



# UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO

---

CAMPUS IRAPUATO-SALAMANCA  
DIVISIÓN DE INGENIERIAS

*“MODELO TERMOFÍSICO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN  
MODIFICADO IMPLEMENTADO EN UN CONGELADOR  
COMERCIAL”*

**TESIS PROFESIONAL**

PARA OBTENER EL GRADO DE  
**MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA:

**Ing. Oscar Adrián Guzmán Guerrero**

ASESOR:

Dr. Vicente Pérez García

SALAMANCA, GTO.

Marzo, 2022



# Resumen

El presente trabajo de investigación está enfocado en el desarrollo de un modelo termofísico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, modificado con la implementación de un intercambiador de calor intermedio. A partir de pruebas experimentales realizadas en un congelador comercial, se definió una temperatura de refrigeración media, para la cual, es necesaria cierta cantidad de masa de un refrigerante base (R134a) para cumplir con los requerimientos del equipo. Mediante el uso del modelo teórico se pretende calcular dicha masa utilizada para alcanzar la temperatura media establecida con dos alternativas de bajo GWP (R1234yf y R513A). Una vez obtenido el modelo se realiza una comparación del desempeño energético de este, comparado con las pruebas experimentales. Mediante el uso de herramientas para medir el impacto ambiental de los fluidos de trabajo y tomando en cuenta el costo beneficio que se tiene con el uso de las nuevas alternativas se concluye si se recomienda el uso de los refrigerantes mencionados como sustitutos del actual R134a.

## **Agradecimientos**

Quiero agradecer al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico brindado durante el tiempo de mis estudios de maestría, con el cual pude finalizar el programa.

A la Universidad de Guanajuato, Campus Irapuato-Salamanca, así como al personal y docentes que me permitieron ingresar a la Maestría en Ingeniería Mecánica y me brindaron su apoyo para continuar con mi formación.

Quiero agradecer de manera especial al Dr. Vicente Pérez García por aceptarme en su grupo de trabajo, por orientarme en todo momento, por sus consejos y recomendaciones al momento de trabajar con el proyecto de tesis y brindarme su apoyo para concluir con el proceso.

De igual forma quiero agradecer a mis padres, J. Salomon Guzmán y Ma. Concepción Guerrero, quienes me motivaron a seguirme desarrollando como profesionista, ya que gracias a su apoyo incondicional he finalizado con mis estudios, y gracias a sus consejos y esfuerzo pude concluir con esta etapa de mi vida. Sin ellos mis metas y aspiraciones no se hubieran logrado.

# Contenido

Capítulo 1. Introducción.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Objetivo general .....	3
1.2.1 Objetivos específicos.....	3
1.3 Justificación .....	3
1.4 Contenido de la tesis.....	4
Capítulo 2. Estado del arte.....	5
2.1 Refrigerantes de bajo GWP usados en refrigeración.....	5
2.2 Protocolos y acuerdos a nivel internacional .....	10
2.2.1 Protocolo de Montreal .....	10
2.2.2 Protocolo de Montreal de 1987 .....	10
2.2.3 Enmienda de Kigali .....	14
2.3 Normativa vigente para sustitución de refrigerantes .....	16
2.3.1 Normativa aplicable en México.....	16
2.3.2 NORMATIVA EUROPEA NO. 517/2014 .....	23
2.4 Parámetros para medir el impacto ambiental en sistemas de refrigeración.....	29
2.4.1 ODP y GWP .....	29
2.4.2 Análisis TEWI.....	30
2.4.3 Análisis LCCP .....	32
Capítulo 3. Configuraciones más utilizadas para el ahorro de energía .....	34
3.1 Ciclo básico de refrigeración.....	34
3.2 Ciclo de refrigeración con IHX .....	35
3.3 Ciclo de refrigeración con cambio de dispositivo de expansión .....	36
3.3.1 Turbina .....	36
3.3.2 Eyector.....	38
3.3.3 Tubo capilar.....	40
3.3.4 Válvula de expansión.....	41
3.4 Configuración analizada.....	42
Capítulo 4. Modelo termofísico de congelador comercial .....	43

4.1 Desarrollo de modelo termofísico .....	43
4.1.1 Ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor.....	46
4.1.2 Ciclo de refrigeración modificado.....	59
4.2 Evaluación experimental .....	60
4.3 Comparativa de resultados de modelo analítico vs. experimental.....	63
Capítulo 5. Discusión de resultados y conclusiones.....	65
5.1 Análisis de resultados .....	65
5.2 Conclusiones.....	67
Trabajos futuros.....	69
Referencias bibliográficas .....	70
Anexos.....	76

## Lista de figuras

Figura 2.1. Calendario de reducción de consumo y producción de HFC.....	16
Figura 2.2. Distribución de consumo de los principales HFC en México.....	18
Figura 2.3. Distribución de consumo de HFC por sectores en México.....	18
Figura 2.4. Parámetros que considera un análisis LCCP.....	32
Figura 3.1. Ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor.....	34
Figura 3.2. Esquema de ciclo de refrigeración con inclusión de IHX.....	35
Figura 3.3. Diagrama P-h de un ciclo de refrigeración con IHX.....	36
Figura 3.4. Ciclo de refrigeración de gas, implementando turbina y compresor.....	37
Figura 3.5. Diagrama T-s de un ciclo de refrigeración de gas.....	38
Figura 3.6. Ciclo de refrigeración implementando eyector.....	39
Figura 3.7. Diagrama P-h de ciclo de refrigeración con eyector.....	39
Figura 3.8. Reducción en el efecto refrigerante debido a una mala selección de tubo capilar.....	40
Figura 3.9. Diagrama del mecanismo de accionamiento de una válvula de expansión termostática.....	41
Figura 4.1. Congelador horizontal utilizado para análisis.....	43
Figura 4.2. Esquema de congelador horizontal con IHX.....	45
Figura 4.3. Esquema del intercambiador de calor de tubo en tubo tipo HE Danfoss.....	46
Figura 4.4. Diagrama de proceso seguido para el desarrollo de modelo.....	48
Figura 4.5. Esquema de ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor.....	49
Figura 4.6. Incremento de longitud en un tubo capilar.....	57
Figura 4.7. Diagrama de proceso para análisis de tubo capilar.....	58
Figura 4.8. Comportamiento de temperatura de cámara vs. tiempo de experimentación para R134a en ciclo simple.....	60
Figura 4.9. Comportamiento de temperatura de evaporación vs. tiempo de experimentación para R134a en ciclo simple.....	61

Figura 4.10. Comportamiento de la efectividad en el IHX vs. Tiempo de experimentación en ciclo modificado para IHX.....62

Figura 5.1. Comparativo de la cantidad de masa requerida en el equipo con cada configuración estudiada.....65

Figura 5.2. Gráfico de COP de las diferentes configuraciones estudiadas.....66



## Lista de tablas

Tabla 2.1 Comparativa de nuevas alternativas de refrigerantes con bajo GWP respecto al R134a.....	5
Tabla 2.2 Sustancias controladas.....	10
Tabla 2.3 Reuniones posteriores a la entrada en vigor del Protocolo de Montreal (01 de enero de 1989).....	12
Tabla 2.4 Sustancias controladas.....	14
Tabla 2.5 Pilares para la implementación de la Enmienda de Kigali en México.....	20
Tabla 2.6 Gases fluorados de efecto invernadero.....	26
Tabla 2.7 Prohibiciones de comercialización contempladas en el Reglamento (UE) no 517/2014.....	27
Tabla 2.8 Cálculo de la cantidad máxima, valores de referencia y las cuotas de comercialización de Hidrofluorocarbonos.....	29
Tabla 4.1 Principales componentes de análisis para modelo.....	44
Tabla 4.2 Dimensiones de intercambiador de calor mostrado en Figura 4.3.....	46
Tabla 4.3 Tubería adicional al ciclo mediante la implementación de IHX.....	46
Tabla 4.4. Valores obtenidos mediante pruebas experimentales del ciclo simple con R134a.....	62
Tabla 4.5. Configuraciones de experimentación que se comparan con modelo analítico.....	63
Tabla 4.6. Valores de ciclo simple de refrigeración obtenidos mediante modelo termofísico.....	63
Tabla 5.1. Costo por kg de refrigerante, resultados de TEWI y valores de GWP y ODP para refrigerantes de interés.....	67

# Capítulo 1. Introducción

## 1.1 Antecedentes

Desde hace algunos años, grandes organizaciones como la ONU han despertado un interés especial en el uso de energías limpias, debido a que, con el paso del tiempo, el avance tecnológico, crecimiento de las grandes ciudades y la industrialización de estas ha generado un impacto ambiental negativo. El uso de la energía convencional para el desarrollo económico y social es una gran preocupación debido a que la producción de ésta genera grandes cantidades de CO<sub>2</sub> con lo cual se contribuye al deterioro del medio ambiente. El interés social de los gobiernos para preservar el medio ambiente ha generado legislaciones que promueven y fomentan la investigación de nuevas energías alternas para suplir la demanda de hoy en día [1].

El campo de la refrigeración y acondicionamiento de aire no se queda fuera de las regulaciones vigentes. Es bien sabido que el calor fluye de manera natural de una zona con una temperatura alta, a una zona con baja temperatura, mientras que el proceso inverso requiere un equipo para llevar el fenómeno a cabo, por ejemplo, el refrigerador. Un refrigerador es un dispositivo cíclico, basado en la compresión de vapor. Dicho sistema requiere una entrada de energía eléctrica para mover un fluido de trabajo (llamado refrigerante), el cual tiene la tarea de extraer calor de un espacio y llevarlo a un medio de una mayor temperatura [2]. Al hablar de la industria de la refrigeración, no se hace referencia únicamente a refrigeradores domésticos, sistemas de acondicionamiento de vehículos y viviendas, o sistemas de refrigeración de supermercados, ya que esas solo son una pequeña fracción de las aplicaciones de dicha industria. Según el IIR (*International Institute of Refrigeration*) [3], se estima un total de 3 billones de equipos operando en todo el mundo en diversas aplicaciones, consumiendo un aproximado del 17% de la energía eléctrica producida a nivel mundial. Conociendo los datos anteriores se entiende por qué la búsqueda e implementación de nuevas tecnologías en el ámbito de la refrigeración, donde, el interés no se basa únicamente en buscar obtener un menor consumo energético de los equipos.

El uso de refrigerantes convencionales como fluidos de trabajo para los sistemas de refrigeración propicia el calentamiento global y la destrucción de la capa de ozono, por lo que se han redactado acuerdos a nivel mundial con la finalidad de reducir de forma gradual el uso de compuestos con altos índices de Potencial de Deterioro de Ozono y Potencial de Calentamiento Global (ODP Y GWP, por sus siglas en ingles). Según lo establecido por el Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea [4], así como en el Protocolo de Montreal [5], el uso de refrigerantes de primera y segunda generación, clorofluorocarbonos (CFC) e hidroc fluorocarbonos (HCFC), debe ser eliminado, mientras que el uso de refrigerantes de tercera generación, hidrofluorocarbonos (HFC) entre los que se encuentra el



R134a, se debe reducir. Las alternativas que se estudian actualmente incluyen refrigerantes de cuarta generación, hidrofluoroolefinas (HFO), mezclas HFC/HFO, al igual que refrigerantes naturales como los hidrocarburos (HC), amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) y el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ).

A pesar del gran número de alternativas para suplir los refrigerantes de tercera generación, solo unos cuantos cumplen con el rango de temperatura crítica de  $300 \text{ K} < T_{\text{crítica}} < 400 \text{ K}$ , en el cual operan la mayoría de los equipos de refrigeración; para el uso de refrigerantes que se encuentran fuera de este rango, es necesario realizar modificaciones a los sistemas [6].

Entre los principales candidatos de refrigerantes de cuarta generación (HFO) se encuentran el R1234yf y R1234ze(E), de los cuales, su limitante es que cuentan con una clasificación A2L por la ASHRAE estándar 34, lo que indica que tienen baja toxicidad, pero son ligeramente inflamables. Por otro lado, se encuentran las mezclas HFC/HFO, refrigerantes sintéticos no inflamables y no tóxicos, como el R450A y R513A. Algunas propuestas de refrigerantes naturales son el R744 (dióxido de carbono), el cual presenta una elevada presión de operación, por lo que no se recomienda como remplazo directo en sistemas de refrigeración convencionales, y el R717 (amoníaco), el cual limita su uso por ser inflamable y por su alta toxicidad. Además de los anteriores, se tienen los hidrocarburos, compuestos naturales entre los que se encuentra el R290 (propano), el R600a (isobutano) y el R1270 (propileno), los cuales han mostrado buenos resultados en términos de capacidad de enfriamiento, pero son altamente inflamables. Debido a las limitantes de algunos refrigerantes es necesario realizar modificaciones en los sistemas de refrigeración y los componentes de estos, así como revisar a detalle los métodos de carga y manejo de refrigerantes antes de utilizar un sustituto en el equipo [6 - 11].

El uso de refrigerantes de cuarta generación como remplazo directo del refrigerante R134a se reporta realizando algunas modificaciones a los sistemas e incluso sin realizar modificaciones. Toloza-Tabares [12] estudió el comportamiento del refrigerante R1234yf en un congelador comercial como remplazo directo del R134a obteniendo una disminución del COP del 23% cuando no se realizaron modificaciones al equipo estudiado y una disminución del 17% al agregar un intercambiador de calor intermedio (IHX). Mota-Babiloni et al. [13] realizaron un análisis de trabajos relacionados con el uso del refrigerante R1234ze(E) puro, donde encontraron casos particulares de temperatura de condensación y evaporación para los cuales el COP obtenido con R1234ze(E) fue mayor que para el R134a. Makhnatch et al. [14] realizaron una comparación de operación experimental de un sistema de refrigeración de baja capacidad para el refrigerante R134a y las mezclas R513A (R134a/R1234yf) y R450A (R134a/R1234ze(E)) en donde, para un rango de temperatura media evaporativa de  $-10$  a  $15^\circ\text{C}$  y una temperatura media de condensación de  $40^\circ\text{C}$  se alcanzó un COP promedio 1.8%



mayor para el R513A y 5.3% menor para el R450A, comparados con el COP obtenido en el sistema al usar R134a bajo las condiciones de operación establecidas.

## 1.2 Objetivo general

Desarrollar un modelo termofísico de un ciclo de refrigeración modificado, que permita estimar la cantidad de refrigerante óptima necesaria para alcanzar temperaturas de refrigeración media en un congelador comercial.

### 1.2.1 Objetivos específicos

1. A partir de la inclusión de un intercambiador intermedio en el ciclo de refrigeración, determinar la carga óptima de refrigerante, considerando la geometría de la configuración del ciclo de refrigeración y las propiedades termodinámicas de al menos dos fluidos de bajo GWP.
2. Determinar el desempeño energético del ciclo, considerando una comparativa de dos refrigerantes de bajo GWP (R1234yf y R513A), respecto al refrigerante base el cual es el R134a.
3. Comparar la carga óptima de cada refrigerante utilizado.
4. Evaluar el costo beneficio que se tiene al utilizar refrigerantes de bajo GWP con relación a la cantidad de masa utilizada, las temperaturas alcanzadas y el impacto ambiental que los refrigerantes tienen, considerando la normativa ambiental vigente.
5. Realizar un estudio de impacto total equivalente (TEWI) y desempeño climático del ciclo de vida (LCCP) para los refrigerantes comparados.

## 1.3 Justificación

Debido a las investigaciones respecto al efecto de los refrigerantes convencionales en el medio ambiente, como lo es el calentamiento global y la destrucción de la capa de ozono, organismos internacionales aplican nuevas normativas para frenar el uso de refrigerantes con altos índices de ODP y GWP, por lo cual es necesario el uso de nuevas alternativas que tengan un menor impacto ambiental. Según los resultados reportados en la literatura respecto a refrigerantes de cuarta generación, se recomienda el uso de estas sustancias con la finalidad de contribuir de manera positiva en la mitigación del cambio climático.

En refrigeración de media temperatura, el R134a es el refrigerante con mayor uso a nivel internacional y es precisamente este refrigerante el que se encuentra en una situación particular por su alto GWP. Por lo anterior, es necesario evaluar la sustitución de este refrigerante tomando en cuenta alternativas de menor GWP como lo son el R1234yf y



R513A, siendo el primero un refrigerante de bajo GWP y el segundo, una mezcla que se considera de transición.

