R513A es el que presenta los valores más elevados de dicha presión, seguido del R1234yf, el R134a, y por último el R1234ze. Los cambios más significativos se observan en cargas por debajo de los 175 g.

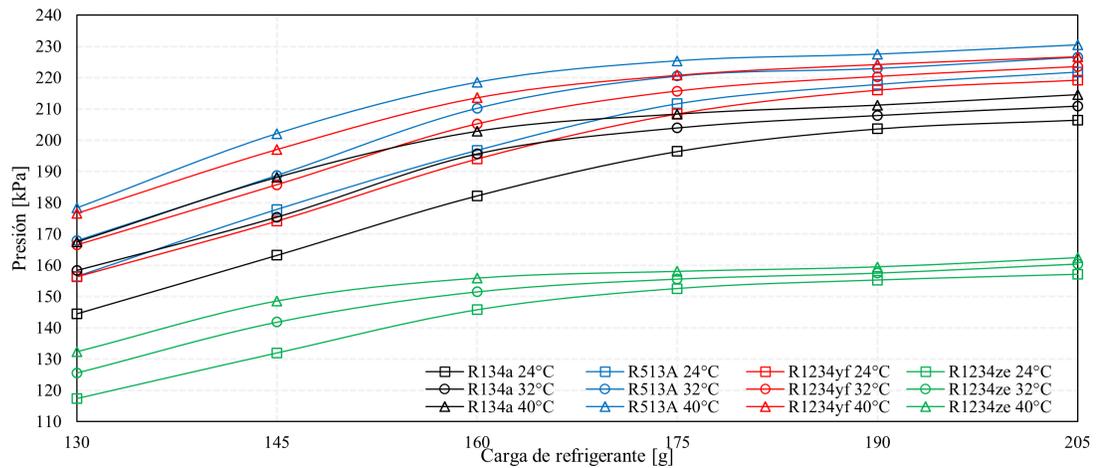


Figura 4.20. Presión a la entrada del compresor para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

La Tabla 4.6 indica las presiones de operación en los diferentes puntos del sistema con cada refrigerante, para la carga de 175 g y las temperaturas del ambiente.

Tabla 4.6. Presiones de operación del sistema con cada refrigerante en [kPa], para la carga de 175 g y las tres temperaturas del ambiente.

Temperatura [°C]	Refrigerante	Salida compresor	Salida condensador	Entrada evaporador	Entrada compresor
24	R134a	1038	894	249	196
	R513A	1096	937	269	212
	R1234yf	1065	904	268	208
	R1234ze	770	640	196	153
32	R134a	1209	1090	254	204
	R513A	1275	1143	277	220
	R1234yf	1228	1094	273	216
	R1234ze	892	785	197	156
40	R134a	1395	1302	256	208
	R513A	1473	1371	279	225
	R1234yf	1405	1299	275	221
	R1234ze	1030	946	197	158

A continuación se muestran las temperaturas de operación del sistema con los diferentes refrigerantes, para los rangos de temperatura ambiente y carga de refrigerante estudiados. Los puntos de medición fueron entrada y salida del compresor, salida del condensador, y entrada y salida del evaporador.

En la Figura 4.21 se muestra la temperatura de los distintos refrigerantes estudiados, a la entrada del compresor en el rango de temperaturas del ambiente y cargas de refrigerante previamente definidos. Se observa que a medida que se incrementa la carga de refrigerante en el sistema, la temperatura de éste tiende a disminuir. Por otra parte, el aumento en la temperatura del ambiente repercute en un incremento en la temperatura del refrigerante.

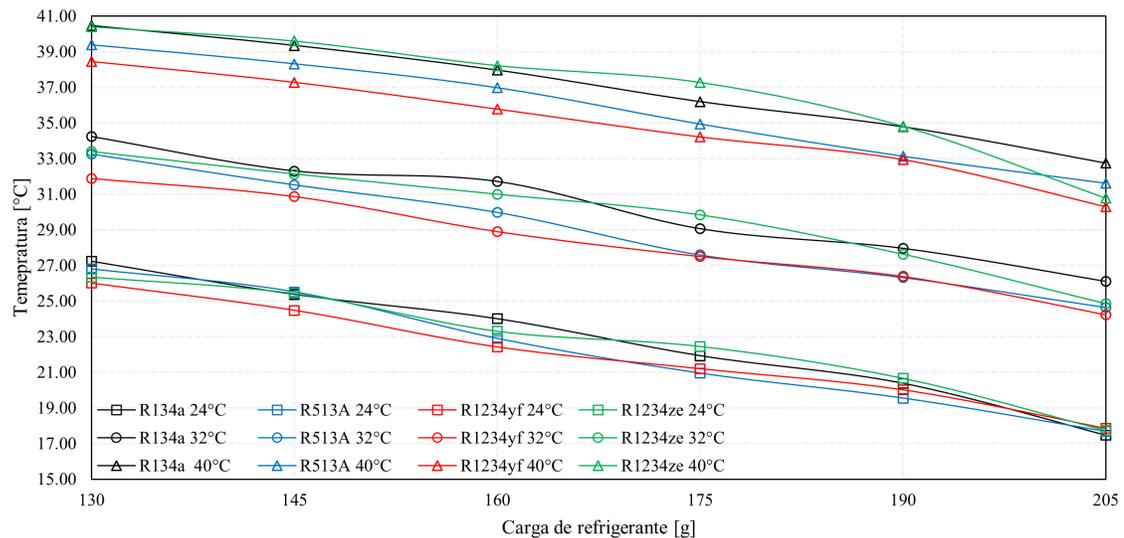


Figura 4.21. Temperatura a la entrada del compresor para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

En la Figura 4.22 se muestra la temperatura de los distintos refrigerantes estudiados a la salida del compresor, en el rango de temperaturas del ambiente y cargas de refrigerante previamente definidos. No se observan cambios significativos en la temperatura del refrigerante debidos al incremento de carga del mismo. Sin embargo, se observan incrementos considerables en la temperatura del refrigerante debidos al incremento en la temperatura ambiente.

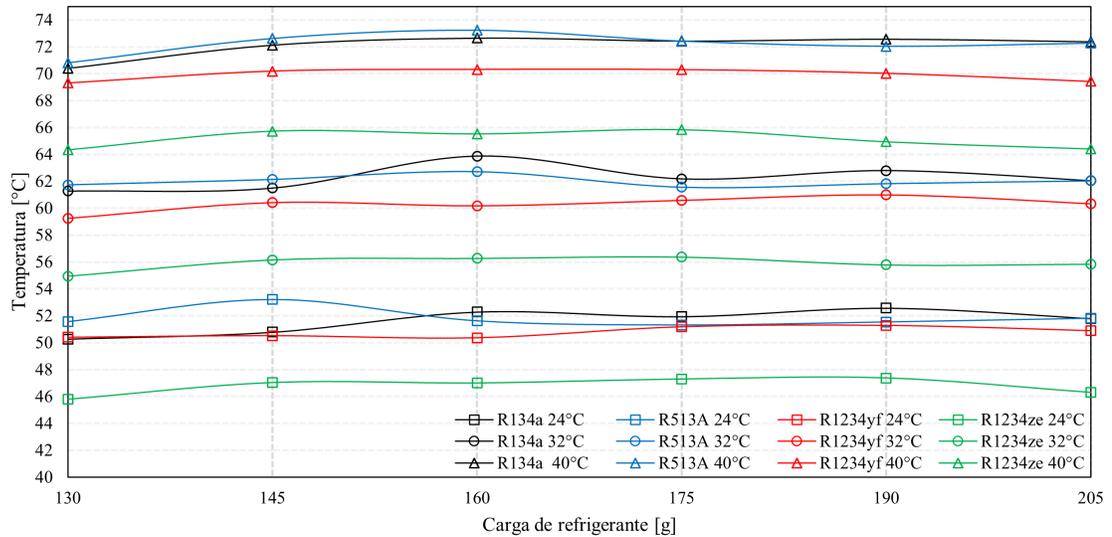


Figura 4.22. Temperatura a la salida del compresor para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

En la Figura 4.23 se muestra la temperatura de los distintos refrigerantes estudiados a la salida del condensador, en el rango de temperaturas del ambiente y cargas de refrigerante previamente definidos. Se observa claramente un incremento en la temperatura de operación de los refrigerantes a medida que aumenta la temperatura del ambiente. El aumento en la carga de refrigerante, también provoca un incremento en la temperatura del mismo, pero de manera menos notable.