La evaluación de los refrigerantes es un procedimiento que conlleva el uso de recursos económicos y de tiempo, por lo cual es necesario la creación de un modelo termofísico que permita evaluar refrigerantes para una configuración específica. Por lo anterior, el presente trabajo tiene su fundamento en el ahorro de recursos con la realización de un modelo termofísico que permita aproximar la cantidad de masa a agregar a un sistema de congelación dotado de un intercambiador intermedio para diferentes refrigerantes (un HFO y una mezcla HFC/HFO).

## 1.4 Contenido de la tesis

El presente trabajo de tesis se divide en 5 capítulos, donde el contenido de cada uno de ellos se resume a continuación:

1. Introducción
2. Estado del arte
3. Configuraciones más utilizadas para el ahorro de energía
4. Modelo termofísico de congelador comercial
5. Discusión de resultados

En el segundo capítulo, “Estado del arte”, se reúne información referente a las nuevas alternativas de refrigerantes de bajo GWP, como lo es sus principales aplicaciones. De igual forma se incluyen enmiendas y la normativa vigente para la sustitución de refrigerantes convencionales. Por último, se revisan algunos parámetros para medir el impacto ambiental en los equipos de refrigeración.

En el tercer capítulo, “Configuraciones más utilizadas para el ahorro de energía”, incluye información sobre el ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor y algunas de las configuraciones existentes para mejorar el desempeño del ciclo.

En el cuarto capítulo, “Modelo termofísico de congelador comercial”, se muestran los parámetros considerados y el desarrollo del modelo propuesto en la presente tesis, además de los resultados obtenidos de manera experimental y una comparación de parámetros fundamentales medidos de forma experimental y los entregados por el modelo termofísico.

En el capítulo cinco, “Discusión de resultados y conclusiones”, se revisan los resultados obtenidos con el modelo teórico y se escriben las conclusiones del proyecto.

## Capítulo 2. Estado del arte

### 2.1 Refrigerantes de bajo GWP usados en refrigeración

En el ámbito de la refrigeración se generan nuevas alternativas para suplir la demanda de refrigerantes convencionales como el R134a, el cual cuenta con un alto índice de Potencial de Calentamiento Global. En la Tabla 2.1 se muestra un resumen de algunas alternativas comerciales que se distribuyen mediante un proveedor en el mercado, en donde se describen sus principales aplicaciones y clasificación, comparadas con las del R134a, el cual se toma como base.

Tabla 2.1 Comparativa de nuevas alternativas de refrigerantes con bajo GWP respecto al R134a [15-18].

Refrigerante	GWP	ODP	Clasificación	Principales aplicaciones
R134a	1300	0	A1-no inflamable, baja toxicidad	-Aire acondicionado automotriz -Aire acondicionado -Frigoríficos domésticos -Enfriadores de agua centrífugos -Bombas de calor -Cámaras de conservación -Transporte frigorífico -Refrigeración comercial -Refrigeración industrial
R1234yf	4	0	A2L-ligeramente inflamable y baja toxicidad	-Aire acondicionado automotriz
R1234ze	7	0	A2L-ligeramente inflamable y baja toxicidad	-Supermercados -Edificios comerciales -Bombas de calor -Refrigeradores -Máquinas expendedoras Dispensadores de bebidas -Secaderos de aire -Agente espumante
R152a	124	0	A2L-ligeramente inflamable y baja toxicidad	-Refrigeración comercial -Refrigeración industrial



R445A	118	0	A2L-ligeramente inflamable y baja toxicidad	-Refrigeración domestica -Aire acondicionado automotriz
R446A	470	0	A2L-ligeramente inflamable y baja toxicidad	-Aire acondicionado
R450A	604	0	A1-baja toxicidad y no inflamable	-Aire acondicionado automotriz -Aire acondicionado -Transporte frigorífico -Refrigeración comercial -Refrigeración industrial
R513A	631	0	A1-baja toxicidad y no inflamable	-Aire acondicionado automotriz -Aire acondicionado -Transporte frigorífico -Refrigeración comercial -Refrigeración industrial
R290 (Propano)	3	0	A3-no tóxico, altamente inflamable	-Refrigeración comercial
R600a (Isobutano)	3	0	A3-no tóxico, altamente inflamable	-Refrigeración comercial
R744 (Dióxido de carbono)	1	0	A1-no inflamable y baja toxicidad	-Transporte frigorífico -Refrigeración comercial Refrigeración industrial
R717 (Amoniaco)	0	0	A2-baja inflamabilidad y ligera toxicidad	-Refrigeración industrial

En la Tabla 2.1 se muestran opciones de refrigerantes alternos que se utilizan para cumplir con la demanda de uso del R134a en sus principales aplicaciones, aunque en ciertos casos se limita su uso debido a su clasificación, ya que, algunos refrigerantes son altamente inflamables o tienen una mayor toxicidad y se debe regular su uso o realizar modificaciones en los equipos para poder suplir los refrigerantes convencionales.

A pesar de la problemática ambiental que se genera con el uso de refrigerantes con altos índices de GWP, es común el uso de R134a como fluido de trabajo en equipos de refrigeración al ser un compuesto no tóxico y no inflamable. La temperatura y presión crítica del R134a se encuentran en valores cercanos a 102°C y 41 bar respectivamente, lo cual lo hace una sustancia bastante atractiva de manera operativa, mientras que en el tema económico en el mercado de América se encuentra en un precio de 5 dólares por kg de



refrigerante [16]. El objetivo de las nuevas alternativas es tener una mayor temperatura crítica y menor presión crítica, dependiendo la aplicación de éstos, lo cual se puede encontrar en algunos compuestos, mientras que el mayor problema es el costo de los refrigerantes que en algunos casos pueden llegar a superar hasta 10 veces el costo de R134a, por tal motivo se sigue dando su uso en equipos de refrigeración [17, 19].

En estudios recientes se ha utilizado el R1234yf como sustituto directo del R134a. Su temperatura y presión crítica se encuentran entre los valores de 95°C y 34 bar. En experimentos realizados por Zhaohua Li et al. [20] se obtiene una disminución del 20% en el COP al usar R1234yf como remplazo del R134a en pruebas experimentales en un sistema de refrigeración libre de aceite para cargas de refrigerante de 250 g y temperaturas de condensación y evaporación de 40 y 0°C respectivamente. Desde el punto de vista térmico, el R134a tiene mejores propiedades termofísicas y un mejor desempeño energético, pero el uso de un refrigerante debe tomar en cuenta el aspecto ambiental. Por tal motivo, el R1234yf es una buena opción como refrigerante alterno al poseer un GWP igual a 4. Alejandro López-Belchí [21] realizó en sus experimentos un análisis TEWI (Impacto Total equivalente de Calentamiento por sus siglas en inglés), en donde se muestra que, para regiones con un bajo factor de emisiones indirectas  $\beta$  y climas fríos, el R1234yf es mejor opción que el R134a.

Kamber y Abdelaziz [22] realizaron pruebas experimentales en equipos de refrigeración domésticos para el R1234ze y R1234yf, en donde obtuvieron capacidades y consumos similares del R1234yf con el R134a, mientras que el R1234ze mostró una menor capacidad por lo cual era menos recomendable como remplazo directo del R134a. Por otro lado, Mota-Babiloni et al. [23] evaluaron el R1234ze usando un compresor de tipo abierto con un IHX, dando como resultado que la capacidad de enfriamiento del refrigerante se acerca a la del R134a. Para aplicaciones en bombas de calor, Kashif Nawaz et al. [24] evaluaron el COP del R1234yf y R1234ze contra R134a, donde se encontraron resultados aceptables del uso de estos como sustitutos sin requerir grandes modificaciones en los equipos.

El R152a es otra alternativa como remplazo para el R134a, con un GWP de 124 se apega a las normativas vigentes, y ha mostrado tener un buen comportamiento en equipos de refrigeración, así como en bombas de calor. Cabello et al. [25] realizaron una comparación experimental entre el R134a y el R152a en un equipo de refrigeración equipado con un compresor hermético y un IHX, obteniendo un incremento en el COP del 13%, una disminución del consumo eléctrico del 16% y una reducción del 10% en la capacidad de enfriamiento al usar R152a, demostrando que un compresor hermético que opera con R134a es capaz de operar con R152a. R. Cabello et al. [26] evaluaron el uso del R152a en un ciclo de alta temperatura de refrigeración en cascada, junto con R744 (CO<sub>2</sub>), el cual es usado en aplicaciones de refrigeración industrial y comercial, comparando los resultados al usar R134a con R744, en donde se demuestra que el uso del refrigerante R152a se recomienda como





reemplazo directo del R134a al ser energéticamente aceptables los resultados, a pesar de las consideraciones de seguridad necesarias por su clasificación A2L. Por otra parte, Zhenxi Ma et al. [27] compararon el uso del R152a como reemplazo del R134a en una bomba de calor de gas, en donde el uso del R152a mostró mejores eficiencias de calentamiento y del compresor, y menores presiones de descarga y de consumo de gas, comparadas con las obtenidas con el R134a, por lo tanto, se concluye que al usar R152a en una bomba de calor de gas, se obtiene un mejor desempeño energético.

La clasificación de los refrigerantes es un parámetro que frena su uso, debido a que un componente tóxico o inflamable se debe tratar con mayor precaución, por tal motivo se realizan investigaciones para encontrar mezclas de refrigerantes que mejoren sus propiedades. El R450A es una mezcla de refrigerantes (R1234ze/R134a) con un COP inferior al del R134a, pero una clasificación A1, lo que lo hace un candidato como reemplazo de los refrigerantes de tercera generación. Makhnatch et al. [28] realizaron un estudio experimental del R450A como reemplazo directo en un refrigerador de pequeña capacidad que opera con R134a, en donde se obtuvo una disminución de la capacidad de enfriamiento del 9.1%, una disminución en el COP del 2.9 y una disminución en el promedio del consumo del compresor del 7.2% al usar R450A, considerando a este como un candidato como reemplazo directo del R134a al entregar resultados aceptables en las pruebas elaboradas. Mota-Babiloni et al. [29] realizaron pruebas experimentales en una planta de compresión de vapor equipada con un compresor de velocidad variable y el uso de un IHX. En los resultados obtenidos para el R450A se tiene una disminución del 6% en la capacidad de enfriamiento y un aumento del 1% en el COP, comparados con los resultados obtenidos con R134a. El uso del IHX tuvo una influencia similar positiva en el desempeño energético de ambos refrigerantes, considerando así al R450A como un buen candidato como reemplazo del R134a. La mezcla R513A (R1234yf/R134a) es otro candidato estudiado con frecuencia como sustituto de los refrigerantes de tercera generación, considerándose por encima del R450A. Makhnatch et al. [30] realizaron pruebas experimentales en un sistema de refrigeración por compresión de vapor de baja capacidad en ambientes de alta temperatura con las mezclas R450A y R513A como reemplazo directo del R134a, seleccionando temperaturas medias de condensación entre 40 y 60°C. Ambas mezclas de refrigerantes mostraron una apropiada adaptación a sistemas que trabajan con R134a, pero el R513A obtuvo mejores resultados en términos de capacidad de enfriamiento y desempeño energético. Además, se realizó un análisis TEWI donde tuvo un resultado favorable el R513A en comparación del R450A al relacionarse con la capacidad de enfriamiento entregada por cada uno. Mota-Babiloni et al. [31] investigaron la influencia de un IHX en pruebas experimentales en un sistema de refrigeración usando R134a y R513A y recomiendan el uso del IHX al trabajar con R513A, ya que con la implementación de éste se obtuvo un mayor incremento en la capacidad de enfriamiento y del COP, comparados con los resultados obtenidos con el equipo sin IHX. Otras mezclas de reciente investigación son el R445A y R446A. El R445A tiene una composición de R1234ze, R134a y R744 en



porcentajes de 85, 9 y 6% respectivamente [32]. Bukola O. [32] realizó una evaluación teórica de nuevas mezclas de refrigerante con bajos GWP en sistemas de refrigeración doméstica, donde el R445A mostró una menor temperatura de descarga comparada con el R134a, sin embargo, los resultados del COP muestran una disminución promedio del 27% al usar el R445A respecto al R134a, además de que el consumo específico promedio aumenta un 44% usando R445A, por lo que, al tener un bajo desempeño, el autor no lo recomienda como sustituto directo al R134a en aplicaciones de refrigeración doméstica, al existir alternativas con mejor desempeño. Por otra parte, G. Poongavanam et al [17], utilizando herramientas de toma de decisiones multicriterio (MCDM, por sus siglas en ingles), recomiendan el uso del refrigerante R445A como un buen remplazo del R134a en sistemas de aire acondicionado de automóvil al obtener un buen desempeño energético y térmico y un buen aspecto ambiental y económico. El R446A a comparación del anterior, es una mezcla de los refrigerantes R32, R600a y R1234ze(E) con un porcentaje del 29, 3 y 68% respectivamente, el cual, según algunos autores [18, 33] se utiliza principalmente como una alternativa de menor GWP para el R410A, en aplicaciones principalmente de sistemas de aire acondicionado.

En el caso de los hidrocarburos como el R290 y R600a, son refrigerantes naturales que cuentan con un potencial de calentamiento global de 3 y un valor de ODP igual a 0, son buenos candidatos debido a bajo impacto ambiental, pero ambos cuentan con una clasificación A3, lo que los hace altamente inflamables y reduce sus aplicaciones. D. Sánchez et al. [34] realizaron una evaluación experimental para alternativas al R134a con bajo GWP entre las que se encuentra el R290 y R600a en donde se concluye que el R290 (propano) obtuvo mejores resultados en cuanto a capacidad de enfriamiento y COP, logrando un incremento comparado con el R134a, sin embargo, el consumo energético aumento un 44%. Por el otro lado, el R600a (isobutano) presentó una disminución en la capacidad de enfriamiento al igual que en el consumo eléctrico, por lo cual se recomienda el uso de un compresor con un mayor desplazamiento para alcanzar la una capacidad de enfriamiento similar que el R134a; por tal motivo, no se recomienda su uso como remplazo directo en equipos que operan con R134a.

El uso de R744 (CO<sub>2</sub>) y R717 (amoníaco) como alternativas a refrigerantes convencionales también se ha estudiado. Paride Gullo et al. [35] realizaron una revisión respecto al uso de sistemas de refrigeración transcíticos que operan con R744 en aplicaciones en supermercados, donde se concluye que el uso de esta tecnología se adoptara como una de las únicas para aplicaciones de refrigeración de comida, lo cual implica grandes beneficios ambientales, inclusive en lugares con ambientes calientes, siendo necesario el continuar investigando dicha tecnología con la finalidad de reducir costos. Parolin et al. [36] realizaron una evaluación termodinámica para un ciclo de refrigeración en cascada para mezclas de refrigerantes entre los cuales se encuentra la mezcla R744/R717, comparando los resultados obtenidos con los refrigerantes puros y las mezclas de ellos, concluyendo que el



uso de las mezclas de refrigerantes entrega mejores resultados en términos de capacidad de enfriamiento, COP, eficiencia exergetica, consumo energético y destrucción de exergía.

Las investigaciones de nuevas alternativas se siguen desarrollando con el propósito de apegarse a las normativas que se encuentran vigentes debido a que la industria de la refrigeración tiene bastantes aplicaciones esenciales, como lo es la conservación de alimentos, desarrollo, almacenamiento y transporte de medicamentos, condiciones de confort, entre otras, por lo que es necesario contar con alternativas de refrigerantes con bajos índices de GWP y ODP, que cuenten con un bajo costo y se puedan adaptar a equipos nuevos o que estén operando, sin realizar grandes modificaciones.

## 2.2 Protocolos y acuerdos a nivel internacional

### 2.2.1 Protocolo de Montreal

La Secretaría del Ozono, así como el Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente desarrollaron el Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de Ozono en su decimotercera edición (2020) [5], el cual es un acuerdo global para proteger la capa de ozono de la tierra mediante la eliminación gradual de sustancias químicas que la dañan. Este plan de eliminación incluye la producción y consumo de sustancias que destruyen la capa de ozono.

### 2.2.2 Protocolo de Montreal de 1987

La primera edición del Protocolo de Montreal se realizó el 16 de septiembre de 1987 y entro en vigor el 1° de enero de 1989, el cual se ha ido ajustando y modificando respecto al régimen del ozono y la evolución de los conocimientos científicos y avances tecnológicos, así como distintas enmiendas que se aprobaron durante estos años.

En la Tabla 2.2 se enuncian las sustancias controladas en la primera edición del Protocolo de Montreal las cuales se planeaba reducir en periodos posteriores a la entrada en vigor de este. Los valores de potencial de agotamiento del ozono son estimaciones basadas en los conocimientos con los cuales se contaba y serían revisados periódicamente.

Tabla 2.2 Sustancias controladas

<b>Grupo</b>	<b>Sustancia</b>	<b>Potencial de agotamiento del ozono</b>
<i>Grupo I</i>		
CFC1 <sub>3</sub>	(CFC-11)	1.0
CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	(CFC-12)	1.0



$C_2F_3Cl_3$	(CFC-113)	0.8
$C_2F_4Cl_2$	(CFC-114)	1.0
$C_2F_5Cl$	(CFC-115)	0.6
<hr/> <b>Grupo II</b>		
$CF_2BrCl$	(halón-1211)	3.0
$CF_3Br$	(halón-1301)	10.0
$C_2F_4Br_2$	(halón-2402)	6.0

Las medidas de control, referentes al consumo y producción de las sustancias enlistadas en la Tabla 2.2, propuestas en la primera edición incluyen algunos de los siguientes puntos:

- En el período de 19 meses contados a partir de la fecha de entrada en vigor del protocolo (01 de enero de 1989), y en cada período sucesivo de 12 meses, el nivel calculado de consumo de sustancias controladas del grupo I no supere el consumo de 1986. La producción de las mismas sustancias no debe superar el nivel calculado de producción de 1986, permitiendo un aumento del 10% únicamente cuando se trate de satisfacer necesidades básicas de un país en desarrollo.
- En el período de 49 meses contados a partir de la fecha de entrada en vigor del protocolo y en cada período sucesivo de 12 meses, el nivel calculado del consumo de sustancias controladas del grupo II no supere el nivel de consumo de 1986. El nivel de producción de las mismas sustancias no debe superar la producción de 1986, pero de igual manera se permite un aumento del 10% en su producción cuando sea para satisfacer necesidades básicas internas.
- En el período del 1° de enero de 1993 al 30 de junio de 1994, y en cada período sucesivo a 12 meses, el consumo y producción de las sustancias controladas del grupo I no debe superar anualmente el 80% del nivel calculado para producción y consumo de 1986, permitiendo superar un 10% de producción a fin de satisfacer necesidades básicas internas.
- En el período del 1° de julio de 1998 al 30 de junio de 1999, y en cada período sucesivo de 12 meses, el nivel de consumo y producción para las sustancias controladas del grupo II no debe superar anualmente el 80% del nivel calculado en 1986. Cuando se trate de satisfacer necesidades básicas internas, está permitido superar el 15% como máximo del nivel de producción calculado para 1986.

La secretaria del ozono, así como los distintos países que participan se encargan de reunir información y evaluar las medidas de control propuestas teniendo en cuenta la nueva



información científica, ambiental, técnica y económica que se disponga al momento de realizar las evaluaciones, programando así reuniones posteriores a la entrada en vigor de la normativa. En la Tabla 2.3 se enlistan las reuniones que se han llevado a cabo a partir de la entrada en vigor del Protocolo de Montreal del 01 de enero de 1989, en donde se han aprobado ajustes y reducciones de la producción y consumo de sustancias controladas, así como revisiones constantes de los puntos que contiene el acuerdo y se han aprobado enmiendas con la finalidad de seguir protegiendo el medio ambiente.

Tabla 2.3 Reuniones posteriores a la entrada en vigor del Protocolo de Montreal (01 de enero de 1989)

<b>Reunión</b>	<b>Lugar</b>	<b>Fecha</b>
Primera Reunión de las Partes	Helsinki	2 a 5 de mayo de 1989
Segunda Reunión de las Partes	Londres	27 a 29 de junio de 1990
Tercera Reunión de las Partes	Nairobi	19 a 21 de junio de 1991
Cuarta Reunión de las Partes	Copenhague	23 a 25 de noviembre de 1992
Quinta Reunión de las Partes	Bangkok	17 a 19 de noviembre de 1993
Sexta Reunión de las Partes	Nairobi	6 y 7 de octubre de 1994
Séptima Reunión de las Partes	Viena	5 a 7 de diciembre de 1995
Octava Reunión de las Partes	San José	25 a 27 de noviembre de 1996
Novena Reunión de las Partes	Montreal	15 a 17 de septiembre de 1997
Décima Reunión de las Partes	El Cairo	23 a 24 de noviembre de 1998
Undécima Reunión de las Partes	Beijing	29 de noviembre a 3 de diciembre de 1999
Duodécima Reunión de las Partes	Uagadugú	11 a 14 de diciembre de 2000
Decimotercera Reunión de las Partes	Colombo	16 a 19 de octubre de 2001
Decimocuarta Reunión de las Partes	Roma	25 a 29 de noviembre de 2002
Decimoquinta Reunión de las Partes	Nairobi	10 a 14 de noviembre de 2003
Primera Reunión Extraordinaria de las Partes	Montreal	24 a 26 de marzo de 2004
Decimosexta Reunión de las Partes	Praga	22 a 26 de noviembre de 2004
Segunda reunión Extraordinaria de las Partes	Montreal	1 de julio de 2005
Decimoséptima Reunión de las Partes	Dakar	12 a 16 de noviembre de 2005



Decimoctava Reunión de las Partes	Nueva Delhi	30 de octubre a 3 de noviembre de 2006
Decimonovena Reunión de las Partes	Montreal	17 a 21 de septiembre de 2007
Vigésima Reunión de las Partes	Doha	16 a 20 de noviembre de 2008
Vigésima primera Reunión de las Partes	Port Ghalib, Egipto	4 a 8 de noviembre de 2009
Vigésima segunda Reunión de las Partes	Bangkok	8 a 12 de noviembre de 2010
Vigésima tercera Reunión de las Partes	Bali	21 a 25 de noviembre de 2011
Vigésima cuarta Reunión de las Partes	Ginebra	12 a 16 de noviembre de 2012
Vigésima quinta Reunión de las Partes	Bangkok	21 a 25 de octubre de 2013
Vigésima sexta Reunión de las Partes	París	17 a 21 de noviembre de 2014
Vigésima séptima Reunión de las Partes	Dubái	1 a 5 de noviembre de 2015
Tercera Reunión Extraordinaria de las Partes	Viena	5 de agosto de 2016
Vigésima octava Reunión de las Partes	Kigali	10 a 15 de octubre de 2016
Vigésima novena Reunión de las Partes	Montreal	20 a 24 de noviembre de 2017
Trigésima Reunión de las Partes	Quito	5 a 9 de noviembre de 2018
Trigésima primera Reunión de las Partes	Roma	4 a 8 de noviembre de 2019

Durante la segunda, la cuarta, séptima, novena, undécima y decimonovena reuniones de las Partes en el Protocolo de Montreal se aprobaron ajustes y reducciones significativas de la producción y consumo de sustancias controladas enumeradas en los anexos del protocolo. Estos ajustes entraron en vigor el 7 de marzo de 1991, el 23 de septiembre de 1993, el 5 de agosto de 1996, el 4 de junio de 1998, el 28 de julio de 2000 y el 14 de mayo de 2008 respectivamente. Además de dichos ajustes, en la segunda, cuarta, novena, undécima y vigésima octava reunión de las Partes del Protocolo se aprobaron cinco enmiendas, la “Enmienda de Londres” (1990), la “Enmienda de Copenhague” (1992), la “Enmienda de Montreal” (1997), la “Enmienda de Beijing” (1999) y la “Enmienda de Kigali” (2016), las



cuales entraron en vigor el 10 de agosto de 1992, el 14 de junio de 1994, el 10 de noviembre de 1999, el 25 de febrero de 2002 y el 1° de enero de 2019 respectivamente, marcando cambios importantes en el Protocolo de Montreal permitiendo así adecuarlo a las necesidades ambientales que se presentan hoy en día.

### 2.2.3 Enmienda de Kigali

Gracias a las modificaciones y enmiendas, actualmente no se consumen sustancias como Clorofluorocarbonos, Halones, Tetracloruro de carbono, así como HCFC. La Enmienda de Kigali, la última en entrar en vigor, como su punto más importante optó por la reducción de los Hidrofluorocarbonos, entre los cuales se encuentran algunas de las sustancias refrigerantes más utilizadas, como lo es el R134a.

En la Tabla 2.4 se muestran las sustancias controladas con altos índices de Potencial de calentamiento atmosférico que se pretenden reducir mediante la implementación de la enmienda de Kigali.

Tabla 2.4 Sustancias controladas

<b>Grupo</b>	<b>Sustancia</b>	<b>Potencial de calentamiento atmosférico en 100 años</b>
<i><b>Grupo I</b></i>	<i><b>Hidrofluorocarbonos</b></i>	
CHF <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub>	HFC-134	1,100
CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	HFC-134a	1,300
CH <sub>2</sub> FCHF <sub>2</sub>	HFC-143	353
CHF <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	HFC-245fa	1,030
CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	HFC-365mfc	794
CF <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	HFC-227ea	3,220
CH <sub>2</sub> FCF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	HFC-236cb	1,340
CHF <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	HFC-236ea	1,370
CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	HFC-236fa	9,810
CH <sub>2</sub> FCF <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub>	HFC-245ca	693
CF <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	HFC-43-10mee	1,640
CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	HFC-32	675
CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	HFC-125	3,500
CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>	HFC-143a	4,470
CH <sub>3</sub> F	HFC-41	92
CH <sub>2</sub> FCH <sub>2</sub> F	HFC-152	53
CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	HFC-152a	124



---

<i>Grupo II</i>		
CHF <sub>3</sub>	HFC-23	14,800

---

En la Figura 2.1 se muestra el calendario de reducción de producción y consumo para los Hidrofluorocarbonos que aparecen en la Tabla 2.4. Para los países que no operan bajo el amparo del artículo 5, el nivel máximo de consumo y producción se estableció en base de la media del consumo y producción de HFC de los años de 2011 y 2013 más el 15% del nivel básico establecido de HCFC. El 1° de enero del 2019 se debió reducir el 10% del nivel autorizado, para el 1° de enero del 2024 se debe reducir en un 40%, para el primero de enero del 2029 se debe reducir el 70%, el 1° de enero del 2034 se debe reducir un 80% y a partir del 1° de enero del 2036 en adelante se debe reducir en un 85% el consumo y producción de dichas sustancias. Para Belarús, la Federación de Rusia, Kazajstán, Tayikistán y Uzbekistán, el nivel máximo se calcula con la media de HCF de los años 2011 a 2013 más el 25% del nivel básico de HCFC, y se tienen dos etapas iniciales, para enero del 2020 se debió reducir un 5% el nivel autorizado de consumo y producción y para el 2025 se debe reducir en un 35%, posteriormente se tomarán las mismas medias que para el resto de los países.

Los países que se amparan en el artículo 5 se dividen en dos grupos. En el grupo I se encuentra México, así como otros países que no se encuentran en el grupo II, por lo cual el calendario de reducción de producción y consumo para HFC en el país se debe regir con lo establecido para este grupo. En el grupo II se encuentran Arabia Saudita, Bahréin, los Emiratos Árabes Unidos, la India, el Iraq, Kuwait, Omán, el Pakistán, Qatar y la República Islámica de Irán. El nivel máximo autorizado se calcula mediante la media de HFC para los años 2020 a 2022 más el 65% del nivel básico de HCFC. En lo que refiere al grupo I, a partir del 1° de enero del 2024, no se debe superar el límite establecido, el 1° de enero del 2029 se debe reducir un 10% dicho nivel, el 1° de enero del 2035 se debe reducir un 30%, el 1° de enero del 2040 se debe reducir un 50% y del 1° de enero del 2045 en adelante se debe reducir un 80%. Por parte del grupo II, a partir del 1° de enero del 2028 no se debe superar el nivel autorizado de consumo y producción de HFC, el 1° de enero del 2032 se debe reducir un 10% el nivel autorizado, el 1° de enero del 2037 se debe reducir un 20%, el 1° de enero del 2042 se debe reducir un 30% y del 1° de enero del 2047 en adelante se debe reducir en un 85% el nivel de consumo y producción.



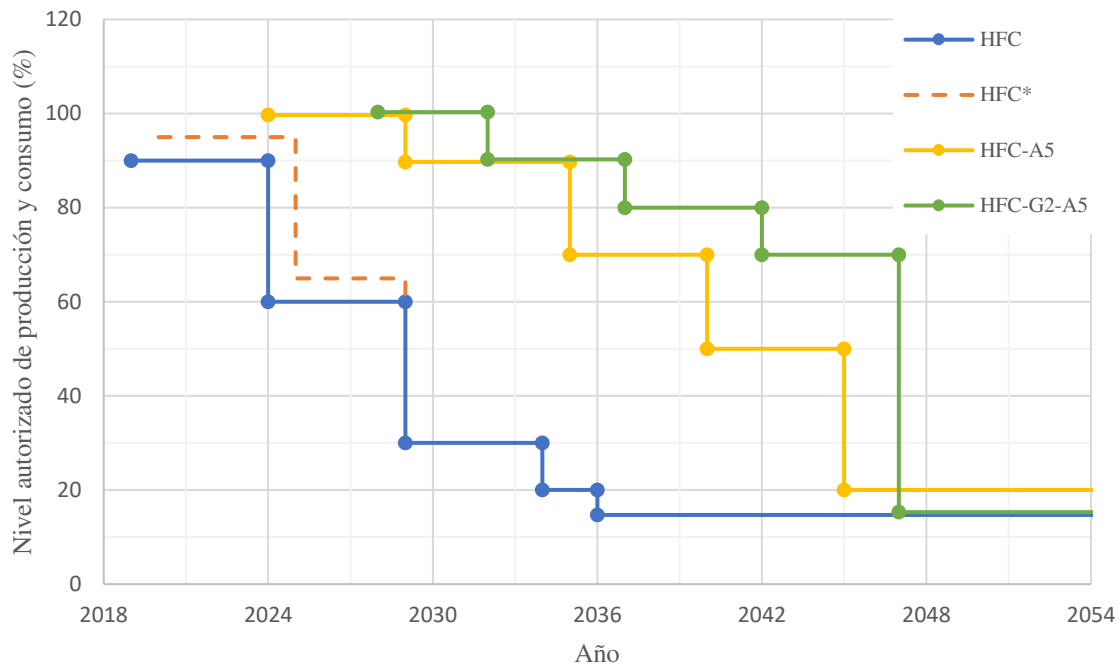


Figura 2.1 Calendario de reducción de consumo y producción de HFC. (\*Para Belarús, la Federación de Rusia, Kazajstán, Tayikistán y Uzbekistán)

## 2.3 Normativa vigente para sustitución de refrigerantes

### 2.3.1 Normativa aplicable en México

En México, la SEMARNAT (Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales) elaboró la “Hoja de ruta para implementar la Enmienda de Kigali” con la cual se reducirá el consumo de Hidrofluorocarbonos (HFC) [37]. Los HFC son sustancias químicas empleadas principalmente como refrigerantes en sistemas de refrigeración y aire acondicionado domésticos, comerciales e industriales, los cuales tienen características idóneas en sus aplicaciones, pero presentan un alto potencial de calentamiento global (GWP por sus siglas en inglés), por lo que contribuyen al cambio climático. Los HFC se usan de manera global como sustitutos de otras sustancias como los Clorofluorocarbonos (CFC) los cuales resultaron ser sustancias agotadoras de la capa de ozono. Con hallazgos realizados entre los años setenta y ochenta, se encontró la formación de un agujero en la capa de ozono, por lo que la comunidad internacional se movilizó y firmaron convenios para la protección de la capa de ozono y posteriormente en 1987 crearon el Protocolo de Montreal. En México y a nivel mundial se ha eliminado el consumo de CFC, Tetracloruro de carbono, Halones, Bromuro de metilo y gran parte de los HCFC, pero se ha incrementado el uso de HFC los cuales no dañan la capa de ozono, pero sí contribuyen al cambio climático. El Protocolo de



Montreal es considerado un acuerdo ambiental multilateral exitoso, debido al impacto positivo que ha tenido sobre la capa de ozono y la mitigación del cambio climático, el cual ha sido ajustado y enmendado con el paso del tiempo para acelerar la eliminación y reducción de sustancias controladas. En octubre del 2016 se adoptó la Enmienda de Kigali para reducir el consumo y producción de HFC. México se considera un país en desarrollo, por lo cual el calendario de reducción de HFC se apega a lo mostrado en la Figura 2.1.