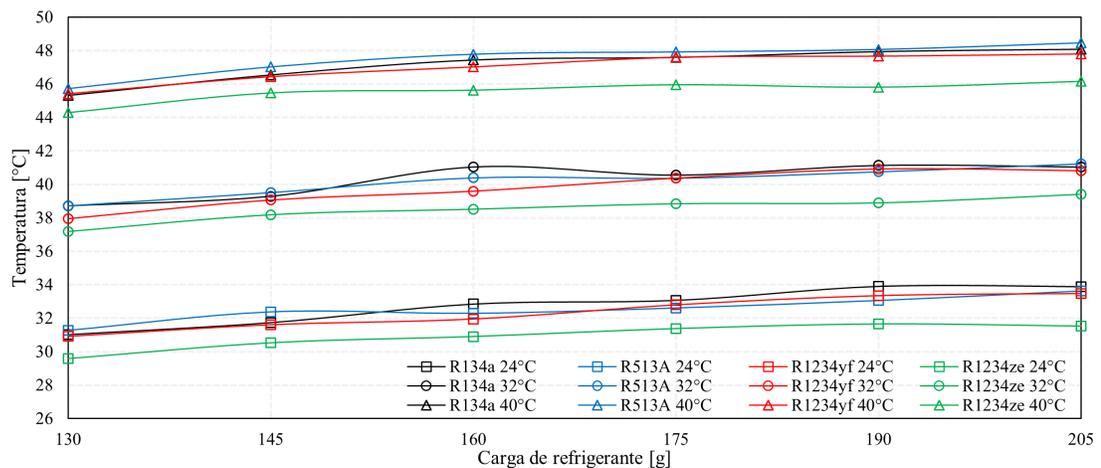


Figura 4.23. Temperatura a la salida del condensador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

En la Figura 4.24 se muestra la temperatura de los distintos refrigerantes estudiados a la entrada del evaporador, en el rango de temperaturas del ambiente y cargas de refrigerante previamente definidos. Se observa que el aumento en la carga de refrigerante provoca un incremento en la temperatura del mismo, principalmente para cargas por debajo de los 175 g. De igual manera, el incremento en la temperatura del ambiente eleva la temperatura del refrigerante, mostrando mayor variación para cargas de refrigerante por debajo de los 175 g, mientras que para cargas posteriores la temperatura de éste tiende a un valor.

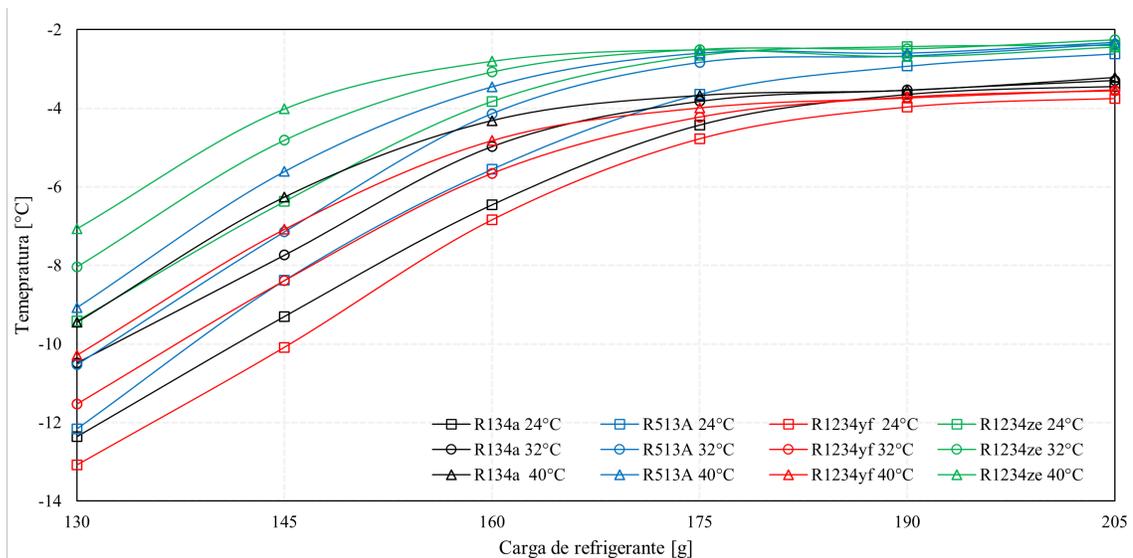


Figura 4.24. Temperatura a la entrada del evaporador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

En la Figura 4.25 se muestra la temperatura de los distintos refrigerantes estudiados a la salida del evaporador en el rango de temperaturas del ambiente y cargas de refrigerante previamente definidos. Se observa que en el rango de cargas de refrigerante de 145 a 190 g, hay una disminución en la temperatura del mismo, debido al incremento de carga. Con respecto al incremento en la temperatura del ambiente, no se observa una tendencia consistente, sino más bien cruzada entre los distintos refrigerantes. Esto se debe a que este punto está en la parte interna del gabinete.

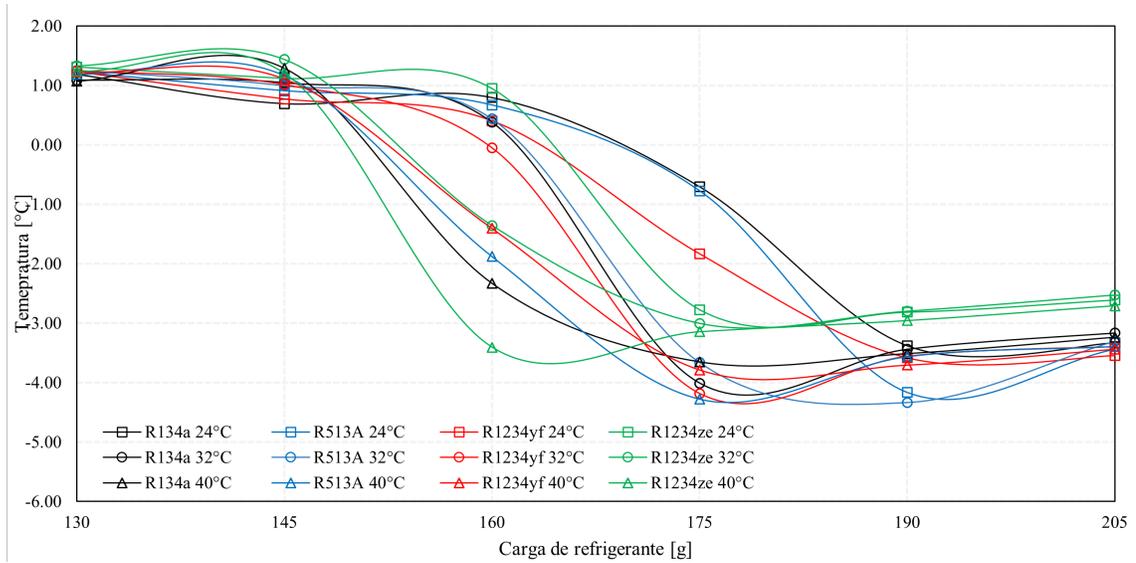


Figura 4.25. Temperatura a la salida del evaporador para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

En la Tabla 4.7 se indican las temperaturas de operación del sistema con cada refrigerante, para la carga de 175 g y las tres temperaturas del ambiente evaluadas.