Las obligaciones de México como parte de la enmienda de Kigali son las siguientes:

- Establecer una línea base de consumo anual, expresada en toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente. El consumo es considerado resultado de la sumatoria de la producción interna más las importaciones, menos las exportaciones que se realicen en un año del calendario.
- Cumplir con las metas de reducción de consumo de HFC establecidas en el calendario del Protocolo de Montreal.
- Crear un sistema de cuotas o cupos máximos anuales, que será la cantidad máxima de toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente de HFC que se permitirá importar durante un año calendario.
- Imponer como regulación al particular la obtención de un permiso para importar HFC como parte de la cuota que se le haya asignado al inicio del año calendario.

El consumo de HFC en México ha crecido de 2007 al 2017 con una tasa media de crecimiento anual de 14.5%, pasando de 12.75 MtCO<sub>2</sub>e a 49.43 MtCO<sub>2</sub>e. En la Figura 2.2 se muestra la distribución de consumo de HFC en 2017 donde los principales son el R410A R134a y R404A con 22.75, 11.84 y 7.6 MtCO<sub>2</sub>e respectivamente, y en la Figura 2.3 se tiene la distribución de consumo de HFC por sectores para el mismo año, donde el porcentaje más alto de consumo es para los sistemas de aire acondicionado con un 50.9%, aire acondicionado automotriz con un 14.23%, espumas con un 9.15% y refrigeración comercial y doméstica con un 17.79 y 4.19% respectivamente.

De manera general, algunas de las acciones que se tomarán en México para cumplir con las obligaciones que se marcan en el Protocolo de Montreal son:

- Adoptar alternativas de bajo *potencial de calentamiento global* (<150), lo cual es especialmente relevante para el sector de aires acondicionados, debido a su contribución al consumo nacional.
- Fortalecer los programas de regulación para capacitación a técnicos, recuperación, reciclado y destrucción de refrigerantes, junto con el impulso a la responsabilidad extendida del productor en el manejo de equipos de refrigeración y aire acondicionado en desuso.



- Incentivar el control de fugas de refrigerantes, sobre todo en el sector de la refrigeración comercial, lo cual debe ser afrontado en conjunto con medidas de eficiencia energética.
- Analizar la posibilidad de evitar la precarga de equipos que se exportan y que utilicen HFC de alto *potencial de calentamiento global*.

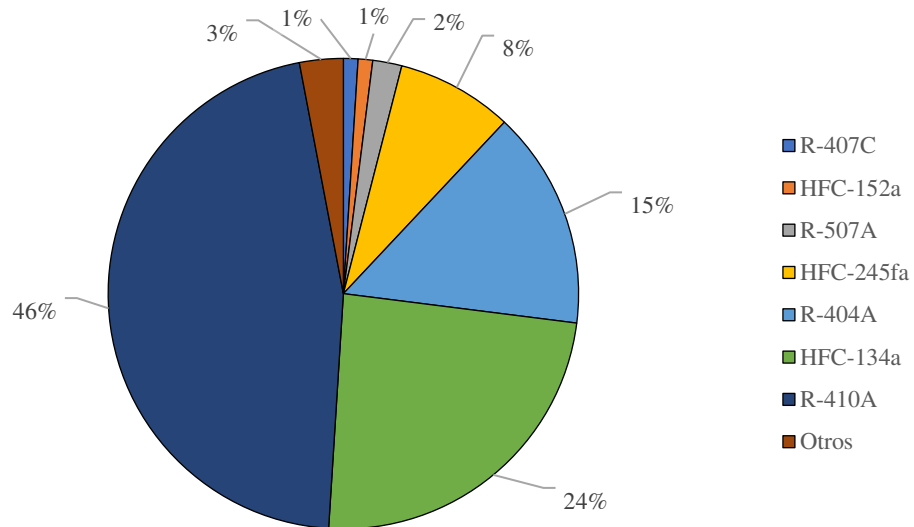


Figura 2.2 Distribución de consumo de los principales HFC en México [37].

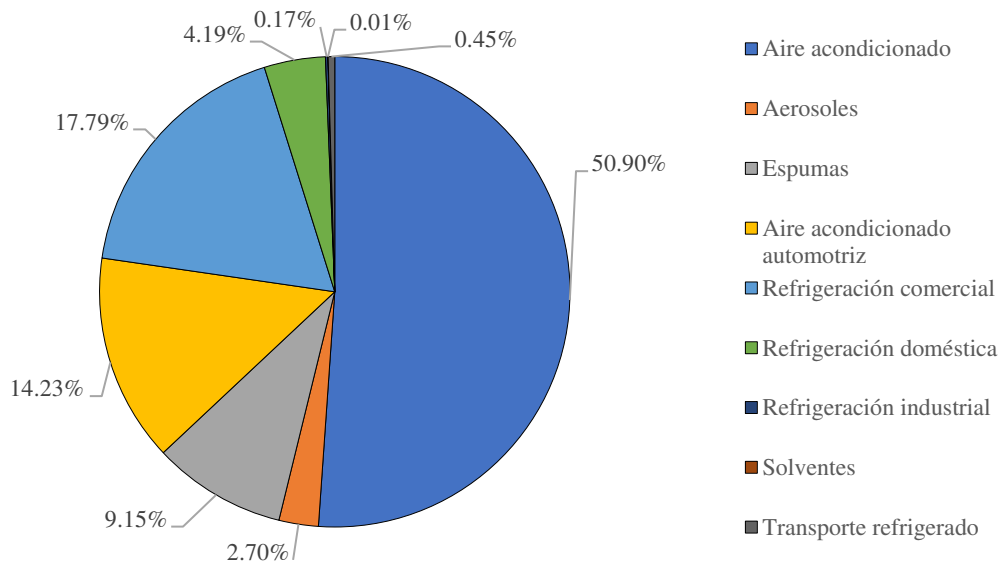


Figura 2.3 Distribución de consumo de HFC por sectores en México [37].



Con la finalidad de sustentar la reducción del consumo del HFC en México en las próximas décadas, se establecieron 4 pilares políticos, los cuales son:

1. Regulación

Se realizará una serie de modificaciones al marco regulatorio vigente enfocadas en permitir que México cumpla con sus obligaciones ante el Protocolo de Montreal y la Enmienda de Kigali, incluyendo la implementación de sistemas de permisos y autorizaciones para la importación y exportación de HFC, así como la atribución de asignar cuotas de importación. Por otra parte, se revisarán y actualizarán o crearán regulaciones y estándares que permitan una transición armónica hacia las alternativas de menor impacto climático, incluyendo los aspectos de seguridad en el manejo de refrigerantes inflamables y el fomento de la eficiencia energética en los diversos sectores de la refrigeración y aires acondicionados, así como las acciones de control de HFC en el marco de las políticas y los instrumentos de cambio climático con los que cuenta México.

2. Planeación Estratégica

Se elaborará el Plan Nacional para la Reducción de HFC en México, en el cual participarán los actores involucrados en el control de estas sustancias, a partir de la presentación de la hoja de ruta. La negociación de este plan ante el Fondo Multilateral para la implementación del Protocolo de Montreal le permitirá a México acceder a financiamiento internacional para implementar las acciones de reducción del consumo de HFC.

3. Implementación

Se ejecutarán acciones de fortalecimiento institucional para la creación de capacidades requeridas para la implementación de proyectos y programas para reducir el consumo de HFC, incluyendo la ejecución de acciones tempranas. La ejecución del plan se fundamentará en tres líneas de acción, proyectos de alternativas amigables con el clima, asistencia técnica y capacitación para apoyar a la adopción de alternativas y difusión de las actividades de reducción de HFC.

4. Reporte y verificación

La certificación de cumplimiento de los compromisos de México se llevará a cabo a partir del reporte y la verificación ante organismos internacionales e instituciones nacionales, a través de sus respectivas plataformas y mecanismos.

Mediante estos cuatro pilares se definen las acciones que se tomaran en el país para reducir el uso de HFC. En la Tabla 2.5 se resumen las acciones a corto, mediano y largo plazo que se implementaran como parte de la Enmienda de Kigali.



Tabla 2.5 Pilares para la implementación de la Enmienda de Kigali en México [37].

Pilares	Acciones	Corto plazo (2019 – 2023)	Mediano plazo (2024 – 2028)	Largo plazo (2029 – 2045)
<b>Regulación</b>	Sistema de cuotas de importación	-Modificar el RISEMARNAT para incluir los HFC como sustancias reguladas por el Protocolo de Montreal -Diseñar y publicar reglas de asignación de cuotas de importación de HFC	-Operar sistema de cuotas de importación de HFC	
	Permisos y autorizaciones de importación	-Incluir las fracciones arancelarias de los HFC en el marco del Acuerdo CICLOPLAFEST -Incluir las fracciones arancelarias de los HFC bajo el Acuerdo SEMARNAT	-Aplicar sistemas de permisos	
	Aplicación de la ley	-Incluir a los HFC como sustancias reguladas por el Protocolo de Montreal modificando el Art. 414 del Código Penal Federal	Fortalecer capacidades de inspección de HFC de PGR y PROFEPA	
	Gestión de residuos	-Elaborar propuesta normativa para fortalecer el manejo y la disposición	-Impulsar la publicación de regulaciones	-Fomentar la aplicación de regulaciones



		final ambientalmente responsables de HFC		
	Cambio climático	-Fomentar acciones de control de HFC en el marco de las políticas de cambio climático -Fomentar la regulación y control de equipos precargados. Revisar las fracciones arancelarias de importación y las alternativas de etiquetado		
	Eficiencia energética	-Impulsar normatividad y acciones que promuevan la eficiencia energética en el sector de refrigeración y aire acondicionado residencial, comercial e industrial -Elaborar un plan nacional de enfriamiento eficiente que considere la evaluación de tecnologías, estándares mínimos, etiquetado, capacidades y viabilidad económica para el ahorro de energía		
<b>Planeación estratégica</b>	Ratificación de enmienda	-Presentar a nivel nacional los compromisos establecidos con la Enmienda de Kigali (Hoja de ruta para implementar la Enmienda de Kigali en México)		
	Preparación	-Preparar diagnóstico y hoja de ruta -Realizar reuniones de trabajo con sectores usuarios -Diseñar el Plan Nacional de Reducción de HFC en México		
	Negociación	-Someter y negociar el plan ante el comité ejecutivo del Fondo multilateral		



		del Protocolo de Montreal		
	Aprobación	-Obtener financiamiento del el Fondo Multilateral para la implementación del Protocolo de Montreal para la ejecución de la primera parte del plan	-Obtener financiamiento para partes subsecuentes del plan	
	Publicación		-Publicar el calendario de eliminación en el Diario Oficial de la Federación	-Publicar enmiendas al calendario en el Diario Oficial de la Federación
<b>Implementación</b>	Fortalecimiento institucional	-Crear capacidades adicionales de la Unidad de protección de la Capa de Ozono		
		-Coordinación de la Unidad de protección de la capa de Ozono con el Gobierno de México para el desarrollo de estudios y proyectos que conlleven al cumplimiento de los compromisos establecidos en el Protocolo de Montreal		
	Acciones tempranas para la reducción de HFC	-Preparar diagnóstico sectorial y hoja de ruta		
		-Implementar proyectos piloto de conversión de líneas de producción en sector de refrigeración doméstica y comercial -Establecer programas piloto de eficiencia energética		



		-Realizar estudio sobre ciclo de vida de refrigeradores y aires acondicionados -Elaborar propuesta de estrategia nacional de mitigación de HFC		
	Plan nacional de reducción de HFC		-Ejecutar proyectos de conversión tecnológica y adopción de alternativas amigables con el clima	
			-Brindar asistencia técnica y capacitación para la adopción de alternativas de menor impacto al clima	
			-Ejecutar proyectos de recuperación, reciclaje y destrucción de HFC	
			-Difundir las actividades de reducción de HFC	
<b>Reporte y verificación</b>	Organismos internacionales	-Presentar informe del país al Fondo Multilateral para la implementación del Protocolo de Montreal		
		-Presentar auditoría de verificación del consumo anual ante el Fondo Multilateral para la implementación del Protocolo de Montreal		
		-Presentar reporte de consumo anual al BADESIARN de SEMARNAT		
	Instituciones nacionales	-Presentar reporte de consumo anual al BADESIARN de SEMARNAT		
		-Presentar inventario de emisiones de HFC ante el INECC		
		-Presentar reporte de indicadores ambientales al INEGI		

### 2.3.2 NORMATIVA EUROPEA NO. 517/2014

En la Unión Europea, el 16 de abril del 2014 en Estrasburgo se redactó el Reglamento (UE) no 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo, sobre los gases fluorados de efecto invernadero el cual fue publicado en el Diario Oficial de la Unión Europea y es aplicable desde el 1° de enero del 2015 [4]. Entre los países miembros del EEA (European Environment Agency) se encuentran Austria, Bélgica, Bulgaria, Croacia, Estonia, Finlandia,





Francia, Alemania, Grecia, Hungría, Islandia, Irlanda, Italia, Lituania, Luxemburgo, Noruega, Polonia, Portugal, Rumania, Eslovaquia, Eslovenia, España, Turquía, entre otros [38]. El objetivo del Reglamento es proteger el medio ambiente mediante la reducción de las emisiones de gases fluorados de efecto invernadero, por lo que se establecen normas sobre contención, uso, recuperación y destrucción de gases fluorados de efecto invernadero enumerados en la Tabla 2.6, así como sobre las medidas de acompañamiento conexas; se establecen condiciones a la comercialización de productos y aparatos específicos que contengan gases fluorados de efecto invernadero o cuyo funcionamiento dependa de ellos; se establecen condiciones a usos específicos de gases fluorados de efecto invernadero y se fijan límites cuantitativos para la comercialización de hidrofluorocarbonos.

Como parte de la prevención de las emisiones de gases fluorados de efecto invernadero, condiciones de comercialización de productos y aparatos que contengan gases fluorados se toman las siguientes medidas:

- Se prohíbe la liberación intencional de gases fluorados de efecto invernadero a la atmósfera.
- Operadores de aparatos que contengan gases fluorados de efecto invernadero deberán tomar precauciones para evitar fugas de dichos gases adoptando medidas técnicas para minimizar las fugas. Aparatos que contengan gases en cantidades equivalentes a 5 toneladas de CO<sub>2</sub> o más, serán objeto de control de fuga.
- La frecuencia de los controles de fuga para equipos que contengan gases fluorados de efecto invernadero en cantidades de más de 5 toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub>, pero menos de 50 toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub>, debe ser al menos cada doce meses; aparatos que contengan entre 50 y 500 toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> se deben revisar cada seis meses y para equipos con más de 500 toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> se deben revisar al menos cada tres meses.
- De igual manera, equipos que contengan gases fluorados de efecto invernadero en cantidades de más de 500 toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> deberán de contar con un sistema de detección de fugas que alerte al operador o a una empresa de mantenimiento de las eventuales fugas.
- Se debe generar un registro de los controles de fuga de los aparatos que contengan gases fluorados de efecto invernadero en donde se especifique la cantidad y tipo de gases instalados, cantidad de gases que se hayan añadido durante la instalación, mantenimiento o revisión que se deba a fugas, fechas y resultados de los controles que se lleven a cabo. Dichos registros serán conservados al menos cinco años.
- Empresas que suministren gases fluorados de efecto invernadero establecerán registros con la información pertinente de los compradores donde se especifique el número de los certificados de los compradores y las cantidades compradas.