Tabla 4.7. Temperaturas de operación del sistema con cada refrigerante en [°C], para la carga de 175 g y las tres temperaturas del ambiente.

T. ambiente [°C]	Refrigerante	Entrada Compressor	Salida compresor	Salida condensador	Entrada evaporador	Salida evaporador
24	R134a	21.9	51.9	33.1	-4.4	-0.71
	R513A	20.9	51.3	32.6	-3.6	-0.77
	R1234yf	21.2	51.2	32.8	-4.8	-1.83
	R1234ze	22.5	47.3	31.4	-2.7	-2.77
32	R134a	29.1	62.2	40.6	-3.8	-4.01
	R513A	27.6	61.6	40.4	-2.8	-3.66
	R1234yf	27.5	60.6	40.4	-4.2	-4.18
	R1234ze	29.8	56.4	38.8	-2.5	-3
40	R134a	36.2	72.4	47.6	-3.7	-3.65
	R513A	34.9	72.4	47.9	-2.6	-4.28
	R1234yf	34.2	70.3	47.6	-4	-3.79
	R1234ze	37.3	65.8	46	-2.5	-3.15

En la Figura 4.26 se muestra la comparación del ciclo de refrigeración entre todos los refrigerantes usando un diagrama de presión-entalpía (P-h), al operar con la carga de 175 g y bajo las tres condiciones de temperatura ambiente.

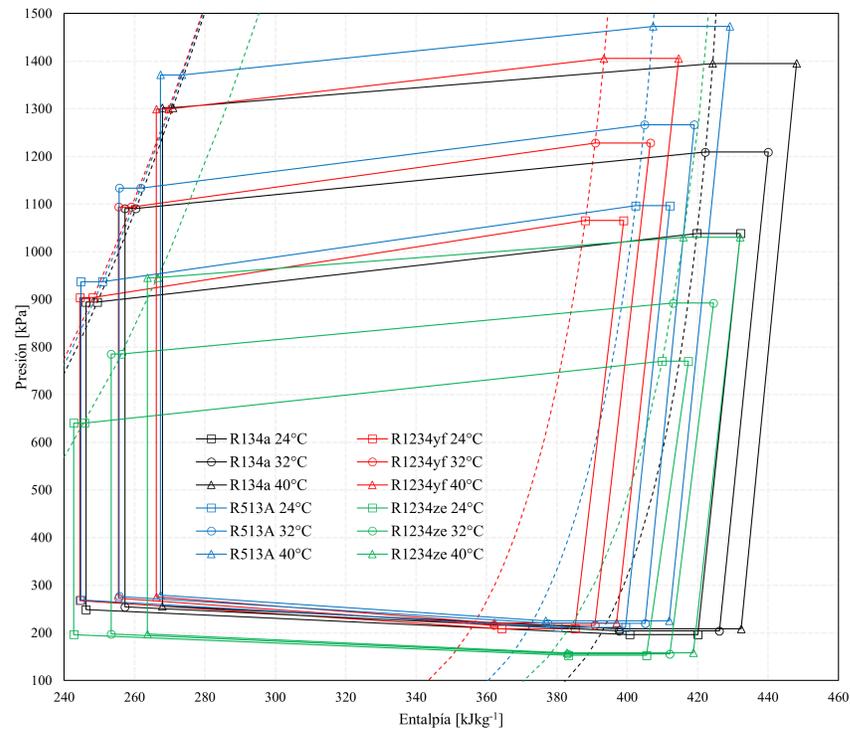


Figura 4.26. Diagrama de Mollier para la carga de 175 g de R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, a las distintas temperaturas del ambiente.

El aspecto más sobresaliente a simple vista es el impacto del cambio de temperatura ambiente en la presión media de operación en el condensador. El R513A es el que presenta la mayor presión de operación, seguido del R1234yf, el R134a y por último el R1234ze. Además, claramente se aprecian las caídas de presión en los intercambiadores, aunque se observa una mayor diferencia de presión en el condensador.

Otro rasgo importante es que tanto el R134a como el R1234ze presentan entalpías de condensación y evaporación mayores que los otros refrigerantes; sin embargo, esto no es un indicador de menor consumo de energía.

Por último, la condición que muestra consistencia con el comportamiento de los refrigerantes en cuanto a consumo energético, es la presión media de condensación. El refrigerante que presenta mayor presión media de condensación, es el que resulta en un menor consumo de energía eléctrica por hora de operación.

En la Figura 4.27 se muestra la razón de eficiencia energética EER para el rango de cargas de refrigerante, temperaturas del ambiente y refrigerantes bajo estudio.

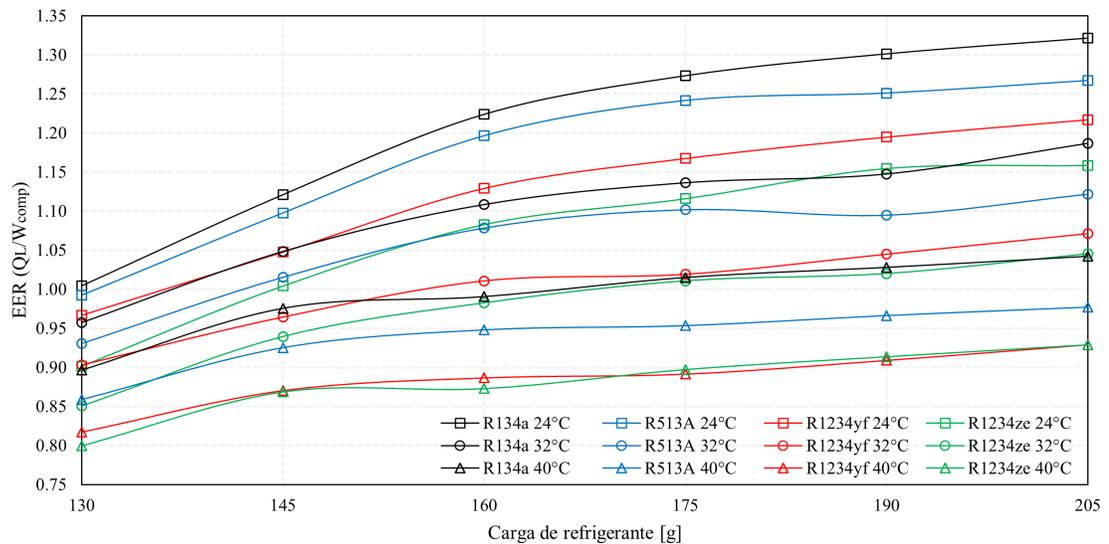


Figura 4.27. Razón de eficiencia energética EER para R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, en el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente estudiado.

Se observa que el aumento de la carga de refrigerante repercute en un incremento en el EER. Sin embargo, en el rango estudiado no se han encontrado valores máximos de este indicador con ninguno de los refrigerantes, sino que se observa una tendencia creciente, lo cual no es consistente con la carga de refrigerante adecuada observada en las curvas de consumo de energía eléctrica promedio por hora de operación; por lo tanto, basarse únicamente en este parámetro no es un buen criterio para determinar la carga de refrigerante adecuada en el sistema. Por su parte, el incremento de la temperatura del ambiente ocasiona una disminución en el EER. El R134a es el refrigerante con el mayor valor de EER, seguido del R513A, el R1234yf y por último el R1234ze.

En la Tabla 4.8 se muestra una comparación de las características de desempeño del ciclo de refrigeración entre los refrigerantes, para la carga de 175 g y las tres temperaturas del ambiente.

Tabla 4.8. Características de desempeño del ciclo para 175 g de R134a, R513A, R1234yf y R1234ze, a las diferentes temperaturas del ambiente.

T. ambiente [°C]	Refrigerante	SC [°C]	SE [°C]	$Q_{L\ real}$ [W]	$Q_{L\ ideal}$ [W]	Diferencia [%]	EER_{real}	EER_{ideal}
24	R134a	9.8	2.2	387.5	337.9	13	1.27	1.11
	R513A	10.5	4.2	388.6	322.2	17	1.24	1.03
	R1234yf	9.8	2.6	361	295.5	18	1.17	0.96
	R1234ze	6.4	2.2	307.5	268	13	1.12	0.97
32	R134a	5.6	2.1	355.8	320.5	10	1.14	1.02
	R513A	6.5	4.1	353.7	303	14	1.1	0.94
	R1234yf	6.6	2.5	323.5	273.3	16	1.02	0.86
	R1234ze	5.6	2.1	280.2	248.3	11	1.01	0.9
40	R134a	5.4	1.9	323.3	293.7	9	1.01	0.92
	R513A	5.3	4	314.3	272.9	13	0.95	0.83
	R1234yf	6.3	2.3	288.7	245.8	15	0.89	0.76
	R1234ze	5.1	2	253	226.9	10	0.9	0.8

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este capítulo se presentan las conclusiones más sobresalientes, generadas a partir de los resultados obtenidos. Posteriormente se proponen trabajos futuros que pudieran enriquecer el presente trabajo de investigación.

5.1 CONCLUSIONES

El objetivo general de este trabajo de investigación consiste en estudiar el rendimiento de un sistema de refrigeración comercial ligero, tipo vitrina, con refrigerantes sustitutos al R134a con un bajo GWP.

La hipótesis manifiesta que la sustitución del refrigerante R134a por refrigerantes de cuarta generación con un potencial de calentamiento global reducido, es posible por la similitud de las propiedades físicas y compatibilidad con el equipo de los sistemas de refrigeración. Además del beneficio medioambiental, el desempeño térmico de las unidades de refrigeración comercial ligera podría incrementarse con la sustitución de refrigerantes de cuarta generación, determinando la carga más adecuada del refrigerante sustituto y la evaluación del desempeño térmico bajo condiciones ambientales de 24, 32 y 40 °C.

Después de analizar los resultados obtenidos y la comparación entre los refrigerantes participantes, se pueden generar algunas conclusiones que se enlistan a continuación:

1. Se presenta una metodología para evaluar el consumo de energía del refrigerador al interior de un cuarto con temperatura controlada y aumentos de carga de refrigerante por lotes. La repetibilidad de los experimentos muestra variaciones por debajo del 3%.
2. Se encontró una carga de refrigerante adecuada con la cual se obtiene el menor consumo de energía para el R134a, que resultó de 175 g. Una carga deficiente en 30 g presenta un aumento de 7, 9 y 7% en el consumo energético para las temperaturas de 24, 32 y 40 °C, respectivamente. Una carga excedente en 30 g presenta un aumento de 3, 6 y 10% para las mismas temperaturas.
3. Operando con la carga de 175 g de R134a, el aumento en la temperatura del ambiente de 24 a 32 °C, provoca un incremento del 41% en consumo de energía,

- o bien 18 kJ por grado Celsius, mientras que la variación de 32 a 40 °C provoca un incremento del 38 % o bien de 23 kJ por grado Celsius.
4. No se encontró un valor máximo de EER en el rango de cargas de refrigerante estudiado para el R134a, a medida que la carga de refrigerante aumenta, el valor de este parámetro también lo hace. Por otro lado, un incremento en la temperatura del ambiente reduce la EER. Para la carga de 175 g de R134a, el aumento de 24 a 32 °C, y de 32 a 40 °C, reduce el valor de EER en un 11 %.
 5. Se observó que la carga de refrigerante más adecuada para todos los refrigerantes estudiados coincide en 175 g sin importar la temperatura del ambiente.
 6. El refrigerante R513A muestra el menor consumo de energía bajo la carga de 175 g en todo el rango de temperaturas estudiado, con reducciones de 5.3, 3 y 0.1 % para 24, 32 y 40 °C con respecto al R134a. El refrigerante R1234ze, muestra el mayor consumo de energía para todo el rango de cargas de refrigerante y temperaturas del ambiente.
 7. Se observa un incremento en el consumo de potencia promedio del refrigerador, y en el periodo de encendido del compresor a medida que la temperatura del ambiente se eleva. Para la carga de 175 g dichos incrementos en todo el rango de temperatura fueron de 4.8 % y 214 s para R134a, 5.3 % y 194 s para el R513A, 5.1 % y 192 s para el R1234yf y 2.8 % y 486 s para el R1234ze.
 8. Se observa un cambio en la operación del sistema a medida que se alcanza el valor de la carga adecuada de 175 g, especialmente en el flujo másico.
 9. Las presiones de operación muestran mayor sensibilidad a los incrementos en la temperatura del ambiente, respecto a los de carga de refrigerante; especialmente las presiones de condensación.
 10. La tendencia del EER es a incrementar a medida que se aumenta la carga de refrigerante, sin observar un valor máximo en el rango de cargas estudiado, por

lo tanto, no es un buen indicador para determinar la carga de refrigerante más adecuada.

11. La consideración isobárica en los intercambiadores de calor, puede traer consigo subestimaciones en la capacidad de enfriamiento que pueden ir desde un 9 a un 18 %, dependiendo del refrigerante y condiciones de operación.
12. El refrigerante que presenta el mayor valor medio de presión de condensación, resulta en el de menor consumo de energía eléctrica.

5.2 TRABAJOS FUTUROS

Con la finalidad enriquecer este trabajo de investigación y sobre todo seguir adquiriendo y generando conocimiento en este sector de la refrigeración comercial ligera, se proponen algunos trabajos futuros que pudieran ser de gran aporte científico.

1. Evaluar el desempeño del sistema de refrigeración utilizando otros refrigerantes o mezclas de bajo GWP, como la mezcla R450A y otras que se consideren oportunas.
2. Realizar un estudio donde se aumente la carga en el gabinete gradualmente hasta alcanzar la capacidad máxima que indica su fabricante (437 litros), repitiendo las pruebas ejecutadas en esta investigación en cada aumento con la finalidad de evaluar el desempeño del sistema y observar las implicaciones de esta nueva variación que se había considerado constante.
3. Refinar la resolución entre los lotes de carga de refrigerante buscando acercarse cada vez más al valor óptimo, que pudiera ser un valor intermedio entre los que fueron contemplados en este trabajo.
4. Desarrollar un modelo de simulación de todo el sistema de refrigeración que pueda ser validado con los datos experimentales obtenidos en este trabajo de investigación, que permita predecir otros resultados en función de las condiciones que le sean proporcionadas, principalmente un cambio de refrigerante.

APÉNDICE A

TABLAS DE SATURACIÓN DE LOS REFRIGERANTES BAJO ESTUDIO.