- Los productores de compuestos fluorados adoptarán las precauciones necesarias para limitar las emisiones de gases fluorados durante la producción, transporte y almacenamiento de éstos.
- Los operadores de aparatos fijos o unidades de refrigeración en camiones y remolques frigoríficos que contengan gases fluorados de efecto invernadero se encargarán que la recuperación de esos gases sea realizada por personas certificadas.
- Empresas que utilicen recipientes de gases fluorados de efecto invernadero, antes de eliminar los recipientes, realizarán la recuperación de los eventuales gases residuales con el fin de garantizar su reciclado, regeneración o destrucción.
- Los Estados miembros establecerán o adaptarán programas de certificación que incluyan procesos de evaluación para personas que realicen instalación, revisión, mantenimiento, reparación, desmontaje y controles de fuga en equipos que contengan gases fluorados de efecto invernadero. Dichos programas deberán incluir reglamentación y normas técnicas aplicables, prevención de emisiones, recuperación de gases, manipulación segura de los aparatos e información sobre las tecnologías pertinentes para sustituir o reducir el uso de gases fluorados y la manera segura de manipularlos.
- La comercialización de productos y aparatos enumerados en la Tabla 2.7 estará prohibida a partir de la fecha especificada.
- Los productos y aparatos que contengan gases fluorados, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, no se comercializarán si no han sido etiquetados. Dicha etiqueta deberá contener la información de que el producto o aparato contiene gases fluorados o de que su funcionamiento depende de ellos, la designación industrial aceptada de los gases o su denominación química, la cantidad de gases incluidos en el producto o cantidad para la cual haya sido diseñado el aparato y el potencial de calentamiento atmosférico de esos gases.
- A partir del 1° de enero del 2020 queda prohibido el uso de gases fluorados con un potencial de calentamiento atmosférico igual o superior a 2500.
- Desde el 1° de enero del 2017, los aparatos de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor cargados con hidrofluorocarbonos no serán comercializados.
- Los hidrocarburos que los productores e importadores tengan derecho a comercializar no deben superar lo establecido en la Tabla 2.8.

Al aplicar el reglamento, se asegurará una participación equilibrada de los representantes de los Estados miembros y los representantes de la sociedad civil, incluyendo organizaciones de protección del medio ambiente, representantes de fabricantes, operadores y personas certificadas en un Foro consultivo para ofrecer asesoramiento y experiencia



respecto a la disponibilidad de alternativas de los gases fluorados de efecto invernadero y así cumplir con las medidas antes mencionadas [4]

Tabla 2.6 Gases fluorados de efecto invernadero [4]

Sustancia			Potencial de calentamiento atmosférico
Designación industrial	Denominación química	Fórmula química	
Sección 1: Hidrofluorocarbonos (HFC)			
HFC-23	Trifluorometano (fluoroformo)	$\text{CHF}_3$	14800
HFC-32	Difluorometano	$\text{CH}_2\text{F}_2$	675
HFC41	Fluorometano (fluoruro de metilo)	$\text{CH}_3\text{F}$	92
HFC-125	Pentafluoretano	$\text{CHF}_2\text{CF}_3$	3500
HFC-134	1,1,2,2-Tetrafluoroetano	$\text{CHF}_2\text{CHF}_2$	1100
HFC-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	$\text{CH}_2\text{FCF}_3$	1300
HFC-143	1,1,2-Trifluoroetano	$\text{CH}_2\text{FCHF}_2$	353
HFC-143a	1,1,1-Trifluoroetano	$\text{CH}_3\text{CF}_3$	4470
HFC-152	1,2-Difluoroetano	$\text{CH}_2\text{FCH}_2\text{F}$	53
HFC-152a	1,1-Difluoroetano	$\text{CH}_3\text{CHF}_2$	124
HFC-161	Fluoroetano (Fluoruro de etilo)	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{F}$	12
HFC-227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropano	$\text{CF}_3\text{CHFCF}_3$	3220
HFC-236cb	1,1,1,2,2,3-Hexafluoropropano	$\text{CH}_2\text{FCF}_2\text{CF}_3$	1340
HFC236ea	1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropano	$\text{CHF}_2\text{CHFCF}_3$	1370
HFC-236fa	1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropano	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CF}_3$	9810
HFC-245ca	1,1,2,2,3-Pentafluoropropano	$\text{CH}_2\text{FCF}_2\text{CHF}_2$	693



HFC-245fa	1,1,1,3,3- Pentafluoropropano	$\text{CHF}_2\text{CH}_2\text{CF}_3$	1030
HFC-365mfc	1,1,1,3,3- Pentafluorobutano	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CF}_2\text{CH}_3$	794
HFC-43-10mee	1,1,1,2,2,3,4,5,5,5- Decafluoropentano	$\text{CF}_3\text{CHFCHFCF}_2\text{CF}_3$	1640
Sección 2: Perfluorocarbonos (PFC)			
PFC-14	Tetrafluorometano (perfluorometano) (tetrafluoruro de carbono)	$\text{CF}_4$	7390
PFC-116	Hexafluoroetano (perfluoroetano)	$\text{C}_2\text{F}_6$	12200
PFC-218	Octafluoropropano (perfluoropropano)	$\text{C}_3\text{F}_8$	8830
PFC-3-1-10 (R-31-10)	Decafluorobutano (perfluorobutano)	$\text{C}_4\text{F}_{10}$	8860
PFC-4-1-12 (R-41-12)	Dodecafluoropentano (perfluoropentano)	$\text{C}_5\text{F}_{12}$	9160
PFC-5-1-14 (R-51-14)	Tetradecafluorohexano (perfluorohexano)	$\text{C}_6\text{F}_{14}$	9300
PFC-c-318	Octafluorociclobutano (perfluorociclobutano)	c- $\text{C}_4\text{F}_8$	10300
Sección 3: Otros compuestos perfluorados			
	Hexafluoro de azufre	$\text{SF}_6$	22800

Tabla 2.7 Prohibiciones de comercialización contempladas en el Reglamento (UE) no 517/2014 [4]

Productos y aparatos	Fecha de prohibición
Recipientes no recargables para gases fluorados de efecto invernadero usados para revisar, mantener o cargar aparatos de refrigeración, aire acondicionado o bombas de calor, sistemas de protección contra incendios, o para usarlos como disolventes	4 de julio del 2007
Sistemas no confinados de evaporación directa que contienen Hidrofluorocarbonos (HFC) o Perfluorocarbonos (PFC) como refrigerantes (ver Tabla 2.10)	4 de julio del 2007



Aparato de protección contra incendios	Que contienen PFC	4 de julio del 2007
	Que contienen HFC-23	1° de enero del 2016
Ventanas para uso doméstico que contienen gases fluorados de efecto invernadero		4 de julio del 2007
Otras ventanas que contienen gases fluorados de efecto invernadero		4 de julio del 2008
Calzado que contiene gases fluorados de efecto invernadero		4 de julio del 2006
Neumáticos que contienen gases fluorados de efecto invernadero		4 de julio del 2007
Espumas monocomponente, salvo si su utilización es necesaria para cumplir las normas de seguridad nacionales, que contienen gases fluorados de efecto invernadero con un potencial de calentamiento atmosférico (GWP por sus siglas en inglés) igual o superior a 150		4 de julio del 2008
Generadores de aerosoles comercializados y destinados a la venta al público en general con fines recreativos y decorativos y bocinas que contiene HFC con un GWP igual o superior a 150		4 de julio del 2009
Frigoríficos y congeladores domésticos que contienen HFC con un GWP igual o superior a 150		1° de enero del 2015
frigoríficos y congeladores para uso comercial (aparatos sellados herméticamente)	Que contienen HFC con un GWP igual o superior a 2500	1° de enero del 2020
	Que contienen HFC con un GWP igual o superior a 150	1° de enero del 2022
Aparatos fijos de refrigeración que contengan HFC, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 2500, excepto los aparatos diseñados para aplicaciones destinadas a refrigerar productos a temperaturas inferiores a -50 °C		1° de enero del 2020
Centrales frigoríficas multicompresor compactas, para uso comercial, con una capacidad valorada igual o superior a 40kW, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en que pueden emplearse gases fluorados de efecto invernadero con un GWP inferior a 1500		1° de enero del 2022
Aparatos portátiles de aire acondicionado para espacios cerrados (aparatos sellados herméticamente que el usuario final puede cambiar de una habitación a otra) que contienen HFC con un GWP igual o superior a 150		1° de enero del 2020



Sistemas partidos simples de aire acondicionado que contengan menos de 3 kg de gases fluorados de efecto invernadero o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 750		1º de enero del 2025
Espumas que contengan HFC con un GWP igual o superior a 150, excepto cuando se exija el cumplimiento de normas nacionales de seguridad	Poliestireno extruido	1º de enero del 2020
	Otras espumas	1º de enero del 2023
Aerosoles técnicos que contengan un HFC con un GWP igual o superior a 150, excepto cuando se exija el cumplimiento de las normas nacionales de seguridad o cuando se utilicen para aplicaciones médicas		1º de enero del 2018

Tabla 2.8 Calculo de la cantidad máxima, valores de referencia y las cuotas de comercialización de Hidrofluorocarbonos [4]

Años	Porcentaje para calcular la cantidad máxima de hidrofluorocarbonos que pueden ser comercializados y cuotas correspondientes
2015	100%*
2016-2017	93%
2018-2020	63%
2021-2023	45%
2024-2026	31%
2027-2029	24%
2030	21%

\*La cantidad máxima se calcula mediante el porcentaje de la media anual de la cantidad total comercializada en la Unión Europea durante el período comprendido entre 2009 y 2010

## 2.4 Parámetros para medir el impacto ambiental en sistemas de refrigeración

### 2.4.1 ODP y GWP

El ODP y GWP son dos indicadores del daño que causan ciertas sustancias al medio ambiente. El concepto de potencial de agotamiento de ozono es usado muy comúnmente



como una medida de la efectividad de un compuesto dado en destruir ozono. Por tal motivo, se han dejado de producir compuestos formulados a base de cloro, los cuales promuevan el catalizado de las moléculas de ozono y las conviertan en oxígeno causando así un daño en la capa de ozono. Dicho valor se relaciona con un compuesto estándar, el cual es el CFC-11 que se considera con un valor de ODP igual a 1 [39]. Por otro lado, por definición, el potencial de calentamiento global se considera como la razón de la habilidad de una sustancia de capturar calor en la atmósfera, con respecto a la capacidad del dióxido de carbono. Entre mayor sea el calor que atrapa el gas, mayor es el potencial de contribución al calentamiento global. El GWP se calcula sobre intervalos de tiempo específicos, comúnmente 20, 100 o 500 años [40].

### 2.4.2 Análisis TEWI

Una manera de medir el impacto ambiental en un sistema de refrigeración y aire acondicionado es usando un análisis TEWI. El análisis TEWI es una medida del impacto de calentamiento global de un equipo en función de las emisiones totales relacionadas a los gases de efecto invernadero durante el funcionamiento del equipo y la disposición de los fluidos de operación al final de su ciclo de vida. El análisis TEWI toma en cuenta las emisiones fugitivas directas y las emisiones indirectas, las cuales son producto de la energía consumida en la operación del equipo y se mide en unidades de kg de masa de dióxido de carbono equivalente [41]. El TEWI se calcula como la suma de:

1. Refrigerante liberado durante el tiempo de vida del equipo, incluyendo pérdidas no recuperadas al momento de la disposición final de los compuestos
2. El impacto de las emisiones de CO<sub>2</sub> relacionadas con los combustibles fósiles usados en la generación de la energía para operar el equipo a través de su vida útil.

Algunas de las limitaciones de este tipo de análisis es que los cálculos dependen de un número de suposiciones acerca del desempeño del equipo y patrones, propiedades de refrigerantes y eficiencias de generación de electricidad.

La metodología para calcular el valor del TEWI es para sistemas estacionarios de refrigeración y aire acondicionado nuevos que operan bajo principios de compresión de vapor y funcionan mediante electricidad conectada a la red y se define como:

$$TEWI = GWP(\text{directo}) + GWP(\text{indirecto})$$

$$TEWI = \left( (GWP * m * L_{\text{anual}} * n) + GWP * m * (1 - a_{\text{recuperada}}) \right) + (E_{\text{anual}} * \beta * n)$$



Donde:

- GWP: Potencial de calentamiento global del refrigerante
- $L_{\text{anual}}$ : fugas (kg/año)
- n: vida de operación del sistema (años)
- m: carga de refrigerante (kg)
- $a_{\text{recuperación}}$ : factor de recuperación/reciclado (0 a 1)
- $E_{\text{anual}}$ : consumo de energía por año (kWh/año)
- $\beta$ : factor de emisiones indirectas (kg de  $\text{CO}_2$  /kWh)

Entre las emisiones directas que se consideran en el análisis para equipos de HVAC&R se encuentran las fugas graduales durante la operación normal, pérdidas catastróficas durante la operación normal, pérdidas durante servicios de plantas y mantenimientos y las pérdidas al final de la vida de la planta. La tasa de fugas se calcula como la suma de las fugas antes mencionadas expresada como un porcentaje de la carga inicial por año, excluyendo las pérdidas al final de la vida de la planta. Algunos autores proveen datos estadísticos de fugas típicas anuales de equipos con aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado.

Para la tasa de recuperación de refrigerante, el IPCC (Intergovernmental Panel of Climate Change) publica guías de prácticas recomendadas de eficiencia de recuperación de refrigerante. En la práctica, se espera que la tasa de recuperación de refrigerante para sistemas con una carga de refrigerante mayor a 100 kg sea entre el 90 y 95% de la carga restante, y cerca del 70% para equipos con cargas menores.

Las emisiones indirectas se relacionan con el factor de emisión indirecta de electricidad o factor de emisiones de  $\text{CO}_2$ , el cual se basa en la intensidad de emisiones promedio de la generación total del sector eléctrico para un país, estado o región. El kg de  $\text{CO}_2$  emitido por kWh de electricidad suministrada depende de la mezcla de combustible para la generación de electricidad. En centrales eléctricas de carbón, el valor es relativamente alto, para estaciones de gas es menor, mientras que, en estaciones hidroeléctricas, eólicas o solares, el valor es cercano a cero.

Por último, el consumo total anual de electricidad en sistemas de refrigeración y aire acondicionado es la suma del consumo de energía del compresor y los componentes auxiliares para el funcionamiento del sistema, como ventiladores del condensador y evaporador, calentadores para descongelación, bombas de circulación de fluidos, etc. La energía consumida por el compresor depende del tiempo de ejecución de este, carga requerida de enfriamiento, eficiencia de compresor, temperatura a la que se requiere el enfriamiento y temperatura a la que se rechaza el calor. Por lo general se usan modelos de carga anuales para





calcular el consumo de energía del compresor. De igual manera se debe considerar el consumo de energía anual de los componentes auxiliares requeridos para el funcionamiento del equipo.

### 2.4.3 Análisis LCCP

Otro parámetro con el que se cuenta para medir el impacto ambiental de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado es el análisis LCCP, el cual, al igual que el análisis TEWI, considera las emisiones con impacto directo e indirecto. En la Figura 2.4 se resumen los principales parámetros que toma en cuenta un análisis LCCP.