***Nota:** Las tablas de saturación de los refrigerantes bajo estudio que se muestran en esta sección fueron construídas en REFPROP v10.0 [57], en el rango de presión en el que se obtuvieron los resultados.*

R.134a

P [kPa]	T_{sat} [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]		Energía Interna [kJ/kg]		Entalpía [kJ/kg]		Entropía [kJ/kgK]				
		v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
100	-26.36	0.000726	0.1926	165.3694	197.9739	363.3433	165.4420	217.1570	382.5990	0.8676	0.8799	1.7475
150	-17.13	0.000741	0.1313	177.2470	191.3819	368.6288	177.3581	210.9631	388.3212	0.9148	0.8240	1.7388
200	-10.08	0.000753	0.0999	186.4455	186.1979	372.6434	186.5962	206.0225	392.6187	0.9503	0.7831	1.7334
250	-4.28	0.000764	0.0807	194.0787	181.8335	375.9122	194.2697	201.8139	396.0836	0.9790	0.7506	1.7296
300	0.67	0.000774	0.0677	200.6715	178.0123	378.6837	200.9036	198.0914	398.9949	1.0033	0.7234	1.7267
350	5.03	0.000782	0.0583	206.5164	174.5801	381.0965	206.7903	194.7178	401.5081	1.0245	0.7000	1.7244
400	8.93	0.000791	0.0512	211.7949	171.4416	383.2365	212.1112	191.6080	403.7192	1.0433	0.6793	1.7226
450	12.48	0.000799	0.0456	216.6274	168.5334	385.1608	216.9867	188.7052	405.6919	1.0604	0.6607	1.7210
500	15.73	0.000806	0.0411	221.0987	165.8110	386.9097	221.5017	185.9694	407.4711	1.0759	0.6437	1.7197
550	18.75	0.000813	0.0374	225.2708	163.2416	388.5124	225.7180	183.3712	409.0893	1.0903	0.6282	1.7185
600	21.57	0.000820	0.0343	229.1905	160.8006	389.9911	229.6825	180.8885	410.5710	1.1037	0.6138	1.7175
650	24.22	0.000827	0.0316	232.8940	158.4689	391.3629	233.4313	178.5039	411.9352	1.1162	0.6003	1.7165
700	26.71	0.000833	0.0294	236.4101	156.2312	392.6413	236.9933	176.2037	413.1970	1.1280	0.5876	1.7156
750	29.08	0.000840	0.0274	239.7620	154.0752	393.8372	240.3917	173.9767	414.3684	1.1392	0.5756	1.7148
800	31.33	0.000846	0.0256	242.9687	151.9909	394.9597	243.6454	171.8138	415.4593	1.1497	0.5643	1.7140

R134a

P [kPa]	T_{sat} [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]			Energía Interna [kJ/kg]			Entalpía [kJ/kg]			Entropía [kJ/kgK]		
		v_f	v_g	v_f	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
850	33.47	0.000852	0.0241	246.0461	149.9699	396.0160	246.7704	169.7073	416.4777	1.1598	0.5535	1.7133	
900	35.53	0.000858	0.0227	249.0075	148.0049	397.0124	249.7798	167.6507	417.4305	1.1695	0.5431	1.7126	
950	37.50	0.000864	0.0214	251.8642	146.0899	397.9541	252.6851	165.6384	418.3235	1.1787	0.5332	1.7119	
1000	39.39	0.000870	0.0203	254.6258	144.2197	398.8455	255.4959	163.6657	419.1615	1.1876	0.5237	1.7113	
1050	41.21	0.000876	0.0193	257.3008	142.3898	399.6906	258.2206	161.7283	419.9489	1.1962	0.5145	1.7106	
1100	42.97	0.000882	0.0184	259.8965	140.5961	400.4927	260.8666	159.8226	420.6892	1.2044	0.5056	1.7100	
1150	44.67	0.000888	0.0175	262.4194	138.8352	401.2546	263.4402	157.9454	421.3856	1.2124	0.4970	1.7094	
1200	46.31	0.000894	0.0167	264.8750	137.1039	401.9789	265.9472	156.0937	422.0409	1.2201	0.4886	1.7087	
1250	47.91	0.000899	0.0160	267.2685	135.3993	402.6678	268.3926	154.2648	422.6575	1.2276	0.4805	1.7081	
1300	49.46	0.000905	0.0153	269.6043	133.7190	403.3234	270.7810	152.4566	423.2375	1.2349	0.4726	1.7075	
1350	50.96	0.000911	0.0147	271.8865	132.0607	403.9473	273.1163	150.6667	423.7829	1.2420	0.4649	1.7068	
1400	52.42	0.000917	0.0141	274.1188	130.4222	404.5410	275.4022	148.8932	424.2954	1.2489	0.4573	1.7062	
1450	53.85	0.000923	0.0136	276.3044	128.8017	405.1061	277.6421	147.1342	424.7763	1.2556	0.4500	1.7056	
1500	55.23	0.000928	0.0131	278.4464	127.1973	405.6437	279.8390	145.3882	425.2272	1.2622	0.4427	1.7049	

R513A

P [kPa]	T_{sat} [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]		Energía Interna [kJ/kg]		Entalpía [kJ/kg]		Entropía [kJ/kgK]				
		v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
100	-28.29	0.000762	0.1795	163.9890	178.5419	342.5309	164.0652	196.4154	360.4806	0.8618	0.8020	1.6638
150	-18.83	0.000778	0.1224	175.7092	172.5282	348.2374	175.8260	190.7726	366.5986	0.9088	0.7500	1.6588
200	-11.59	0.000792	0.0931	184.8369	167.7661	352.6030	184.9953	186.2334	371.2287	0.9442	0.7119	1.6561
250	-5.64	0.000804	0.0752	192.4432	163.7358	356.1789	192.6440	182.3419	374.9860	0.9730	0.6816	1.6545
300	-0.55	0.000814	0.0631	199.0345	160.1918	359.2263	199.2787	178.8819	378.1607	0.9974	0.6562	1.6535
350	3.93	0.000824	0.0544	204.8941	156.9969	361.8910	205.1825	175.7323	380.9148	1.0187	0.6342	1.6529
400	7.94	0.000833	0.0477	210.1980	154.0659	364.2639	210.5312	172.8174	383.3486	1.0377	0.6148	1.6525
450	11.59	0.000842	0.0425	215.0634	151.3418	366.4051	215.4421	170.0868	385.5288	1.0549	0.5973	1.6523
500	14.94	0.000850	0.0383	219.5728	148.7845	368.3572	219.9977	167.5046	387.5023	1.0707	0.5814	1.6521
550	18.04	0.000858	0.0348	223.7866	146.3646	370.1513	224.2584	165.0447	389.3031	1.0853	0.5668	1.6520
600	20.94	0.000865	0.0319	227.7507	144.0599	371.8107	228.2700	162.6872	390.9572	1.0988	0.5532	1.6520
650	23.67	0.000873	0.0294	231.5005	141.8531	373.3536	232.0680	160.4164	392.4844	1.1115	0.5405	1.6520
700	26.24	0.000880	0.0273	235.0643	139.7303	374.7946	235.6805	158.2202	393.9006	1.1235	0.5285	1.6520
750	28.67	0.000887	0.0254	238.4646	137.6806	376.1452	239.1302	156.0884	395.2186	1.1348	0.5172	1.6520
800	30.99	0.000895	0.0238	241.7204	135.6946	377.4150	242.4360	154.0128	396.4488	1.1456	0.5064	1.6520