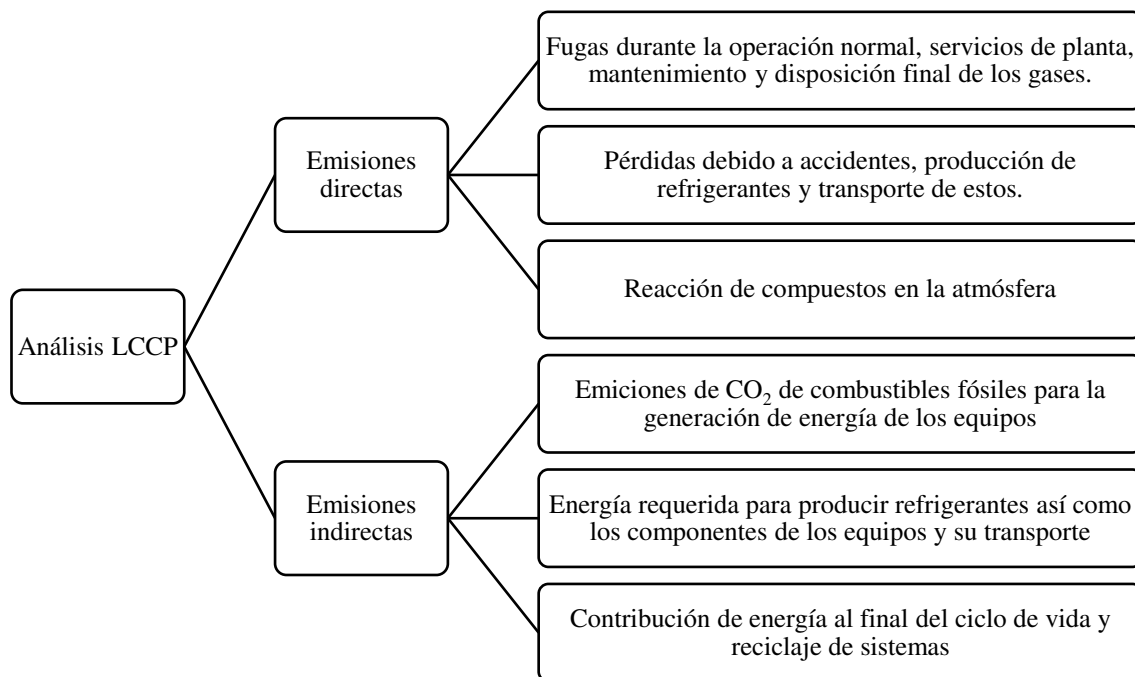


Figura 2.4. Parámetros que considera un análisis LCCP [42].

Como se muestra en la Figura 2.4, un análisis LCCP se diferencia del TEWI ya que ahora las emisiones directas no solamente consideran lo que sucede durante el funcionamiento de la planta, como fugas durante la operación y mantenimiento de esta, adicionalmente se toman en cuenta pérdidas debido a accidentes, durante la producción y transporte de refrigerantes, además de reacciones que ocurren en la atmósfera con las emisiones de los refrigerantes. En cuanto a las emisiones indirectas, un análisis LCCP no solo considera las emisiones debido a la generación de energía, ya que, también se toma en cuenta la energía necesaria para la producción de los propios refrigerantes, así como de los



equipos y la contribución de energía debido al reciclaje o recuperación al final del ciclo de vida de los sistemas y refrigerantes [42].

Según la secretaria del ozono [43], el análisis de ciclo de vida para un periodo de 50 años determinó que la energía consumida durante la operación de un equipo de enfriamiento es más o menos 200 veces mayor que la energía consumida durante la fabricación de este, mientras que las emisiones resultantes de la operación son entre 100 y 200 veces más que las resultantes de la producción y transporte de equipo, por lo cual, un análisis de LCCP es equivalente a realizar un análisis TEWI.

## Capítulo 3. Configuraciones más utilizadas para el ahorro de energía

### 3.1 Ciclo básico de refrigeración

Los sistemas de refrigeración tienen una larga lista de aplicaciones, que van desde el sector de salud, alimentos, entre muchas otras. Éstos se basan con frecuencia en el ciclo por compresión de vapor, donde el fluido de trabajo o refrigerante se evapora y condensa alternadamente para cumplir con su función. En la Figura 3.1 se muestra un esquema general de un equipo de refrigeración por compresión de vapor, donde sus componentes principales son compresor, condensador, dispositivo de expansión (tubo capilar, válvula de expansión, etc.) y evaporador.

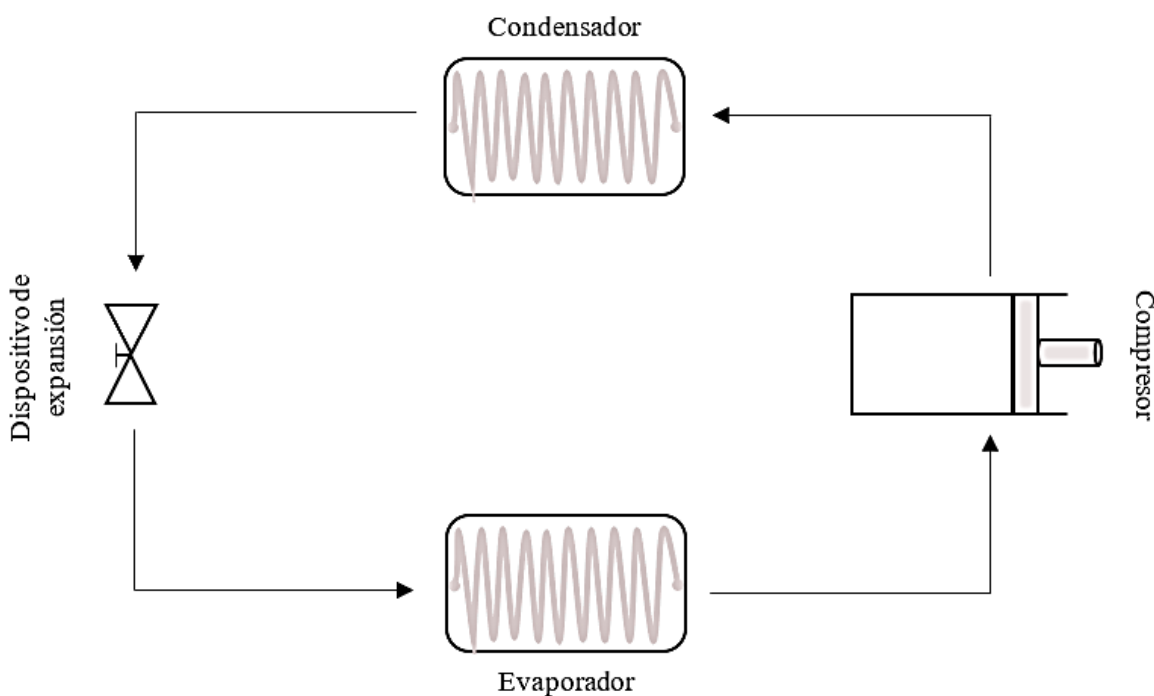


Figura 3.1 Ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor.

El desempeño de un equipo de refrigeración se expresa en términos del *Coficiente de desempeño* (COP) que se define como la razón del efecto de enfriamiento y la entrada de trabajo específico. Los sistemas de refrigeración basados en el ciclo por compresión de vapor presentan factores que disminuyen su eficiencia, como lo son las irreversibilidades de los componentes, es decir, en la práctica se tienen pérdidas de energía entre los componentes, ya



sea por caídas de presión del fluido de trabajo al pasar dentro de ellos, o por la transferencia de calor de un componente al medio ambiente o viceversa. Por tal motivo, es necesario buscar nuevas configuraciones de los equipos para mejorar su desempeño energético, como lo es la inclusión de un intercambiador de calor intermedio (IHX por sus siglas en inglés) o cambiar el dispositivo de expansión.

### 3.2 Ciclo de refrigeración con IHX

En la literatura se encuentra información respecto a la inclusión de un intercambiador de calor intermedio como una de las opciones más comunes para mejorar el desempeño energético en un sistema de refrigeración por compresión de vapor según lo reportado por diferentes autores [12, 44, 45]. El uso del IHX genera dos cambios importantes, primero se asegura de que a la salida del condensador se obtenga líquido subenfriado, lo cual aumenta la capacidad de refrigeración al incrementar el efecto refrigerante y previene la presencia de gas a la entrada del dispositivo de expansión, además de que a la salida del evaporador se obtiene vapor sobrecalentado, evitando la posibilidad de refrigerante en zona de mezcla en el compresor. En la Figura 3.2 se muestra un esquema de un ciclo de refrigeración de interés en donde se implementa un IHX.

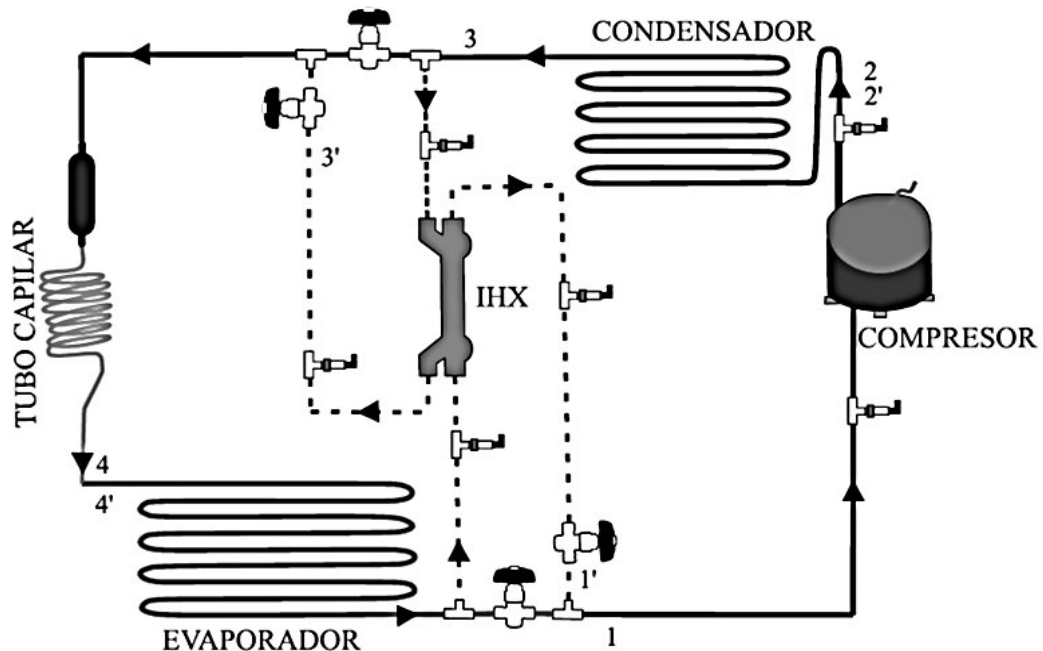


Figura 3.2 Esquema de ciclo de refrigeración con inclusión de IHX.



Como se observa en la Figura 3.2, la inclusión del IHX promueve el intercambio de calor entre el refrigerante a la salida del condensador y la salida del evaporador lo cual mejora el rendimiento del equipo. En la Figura 3.3 se muestra un diagrama de presión-entalpía de un ciclo de refrigeración con IHX, donde se muestra que el uso de un IHX aumenta la capacidad frigorífica del evaporador, se consigue un grado de subenfriamiento en la entrada del dispositivo de expansión, así como un recalentamiento a la salida del evaporador consiguiendo la evaporación total del refrigerante líquido.

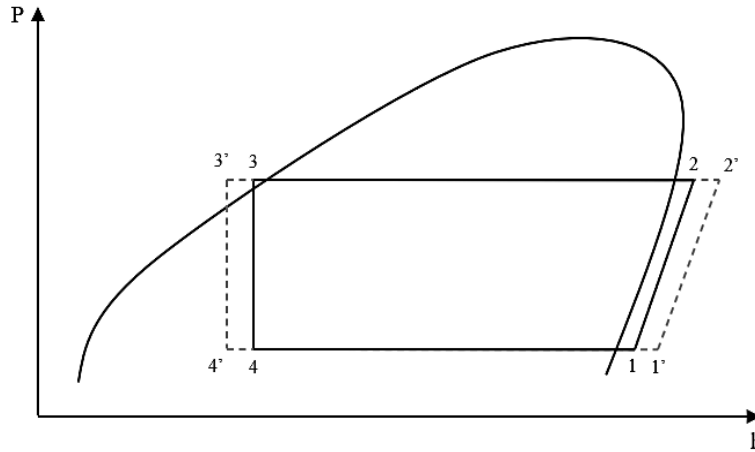


Figura 3.3 Diagrama P-h de un ciclo de refrigeración con IHX.

### 3.3 Ciclo de refrigeración con cambio de dispositivo de expansión

El dispositivo de expansión en un ciclo de refrigeración es uno de los cuatro elementos básicos de éste, al igual que el compresor, condensador y evaporador. El propósito principal del dispositivo es reducir la presión del fluido refrigerante, además de regular el flujo de refrigerante que entra al evaporador. Al igual que en el resto de los componentes, el dispositivo de expansión presenta pérdidas importantes en el sistema, por lo cual se han realizado experimentos con dispositivos alternos propuestos para cambiar la convencional válvula de expansión, con el propósito de recuperar parte de la energía perdida con este proceso.

#### 3.3.1 Turbina

La turbina es un dispositivo que genera potencia mecánica en rotación a partir de la energía de una corriente de fluido; dicha energía que proviene originalmente de una carga o presión se convierte en energía cinética al pasar por un sistema de aspas estacionarias y móviles en la turbina. Los ciclos de refrigeración que comúnmente utilizan una turbina como dispositivo de expansión se conocen como ciclo de refrigeración de gas. En este ciclo, el gas refrigerante entra a un compresor en el estado 1 (ver Figura 3.4) donde aumenta la presión y



temperatura durante el paso por dicho componente hasta llegar a la salida, estado 2. En el proceso de 2 a 3, el gas refrigerante a alta temperatura cede calor al interactuar con los alrededores, en un proceso a presión constante, hasta aproximarse a la temperatura del medio que lo rodea. En la turbina, el gas se expande, por lo que disminuye su presión y temperatura. Por último, en el proceso de 4 a 1 el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta llegar a las condiciones del estado 1 y así comenzar de nuevo el ciclo.

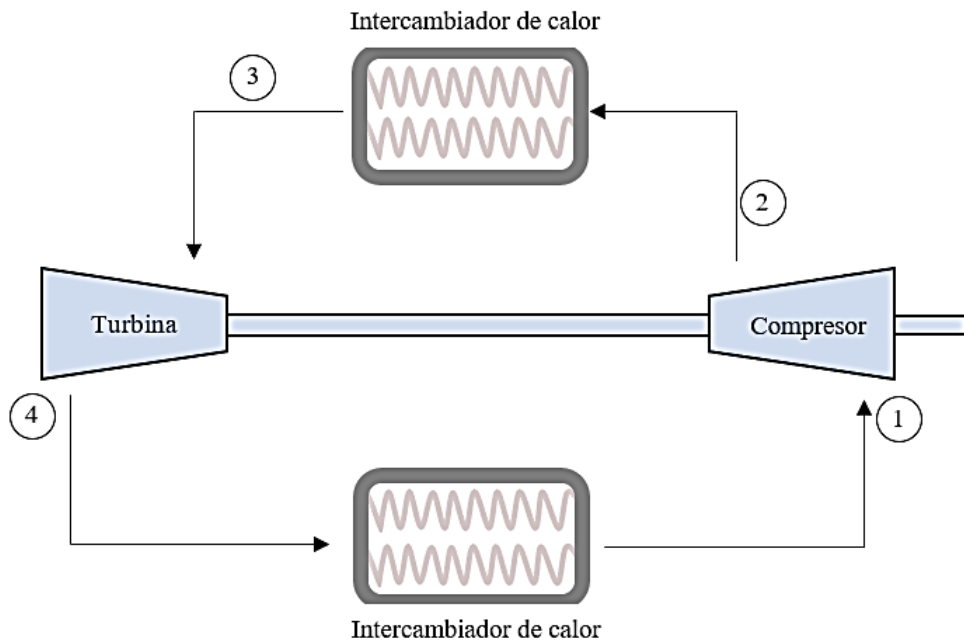


Figura 3.4 Ciclo de refrigeración de gas, implementando turbina y compresor.

Como se observa en el diagrama de T-s de la Figura 3.5, la línea continua indica el proceso que sigue un ciclo ideal de refrigeración de gas y la línea punteada un ciclo real, donde la diferencia se encuentra principalmente porque en el ciclo real la compresión y expansión del gas no es un proceso isentrópico, así como el gas, no puede alcanzar la temperatura de los alrededores a menos de que se utilizara un intercambiador infinitamente largo. Por otra parte, el COP del ciclo de refrigeración de gas es menor que un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, ya que la entrada de trabajo neto en este sistema suele ser mayor, pero el uso de componentes simples además de la factibilidad para usar un regenerador en el sistema, consiguiendo temperaturas menores en la zona refrigerada, hacen de este ciclo una buena opción.