R513A

P [kPa]	T_{sat} [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]			Energía Interna [kJ/kg]			Entalpía [kJ/kg]			Entropía [kJ/kgK]		
		v_f	v_g	v_f	u_f	u_g	u_f	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}
850	33.20	0.000901	0.0223	244.8471	133.7648	378.6120	245.6134	151.9865	397.5999	1.1558	0.4961	1.6520	
900	35.31	0.000908	0.0210	247.8580	131.8848	379.7427	248.6755	150.0036	398.6791	1.1657	0.4863	1.6520	
950	37.34	0.000915	0.0199	250.7641	130.0489	380.8129	251.6335	148.0591	399.6926	1.1751	0.4769	1.6519	
1000	39.29	0.000922	0.0188	253.5750	128.2524	381.8274	254.4970	146.1486	400.6456	1.1841	0.4678	1.6519	
1050	41.17	0.000929	0.0179	256.2992	126.4911	382.7903	257.2744	144.2683	401.5427	1.1928	0.4590	1.6518	
1100	42.98	0.000935	0.0170	258.9440	124.7613	383.7053	259.9729	142.4148	402.3877	1.2012	0.4505	1.6517	
1150	44.73	0.000942	0.0162	261.5156	123.0597	384.5754	262.5990	140.5850	403.1841	1.2094	0.4423	1.6516	
1200	46.43	0.000949	0.0154	264.0200	121.3834	385.4034	265.1585	138.7762	403.9347	1.2173	0.4342	1.6515	
1250	48.07	0.000955	0.0148	266.4621	119.7296	386.1917	267.6564	136.9859	404.6423	1.2249	0.4265	1.6514	
1300	49.67	0.000962	0.0141	268.8465	118.0959	386.9425	270.0972	135.2118	405.3090	1.2323	0.4188	1.6512	
1350	51.22	0.000969	0.0135	271.1773	116.4802	387.6575	272.4852	133.4517	405.9369	1.2396	0.4114	1.6510	
1400	52.72	0.000976	0.0130	273.4582	114.8804	388.3385	274.8239	131.7039	406.5278	1.2466	0.4042	1.6508	
1450	54.19	0.000982	0.0125	275.6925	113.2944	388.9869	277.1169	129.9663	407.0832	1.2535	0.3970	1.6505	
1500	55.62	0.000989	0.0120	277.8835	111.7206	389.6041	279.3672	128.2373	407.6045	1.2602	0.3901	1.6502	

R1234yf

P [kPa]	T_{sat} [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]		Energía Interna [kJ/kg]		Entalpía [kJ/kg]			Entropía [kJ/kgK]			
		v_f	v_g	u_f	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g	
100	-29.78	0.000791	0.1693	162.9879	163.5526	326.5404	163.0670	180.4006	343.4675	0.8576	0.7413	1.5989
150	-20.15	0.000809	0.1155	174.5639	158.0610	332.6249	174.6852	175.2628	349.9480	0.9043	0.6927	1.5970
200	-12.77	0.000823	0.0879	183.6285	153.6749	337.3033	183.7931	171.0865	354.8796	0.9396	0.6571	1.5967
250	-6.70	0.000835	0.0710	191.2122	149.9391	341.1513	191.4211	167.4785	358.8996	0.9684	0.6286	1.5970
300	-1.51	0.000847	0.0596	197.8045	146.6375	344.4420	198.0585	164.2510	362.3096	0.9929	0.6047	1.5976
350	3.07	0.000857	0.0513	203.6798	143.6484	347.3282	203.9799	161.2979	365.2778	1.0144	0.5840	1.5983
400	7.17	0.000867	0.0450	209.0090	140.8958	349.9049	209.3558	158.5526	367.9085	1.0335	0.5656	1.5992
450	10.90	0.000876	0.0401	213.9063	138.3289	352.2352	214.3007	155.9705	370.2712	1.0509	0.5491	1.6000
500	14.33	0.000885	0.0361	218.4521	135.9116	354.3637	218.8948	153.5198	372.4146	1.0668	0.5340	1.6009
550	17.51	0.000894	0.0328	222.7055	133.6176	356.3231	223.1972	151.1772	374.3744	1.0816	0.5201	1.6017
600	20.48	0.000902	0.0301	226.7112	131.4268	358.1380	227.2527	148.9250	376.1776	1.0953	0.5072	1.6025
650	23.27	0.000911	0.0277	230.5041	129.3236	359.8277	231.0960	146.7493	377.8452	1.1082	0.4951	1.6032
700	25.90	0.000919	0.0257	234.1117	127.2957	361.4074	234.7547	144.6392	379.3939	1.1203	0.4837	1.6040
750	28.40	0.000926	0.0239	237.5564	125.3330	362.8894	238.2513	142.5857	380.8370	1.1318	0.4728	1.6046
800	30.77	0.000934	0.0224	240.8567	123.4273	364.2841	241.6041	140.5814	382.1856	1.1427	0.4626	1.6053

R1234yf

P [kPa]	T_{sat} [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]		Energía Interna [kJ/kg]		Entalpía [kJ/kg]		Entropía [kJ/kgK]				
		v_f	v_g	u_f	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g	
850	33.04	0.000942	0.0210	244.0280	121.5717	365.5997	244.8287	138.6202	383.4489	1.1531	0.4527	1.6059
900	35.20	0.000950	0.0198	247.0833	119.7602	366.8435	247.9379	136.6967	384.6346	1.1631	0.4433	1.6064
950	37.28	0.000957	0.0187	250.0337	117.9877	368.0214	250.9430	134.8064	385.7493	1.1727	0.4343	1.6069
1000	39.28	0.000965	0.0177	252.8889	116.2498	369.1387	253.8534	132.9451	386.7985	1.1818	0.4255	1.6074
1050	41.21	0.000972	0.0167	255.6571	114.5427	370.1997	256.6777	131.1093	387.7870	1.1907	0.4171	1.6078
1100	43.07	0.000979	0.0159	258.3457	112.8627	371.2084	259.4232	129.2957	388.7189	1.1993	0.4089	1.6081
1150	44.86	0.000987	0.0152	260.9613	111.2067	372.1680	262.0963	127.5016	389.5979	1.2075	0.4009	1.6085
1200	46.60	0.000994	0.0145	263.5097	109.5718	373.0815	264.7029	125.7241	390.4270	1.2156	0.3932	1.6087
1250	48.29	0.001002	0.0138	265.9959	107.9556	373.9514	267.2482	123.9609	391.2091	1.2233	0.3856	1.6090
1300	49.93	0.001009	0.0132	268.4246	106.3555	374.7801	269.7368	122.2097	391.9465	1.2309	0.3783	1.6092
1350	51.51	0.001017	0.0126	270.8000	104.7694	375.5694	272.1729	120.4684	392.6413	1.2383	0.3711	1.6093
1400	53.06	0.001024	0.0121	273.1260	103.1951	376.3211	274.5603	118.7350	393.2953	1.2454	0.3640	1.6094
1450	54.56	0.001032	0.0116	275.4059	101.6309	377.0368	276.9026	117.0077	393.9103	1.2525	0.3570	1.6095
1500	56.03	0.001040	0.0112	277.6430	100.0747	377.7177	279.2028	115.2846	394.4875	1.2593	0.3502	1.6095

R1234ze(E)