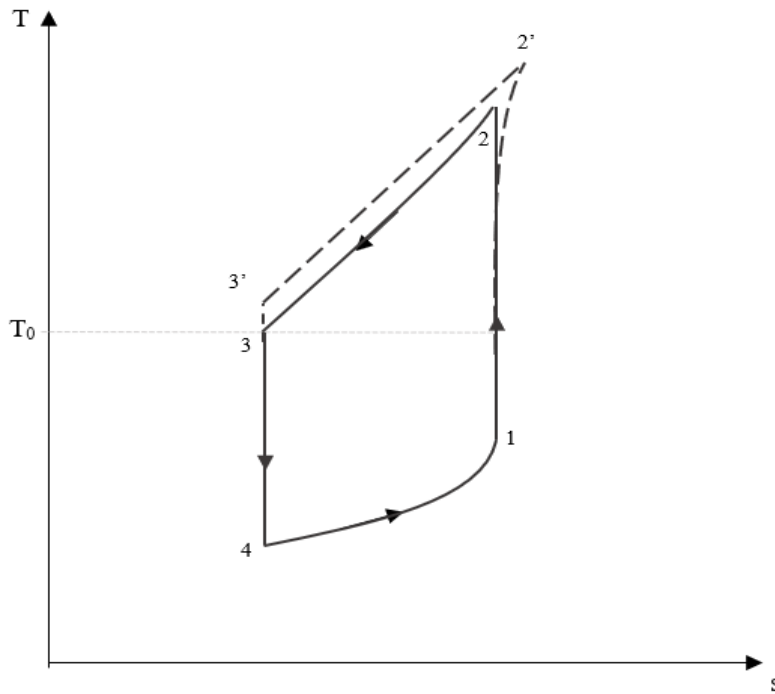


Figura 3.5. Diagrama T-s de un ciclo de refrigeración de gas.

### 3.3.2 Eyector

El eyector es un componente interesante, según lo comentan Perez-García et al. [45], al ser un dispositivo de bajo costo y tener la capacidad de trabajar con fluidos en dos fases sin presentar daños. El uso de este tipo de dispositivo incrementa el COP del ciclo. En la Figura 3.6 se muestra el esquema de un ciclo de refrigeración con eyector y en la Figura 3.7 el diagrama P-h del mismo ciclo. En este tipo de ciclo de refrigeración, una fracción del refrigerante deja el separador y entra al compresor como vapor saturado en el estado 1, dentro del compresor se aumenta su presión y temperatura hasta el estado 2, a la salida del compresor. Al pasar por el condensador entrega energía al medio que lo rodea para disminuir su temperatura a presión constante y a la salida (estado 3) se encuentra como líquido saturado, el cual entra al eyector donde se expande a través de una boquilla, reduciendo así su presión hasta alcanzar la presión de evaporación (estado 4). En el separador, la fracción de refrigerante que se encuentra como líquido saturado sale de éste (estado 7) y pasa por una válvula de expansión para obtener la presión del evaporador, donde ahora se encuentra en fase de mezcla (estado 8) y pasa a través del evaporador para obtener vapor saturado (estado 9) y pasa a través de una válvula de succión (estado 10) para mezclarse en la sección 5 y un difusor incrementa la presión del refrigerante hasta la presión de succión y se reduce su velocidad (estado 6) donde finalmente el refrigerante entra de nuevo al separador y se completa el ciclo.

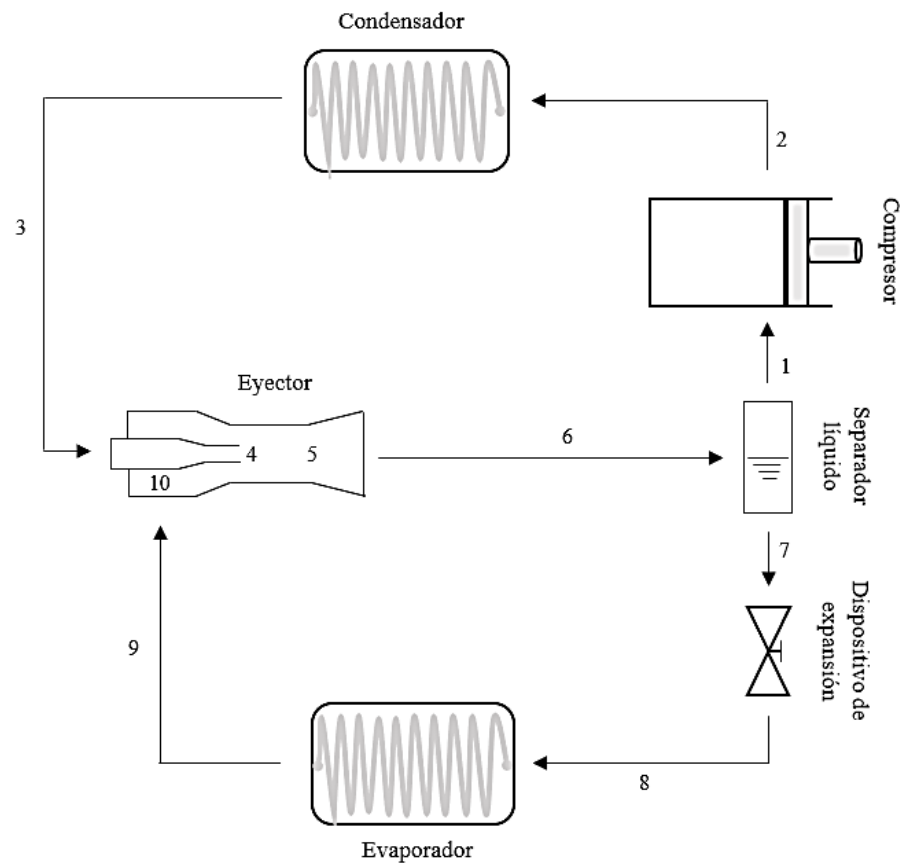


Figura 3.6 Ciclo de refrigeración implementando eyector.

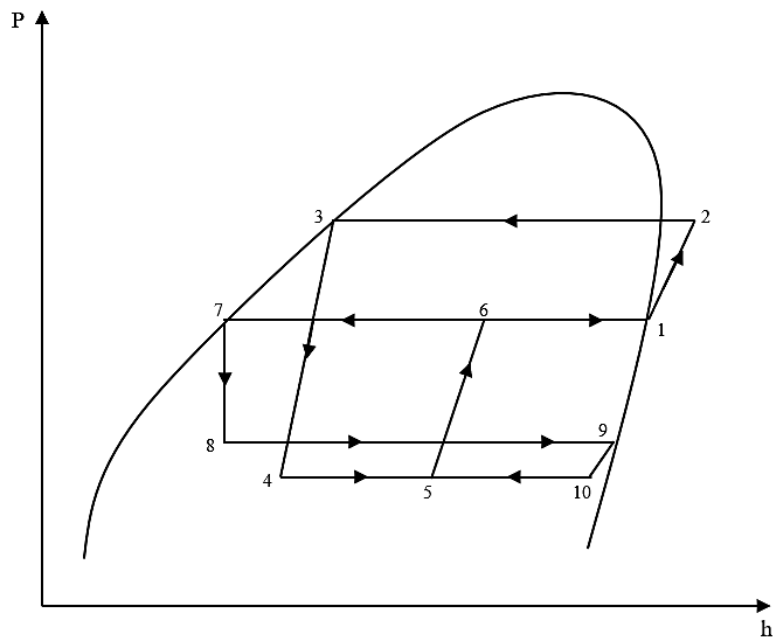


Figura 3.7 Diagrama P – h de ciclo de refrigeración con eyector.







### 3.3.4 Válvula de expansión

#### 3.3.4.1 Válvula de expansión de presión constante

Este tipo de válvula, como su nombre lo indica, mantiene una presión constante a su salida, que es la presión de entrada al evaporador. Este tipo de dispositivos tiene la función de medir la presión del evaporador y cuando ésta desciende por debajo del punto de control, la válvula se abre más. Por el contrario, cuando la presión del evaporador sube por encima del punto de control, la válvula se cierra parcialmente. El uso de la válvula de expansión de presión constante se limita a sistemas de menos de 10 toneladas. Se emplea cuando la temperatura de evaporación debe mantenerse en un cierto punto para controlar la humedad o para prevenir la congelación en enfriadores de agua [46].

#### 3.3.4.2 Válvula de expansión termostática.

Es el tipo más frecuente de dispositivo de expansión para sistemas de refrigeración de tamaño medio. La válvula de expansión termostática regula el caudal de líquido refrigerante en función de la evaporación por unidad de tiempo en el evaporador, es decir, un bulbo palpador, lleno con líquido del mismo refrigerante que usa el sistema, está sujeto a la salida del evaporador, de forma que el bulbo y el fluido toman la temperatura del gas de succión. La presión del fluido actúa sobre un diafragma, lo que permite accionar el sistema y abrir la válvula para así permitir el paso de refrigerante al evaporador (ver Figura 3.9). Este tipo de dispositivos mantiene una cantidad de refrigerante casi constante en el evaporador. Cuando se tiene una mayor presión de succión, el evaporador se queda con menos refrigerante, por lo que aumenta la superficie de evaporación y se tiene una mayor temperatura a la salida, lo que genera una mayor apertura de la válvula [46].

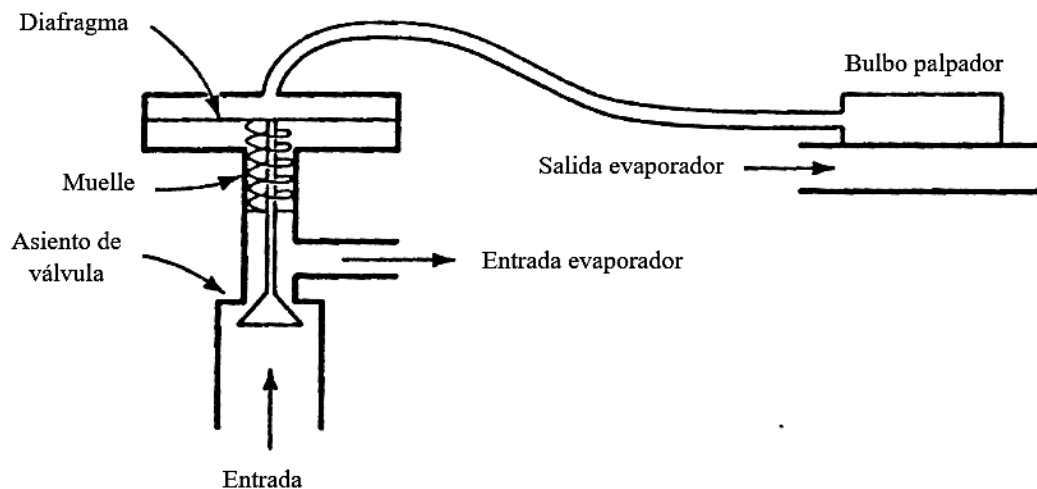


Figura 3.9 Diagrama del mecanismo de accionamiento de una válvula de expansión termostática.



### **3.4 Configuración analizada**

Como ya se explicó en el presente capítulo, los sistemas de refrigeración convencionales presentan factores que disminuyen la eficiencia del equipo, por lo que es necesario estudiar nuevas configuraciones en las cuales se adaptan componentes que mejoren el desempeño energético de un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor, con la finalidad de que al usar nuevas alternativas de refrigerantes de bajo GWP dicho desempeño no se vea afectado de forma drástica. En la sección 3.2 se muestran las ventajas de utilizar un IHX con el propósito de aumentar la capacidad de refrigeración. Por tal motivo, la configuración de un ciclo de refrigeración con la inclusión de un IHX se ha seleccionado como caso de estudio para el refrigerante base (R134a) y dos alternativas de bajo GWP como sustitutos directos.

## Capítulo 4. Modelo termofísico de congelador comercial

El objetivo principal del proyecto es obtener un modelo de un ciclo de refrigeración modificado mediante la inclusión de un intercambiador de calor intermedio, que permita estimar la cantidad de refrigerante óptima necesaria para alcanzar temperaturas de refrigeración medias en un congelador comercial. Se pretende determinar el rendimiento energético del ciclo, incluyendo una comparativa de dos refrigerantes de bajo GWP como lo son el R1234yf y R513A, respecto al refrigerante base, R134a, así como comparar la carga de refrigerante utilizado.

### 4.1 Desarrollo de modelo termofísico

A partir de los objetivos del proyecto, se planteó la manera de abordar el problema. El desarrollo del modelo se llevó a cabo mediante el diseño de un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor, que es el ciclo por el cual se rige el equipo con el que se evaluaron las pruebas experimentales, posteriormente se incluyó el análisis del ciclo implementando un intercambiador de calor intermedio, todo esto ayudado del software EES (Engineering Equation Solver, por sus siglas en inglés) [47]. En la Figura 4.1 se muestra una fotografía del equipo original, el cual se rige mediante un ciclo simple de refrigeración, antes de realizar modificaciones a éste.



Figura 4.1 Congelador horizontal utilizado para análisis.



Los componentes principales que se tomaron en cuenta para el análisis del ciclo simple de refrigeración son el evaporador, compresor, condensador y tubo capilar. Además de estos componentes, se consideró la tubería que conecta a cada uno de ellos. En la Tabla 4.1 se muestra un resumen de las dimensiones de los componentes principales y secundarios que se analizaron en primera instancia.

Tabla 4.1 Principales componentes de análisis para modelo [12, 48].

Componente	Características y dimensiones
Compresor	-Marca GMCC modelo FE35E1G -Reciprocante hermético 115V/60 Hz -Desplazamiento: $3.5 \text{ cm}^3$ -Volumen de espacio muerto $\approx 4\%$
Condensador	Tubo en serpentín de aluminio. Enfriado por convección natural -Diámetro interno: $3.8 \times 10^{-3} \text{ m}$ -Longitud aproximada: 17.5 m
Tubo capilar	-Diámetro interno: $8.5 \times 10^{-4} \text{ m}$ -Longitud aproximada: 2.3 m
Evaporador	Tubo en serpentín de aluminio -Diámetro interno: $8.2 \times 10^{-3} \text{ m}$ -Longitud aproximada: 17.5 m
Tubería salida de compresor	-Diámetro interno: $6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$ -Longitud: 0.7 m
Tubería entrada de condensador	-Diámetro interno: $3.18 \times 10^{-3} \text{ m}$ -Longitud: 0.33 m
Tubería salida de evaporador	-Diámetro interno: $6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$ -Longitud: 0.75 m

Posterior al análisis del ciclo simple, el modelo se modificó agregando el cálculo del equipo modificado. En la Figura 4.2 se muestra un esquema del equipo después de agregarse el IHX, donde se observa que el intercambiador de calor se coloca entre la salida del condensador y la salida del evaporador, de tal manera que el flujo del líquido refrigerante a alta temperatura interactúe con el gas refrigerante de baja temperatura. Como se mencionó en capítulos anteriores, la función de un IHX es mejorar el rendimiento del equipo, incrementando la capacidad de enfriamiento de éste.