P [kPa]	T_{sat} [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]		Energía Interna [kJ/kg]		Entalpía [kJ/kg]			Entropía [kJ/kgK]			
		v_f	v_g	u_f	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g	
100	-19.27	0.000773	0.1774	174.8441	178.1285	352.9726	174.9214	195.7945	370.7159	0.9052	0.7712	1.6764
150	-9.57	0.000789	0.1210	187.3399	172.0540	359.3939	187.4582	190.0896	377.5478	0.9535	0.7212	1.6746
200	-2.14	0.000802	0.0921	197.0187	167.2708	364.2895	197.1791	185.5287	382.7078	0.9897	0.6846	1.6743
250	3.97	0.000814	0.0744	205.0518	163.2366	368.2885	205.2553	181.6331	386.8884	1.0190	0.6554	1.6744
300	9.19	0.000825	0.0624	211.9914	159.6973	371.6887	212.2388	178.1776	390.4164	1.0438	0.6311	1.6749
350	13.79	0.000834	0.0538	218.1452	156.5114	374.6566	218.4372	175.0369	393.4741	1.0655	0.6100	1.6755
400	17.91	0.000843	0.0472	223.7038	153.5914	377.2953	224.0411	172.1332	396.1743	1.0847	0.5914	1.6761
450	21.66	0.000852	0.0420	228.7942	150.8793	379.6735	229.1775	169.4146	398.5922	1.1021	0.5747	1.6768
500	25.10	0.000860	0.0379	233.5053	148.3342	381.8396	233.9353	166.8449	400.7803	1.1180	0.5594	1.6774
550	28.29	0.000868	0.0345	237.9023	145.9265	383.8288	238.3797	164.3974	402.7771	1.1327	0.5454	1.6780
600	31.27	0.000876	0.0316	242.0344	143.6334	385.6678	242.5597	162.0518	404.6115	1.1463	0.5323	1.6787
650	34.06	0.000883	0.0291	245.9395	141.4377	387.3772	246.5134	159.7926	406.3061	1.1591	0.5201	1.6792
700	36.70	0.000890	0.0270	249.6479	139.3253	388.9732	250.2711	157.6072	407.8783	1.1711	0.5087	1.6798
750	39.20	0.000897	0.0252	253.1839	137.2851	390.4690	253.8569	155.4855	409.3424	1.1825	0.4978	1.6803
800	41.58	0.000904	0.0235	256.5675	135.3078	391.8753	257.2910	153.4190	410.7100	1.1933	0.4875	1.6808

R1234ze(E)

P [kPa]	T_{sat} [°C]	Volumen específico [m ³ /kg]			Energía Interna [kJ/kg]			Entalpía [kJ/kg]			Entropía [kJ/kgK]		
		v_f	v_g	v_{fg}	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
850	43.85	0.000911	0.0221	259.8152	133.3856	393.2009	260.5898	151.4009	411.9907	1.2036	0.4776	1.6812	
900	46.02	0.000918	0.0208	262.9410	131.5122	394.4532	263.7674	149.4251	413.1925	1.2135	0.4682	1.6816	
950	48.11	0.000925	0.0197	265.9568	129.6818	395.6386	266.8355	147.4866	414.3221	1.2229	0.4591	1.6820	
1000	50.11	0.000932	0.0186	268.8727	127.8896	396.7624	269.8044	145.5810	415.3854	1.2320	0.4504	1.6823	
1050	52.04	0.000938	0.0177	271.6976	126.1316	397.8292	272.6828	143.7045	416.3874	1.2407	0.4419	1.6826	
1100	53.90	0.000945	0.0168	274.4391	124.4040	398.8431	275.4786	141.8537	417.3323	1.2491	0.4337	1.6829	
1150	55.70	0.000952	0.0160	277.1040	122.7036	399.8076	278.1984	140.0256	418.2239	1.2573	0.4258	1.6831	
1200	57.44	0.000958	0.0153	279.6983	121.0274	400.7257	280.8482	138.2174	419.0657	1.2652	0.4181	1.6833	
1250	59.12	0.000965	0.0146	282.2272	119.3729	401.6002	283.4334	136.4269	419.8603	1.2728	0.4106	1.6834	
1300	60.76	0.000972	0.0140	284.6957	117.7378	402.4335	285.9588	134.6517	420.6105	1.2803	0.4033	1.6835	
1350	62.35	0.000978	0.0134	287.1078	116.1198	403.2277	288.4286	132.8899	421.3185	1.2875	0.3961	1.6836	
1400	63.90	0.000985	0.0129	289.4676	114.5170	403.9846	290.8467	131.1395	421.9862	1.2946	0.3891	1.6836	
1450	65.40	0.000992	0.0124	291.7785	112.9276	404.7061	293.2167	129.3989	422.6156	1.3014	0.3822	1.6836	
1500	66.87	0.000999	0.0119	294.0438	111.3498	405.3936	295.5417	127.6664	423.2081	1.3081	0.3755	1.6836	

BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. L. DUPONT, P. DOMANSKI, P. LEBRUN, and F. ZIEGLER. The Role of Refrigeration in the Global Economy (2019), 38th Note on Refrigeration Technologies. 2019.
- [2] Cheng Zhang, Chao Liu, Xiaoxiao Xu, Qibin Li, and Shukun Wang. Energetic, exergetic, economic and environmental (4E) analysis and multi-factor evaluation method of low GWP fluids in trans-critical organic Rankine cycles. *Energy*, 168:332–345, 2019.
- [3] Adrián Mota-Babiloni, Joaquín Navarro-Esbrí, Ángel Barragán-Cervera, Francisco Molés, Bernardo Peris, and Gumersindo Verdú. Commercial refrigeration - An overview of current status. *International Journal of Refrigeration*, 57:186–196, 2015.
- [4] Maicon Waltrich, Christian J L Hermes, and Cláudio Melo. Design and Optimization of Refrigeration Cassettes for Light Commercial Applications. *Refrigeration And Air Conditioning*, pages 1–8, 2010.
- [5] G P Montagner and C Melo. A study on carbon dioxide cycle architectures for light-commercial refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 42:90–96, 2014.
- [6] Juan J.G. Pabon, Ali Khosravi, J. M. Belman-Flores, Luiz Machado, and Remi Revellin. Applications of refrigerant R1234yf in heating, air conditioning and

- refrigeration systems: A decade of researches. *International Journal of Refrigeration*, 118:104–113, 2020.
- [7] Naeem Abas, Ali Raza Kalair, Nasrullah Khan, Aun Haider, Zahid Saleem, and Muhammad Shoaib Saleem. Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 90(August 2016):557–569, 2018.
- [8] James M Calm. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. 31:1123–1133, 2008.
- [9] S B Riffat, C F Afonso, A C Oliveirat, and D A Reay. NATURAL AIR-CONDITIONING SYSTEMS. 17(I), 1997.
- [10] B. O. Bolaji and Z. Huan. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18:49–54, 2013.
- [11] Steven K. Fischer. Total equivalent warming impact: a measure of the global warming impact of CFC alternatives in refrigerating equipment. *International Journal of Refrigeration*, 16(6):423–428, 1993.
- [12] Atilla Gencer Devocioğlu and Vedat Oruç. Characteristics of Some New Generation Refrigerants with Low GWP. *Energy Procedia*, 75:1452–1457, 2015.
- [13] Sergio Bobbo, Giovanni Di Nicola, Claudio Zilio, J. Steven Brown, and Laura Fedele. Low GWP halocarbon refrigerants: A review of thermophysical properties. *International Journal of Refrigeration*, 90:181–201, 2018.
- [14] Vipin Nair. HFO refrigerants: A review of present status and future prospects. *International Journal of Refrigeration*, 122:156–170, 2021.
- [15] Naer Vjacheslav, Andrey Rozhentsev, and Chi Chuan Wang. Rationally based model for evaluating the optimal refrigerant mass charge in refrigerating machines. *Energy Conversion and Management*, 42(18):2083–2095, 2001.

-
- [16] Tom Downey and John Proctor. What Can 13,000 Air Conditioners Tell Us? *ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Building*, pages 53–68, 2002.
- [17] F. De Rossi, A. W. Mauro, M. Musto, and G. P. Vanoli. Long-period food storage household vertical freezer: Refrigerant charge influence on working conditions during steady operation. *International Journal of Refrigeration*, 34(5):1305–1314, 2011.
- [18] Woohyun Kim and James E. Braun. Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance Evaluation. *International Journal of Refrigeration*, 35(7):1805–1814, 2012.
- [19] Joel Boeng and Cláudio Melo. Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction. *Cartographie de la consommation énergétique des réfrigérateurs domestiques grâce à la variation de la charge de réfrigérant*. 1:1–8, 2013.
- [20] Alessandro Pisano, Santiago Martí, and Alfonso William. Optimal design of a light commercial freezer through the analysis of the combined effects of capillary tube diameter and refrigerant charge on the performance. *Conception optimale d'un congélateur commercial léger*. 2:1–10, 2015.
- [21] Mahdi Deymi-Dashtebayaz, Mehdi Farahnak, Mojtaba Moraffa, Arash Ghalamini, and Nima Mohammadi. Experimental evaluation of refrigerant mass charge and ambient air temperature effects on performance of air-conditioning systems. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 54(3):803–812, 2018.
- [22] Zhaohua Li, Hanying Jiang, Xinwen Chen, and Kun Liang. Optimal refrigerant charge and energy efficiency of an oil-free refrigeration system using R134a. *Applied Thermal Engineering*, 164(October 2019), 2020.
- [23] Barbara Minor and Mark Spatz. HFO-1234yf low GWP refrigerant LCCP analysis. *SAE Technical Papers*, 2008.

- [24] Honghyun Cho, Hoseong Lee, and Chasik Park. Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. *Applied Thermal Engineering*, 61(2):563–569, 2013.
- [25] Zhaogang Qi. Performance improvement potentials of R1234yf mobile air conditioning system. *International Journal of Refrigeration*, 58:35–40, 2015.
- [26] Samaneh Daviran, Alibakhsh Kasaeian, Soudabeh Golzari, Omid Mahian, Shahin Nasirivatan, and Somchai Wongwises. A comparative study on the performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an alternative in automotive air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 110:1091–1100, 2017.
- [27] J. M. Belman-Flores, A. P. Rodríguez-Muñoz, C. Gutiérrez Pérez-Reguera, and A. Mota-Babiloni. Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 81(January 2015):1–11, 2017.
- [28] J. M. Belman-Flores, V. H. Rangel-Hernández, S. Usón, and C. Rubio-Maya. Energy and exergy analysis of R1234yf as drop-in replacement for R134a in a domestic refrigeration system. *Energy*, 132:116–125, 2017.
- [29] V. H. Rangel-Hernández, J. M. Belman-Flores, D. A. Rodríguez-Valderrama, D. Pardo-Cely, A. P. Rodríguez-Muñoz, and J. J. Ramírez-Minguela. Exergoeconomic performance comparison of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 100:113–123, 2019.
- [30] Adrián Mota-Babiloni, Pavel Makhnatch, Rahmatollah Khodabandeh, and Joaquín Navarro-Esbrí. Experimental assessment of R134a and its lower GWP alternative R513A. *International Journal of Refrigeration*, 74:680–686, 2016.
- [31] Adrián Mota-Babiloni, J. M. Belman-Flores, Pavel Makhnatch, Joaquín Navarro-Esbrí, and J. M. Barroso-Maldonado. Experimental exergy analysis

- of R513A to replace R134a in a small capacity refrigeration system. *Energy*, 162:99–110, 2018.
- [32] Meng Yang, Hua Zhang, Zhaofeng Meng, and Yanbin Qin. Experimental study on R1234yf/R134a mixture (R513A) as R134a replacement in a domestic refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 146:540–547, 2018.
- [33] Adrián Mota-Babiloni, Joaquín Navarro-Esbrí, Víctor Pascual-Miralles, Ángel Barragán-Cervera, and Angelo Maiorino. Experimental influence of an internal heat exchanger (IHx) using R513A and R134a in a vapor compression system. *Applied Thermal Engineering*, 147:482–491, 2018.
- [34] Jian Sun, Wenhua Li, and Borui Cui. Energy and exergy analyses of R513a as a R134a drop-in replacement in a vapor compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 112:348–356, 2020.
- [35] Radhouane Ben Jemaa, Rami Mansouri, Ismail Boukholda, and Ahmed Bellagi. Energy and exergy investigation of R1234ze as R134a replacement in vapor compression chillers. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(17):12877–12887, 2017.
- [36] Adrián Mota-Babiloni, Joaquín Navarro-Esbrí, Juan Manuel Mendoza-Miranda, and Bernardo Peris. Experimental evaluation of system modifications to increase R1234ze(E) cooling capacity. *Applied Thermal Engineering*, 111(517):786–792, 2017.
- [37] C Aprea, A Greco, A Maiorino, and C Masselli. International Journal of Thermal Sciences The drop-in of HFC134a with HFO1234ze in a household refrigerator. *International Journal of Thermal Sciences*, 127(February 2017):117–125, 2018.
- [38] Kyle M Karber, Omar Abdelaziz, and Edward Allan Vineyard. Experimental Performance of R-1234yf and R-1234ze as Drop-in Replacements for R-134a in Domestic Refrigerators. *International Refrigeration and Air Conditioning*

- Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, July 16-19, 2012*, (July):1–10, 2012.
- [39] Adrián Mota-Babiloni, Joaquín Navarro-Esbrí, Ángel Barragán, Francisco Molés, and Bernardo Peris. Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements. *Applied Thermal Engineering*, 71(1):259–265, 2014.
- [40] J. M. Mendoza-Miranda, A. Mota-Babiloni, J. J. Ramírez-Minguela, V. D. Muñoz-Carpio, M. Carrera-Rodríguez, J. Navarro-Esbrí, and C. Salazar-Hernández. Comparative evaluation of R1234yf, R1234ze(E) and R450A as alternatives to R134a in a variable speed reciprocating compressor. *Energy*, 114:753–766, 2016.
- [41] I. Dincer and M. Kanoglu. *Refrigeration Systems and Applications*. Wiley, 2011.
- [42] K.D. Dahm and D.P. Visco. *Fundamentals of Chemical Engineering Thermodynamics*. Cengage Learning, 2014.
- [43] W. Stoecker. *Industrial Refrigeration Handbook*. McGraw-Hill Education, 1998.
- [44] W.C. WHITMAN and W.M. JOHNSON. *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado tomo II. Refrigeración comercial*. Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado /William C. Whitman, William M. Johnson. Ediciones Paraninfo, S.A, 2000.
- [45] S.K. Wang. *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. Engineering Handbook. McGraw-Hill Education, 2001.
- [46] G. Nellis and S. Klein. *Heat Transfer*. Heat Transfer. Cambridge University Press, 2009.
- [47] Y.A. Çengel and M.A. Boles. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Cengel series in engineering thermal-fluid sciences. McGraw-Hill, 2011.
- [48] K.C. Rolle. *Termodinamica*. Pearson Educación, 2006.

- [49] E. Institute. *Guía Rápida para el Ciclo de Refrigeración, Refrigerantes y Componentes: Un Suplemento al Manual Preparatorio del Examen de Certificación de la Sección 608*. ESCO PRESS, 2019.
- [50] International Bureau. Wo 2008/030440 a3 (81). 2008(March), 2008.
- [51] ASHRAE. Update on New Refrigerants Designations and Safety Classifications. (April):1–4, 2020.
- [52] G.F. Hundy. *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*. Elsevier Science, 2016.
- [53] Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente PNUMA. *Manual del Convenio de Viena para la protección de la Capa de Ozono*, volume 53. 2006.
- [54] Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente PNUMA. *ENMIENDA DEL PROTOCOLO DE MONTREAL RELATIVO A LAS SUSTANCIAS QUE AGOTAN LA CAPA DE OZONO*. 2016.
- [55] Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente PNUMA. *PROTOCOLO DE KYOTO DE LA CONVENCION MARCO DE LAS NACIONES UNIDAS SOBRE EL CAMBIO CLIMÁTICO*. 1998.
- [56] Robert J Moffat. Describing the Uncertainties in Experimental Results. pages 3–17, 1988.
- [57] E. W. Lemmon, , Ian H. Bell, M. L. Huber, and M. O. McLinden. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, 2018.