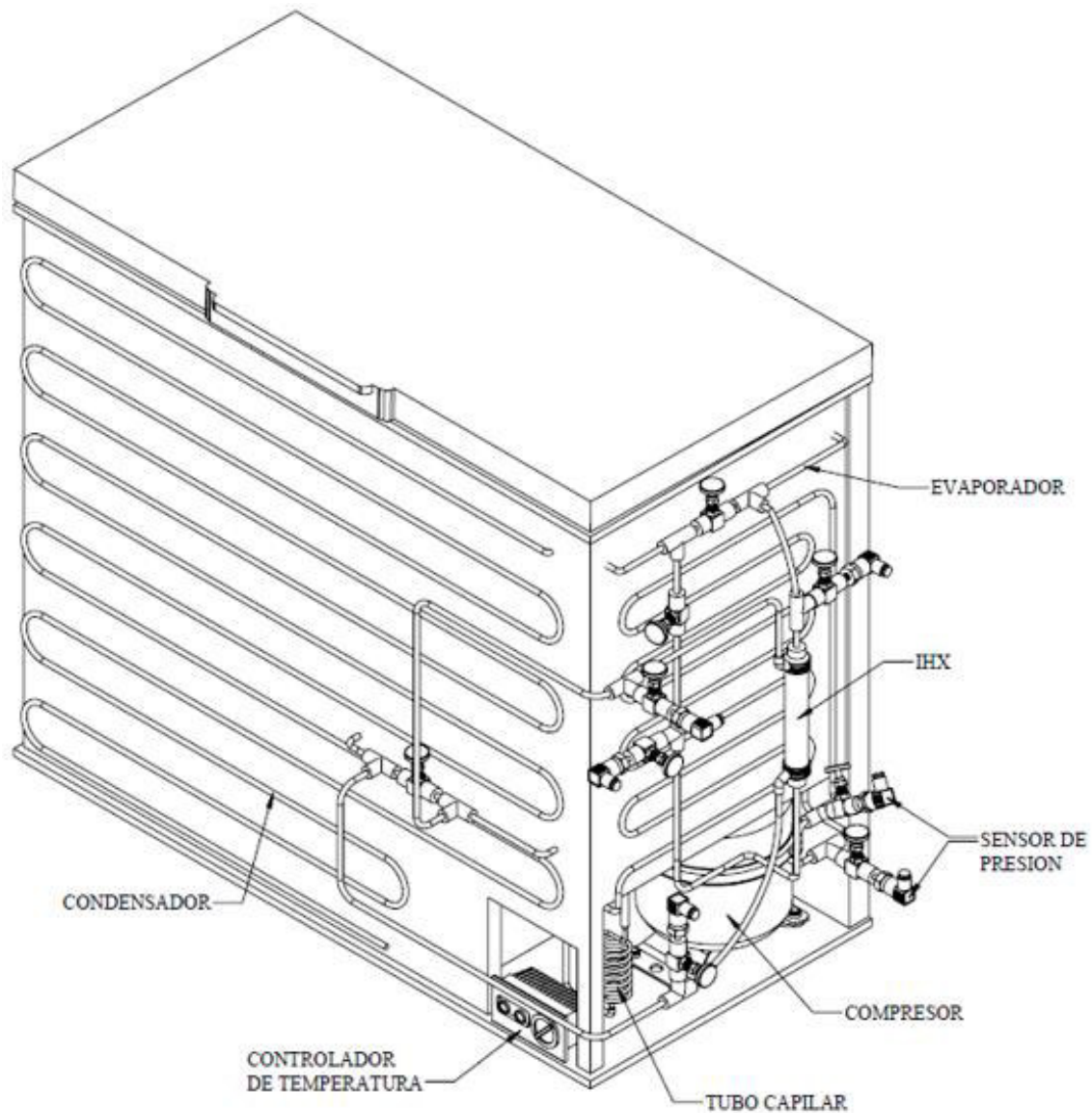


Figura 4.2. Esquema de congelador horizontal con IHX [12].

En la Figura 4.3 se muestra el intercambiador de calor utilizado en el equipo, el cual es un intercambiador de tubo en tubo, tipo HE 0.5 de Danfoss, el cual, promueve una alta capacidad de refrigeración en el evaporador, garantiza tener únicamente líquido a la entrada del tubo capilar, además, en las líneas de aspiración, permite evitar la condensación y formación de escarcha, según lo menciona el fabricante [49]. En la Tabla 4.2 se resumen las dimensiones del componente.

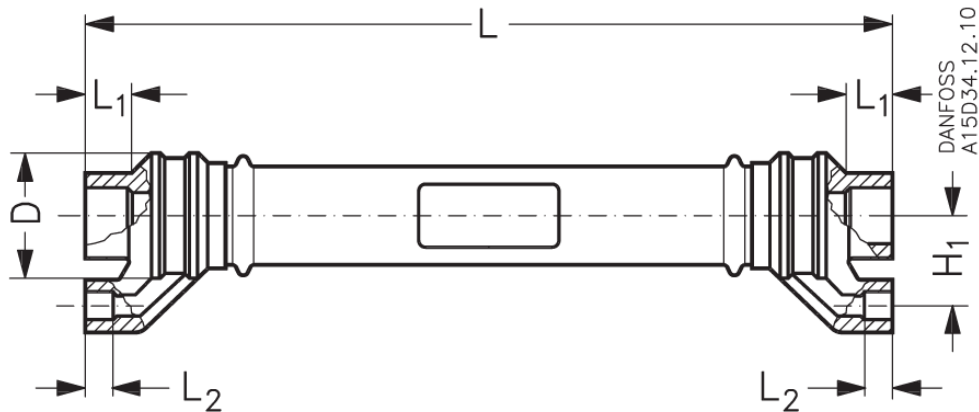


Figura 4.3 Esquema del intercambiador de calor de tubo en tubo tipo HE Danfoss [49].

Tabla 4.2 Dimensiones de intercambiador de calor mostrado en Figura 4.3 [49]

Tipo	H <sub>1</sub> (mm)	L (mm)	L <sub>1</sub> (mm)	L <sub>2</sub> (mm)	D (mm)	Peso neto (kg)	Volumen	
							Cámara interna (cm <sup>3</sup> )	Cámara externa (cm <sup>3</sup> )
<b>HE 0.5</b>	20	178	10	7	27.5	0.3	8.5	23

En la Tabla 4.3 se presentan las dimensiones de la tubería que conecta el IHX con el ciclo de refrigeración analizado.

Tabla 4.3 Tubería adicional al ciclo mediante la implementación de IHX [12].

Tubería	Ubicación	Longitud (m)	Diámetro (m)
Adicional al condensador	Entrada al IHX	0.72	0.00635
	Salida del IHX	0.6	
Adicional al evaporador	Entrada al IHX	0.23	0.00635
	Salida del IHX	0.5	

#### 4.1.1 Ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor

Para generar el modelo del ciclo simple de refrigeración, se analizó cada uno de los componentes involucrados en éste. Debido a la complejidad del problema abordado, se usó información experimental proporcionada previamente [12], de la que se seleccionaron parámetros de entrada para alimentar el modelo, el cual debe ser capaz de proporcionar



información de la cantidad de masa necesaria de refrigerantes de bajo GWP que se debe ingresar en el sistema para poder alcanzar temperaturas de refrigeración medias en un congelador comercial incluyendo o no un IHX. Las pruebas experimentales permitieron definir los parámetros de entrada, entre dichos parámetros se encuentra el flujo másico, temperatura de evaporación, consumo de compresor y presión y temperatura del ambiente al cual fue expuesto el equipo. El seleccionar la temperatura de evaporación como parámetro de entrada permite definir las condiciones a las que se debe encontrar el refrigerante para conseguir que la cámara refrigerada se mantenga a cierta temperatura, la cual fue alcanzada por el equipo cuando está trabajando bajo las condiciones para las cuales fue diseñado. El consumo del compresor real ayuda a fijar un límite de consumo energético en el modelo experimental. Por otro lado, las condiciones del medio que rodean al equipo (presión y temperatura medidas al momento de realizar las pruebas experimentales) juegan un factor importante en el análisis del modelo del ciclo.

En la Figura 4.4 se muestra a manera de resumen el procedimiento seguido para la elaboración del modelo termofísico del ciclo simple. A partir de los parámetros seleccionados, se calculan las propiedades del refrigerante a la entrada del evaporador, seguido del análisis de dicho componente, en donde se identifican dos zonas, cuando el refrigerante se encuentra en zona de mezcla y cuando se tiene el refrigerante como vapor sobrecalentado. Conociendo las propiedades a la salida del evaporador, se prosigue con la tubería que lo conecta con el compresor. Para el análisis del compresor, se ingresa el valor del consumo promedio del compresor para conocer las propiedades a la salida de este y se continúa con la tubería que conecta el compresor con el condensador. Durante el análisis del condensador, se dividen tres zonas, las cuales son cuando el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado, cuando se tiene refrigerante en zona de mezcla y cuando pasa a líquido subenfriado. Para el tubo capilar se utilizó la teoría de incrementos de longitud, y a partir de la temperatura de evaporación y las propiedades obtenidas a la salida del condensador, se evalúan nuevamente las propiedades a la entrada del evaporador.

Las ecuaciones y correlaciones utilizadas para el modelo termofísico se definieron en su mayoría con la teoría de flujo interno en tuberías [50, 51], tomando la consideración de que el flujo se encuentra en una región completamente desarrollada.

En la Figura 4.5 se muestra un esquema del ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor en el cual se definen los estados termodinámicos a los cuales hará referencia al analizar cada componente del modelo.



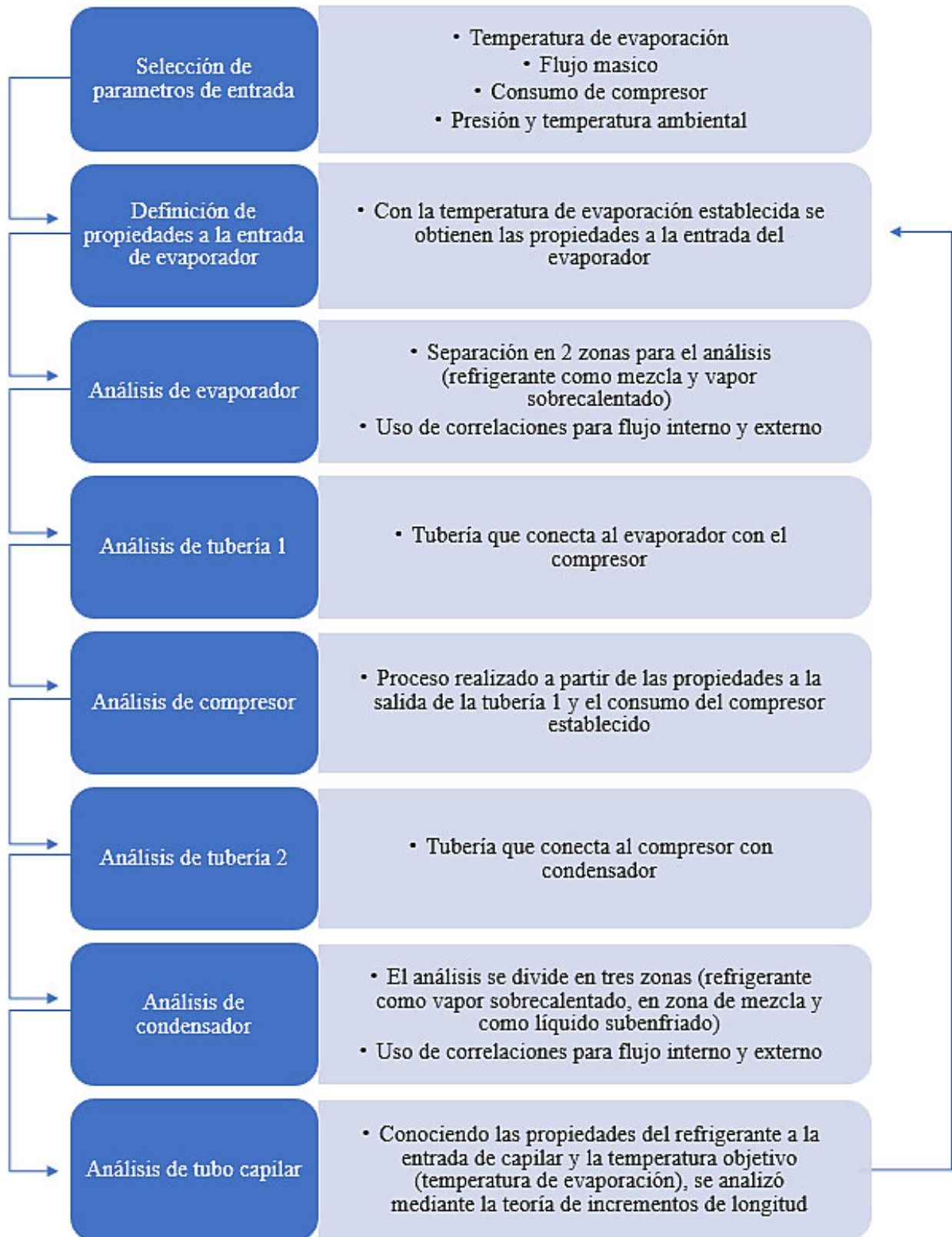


Figura 4.4. Diagrama de proceso seguido para el desarrollo de modelo.

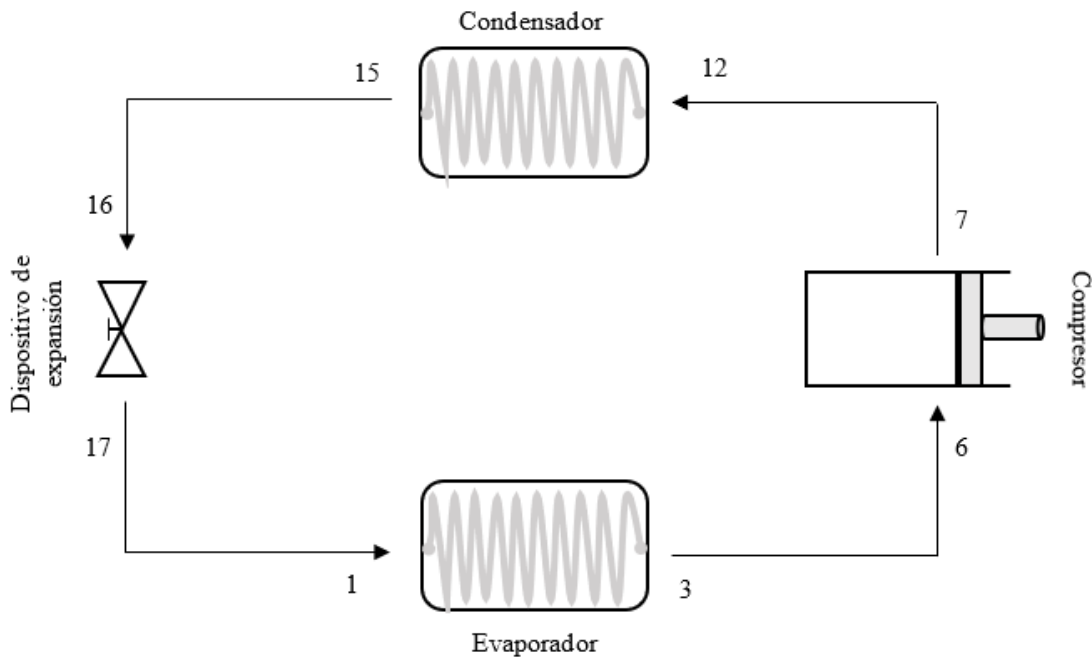


Figura 4.5. Esquema de ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor.

#### 4.1.1.1 Evaporador

Debido a que el modelo requiere aproximarse a las condiciones a las que trabaja el congelador que se analizó, se tomó como punto de partida el evaporador, al ser, a la entrada de éste, un estado conocido de interés, es decir, se busca que la temperatura del refrigerante se aproxime a la que se obtiene de manera experimental, así como el flujo de calor que se extrae del evaporador para asegurar que la cámara refrigerada se encuentra en una temperatura adecuada. El análisis del evaporador se separó en dos zonas, cuando el refrigerante se encuentra como una mezcla y la zona de sobrecalentamiento, por lo que se calculan tres estados termodinámicos. Se define como estado 1 a la entrada de evaporador, mientras que el estado 2 se supone cuando el refrigerante se evapora por completo, llegando a su punto de saturación y el estado 3 a la salida del evaporador en donde el refrigerante se encuentra en estado de sobrecalentamiento.

En el estado 1 se conoce la temperatura de evaporación objetivo, diámetro y longitud del evaporador, con ayuda del EES es fácil obtener la presión en el estado 1, considerada la presión de saturación del refrigerante a la temperatura establecida, y en primera instancia, se propone un valor de entalpía y calidad del refrigerante en dicho estado, los cuales se modifican cuando se definen las ecuaciones de todos los componentes. Con el diámetro conocido, se calcula el área de sección transversal como se muestra en la ecuación 4.1:



$$A_c = \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.1)$$

$D$  es el diámetro del evaporador. Posteriormente se calcula el número de Reynolds con la ecuación 4.2 para conocer si el flujo es laminar o turbulento, ya que dicho parámetro afecta las consideraciones que se tomarán en posteriores correlaciones.

$$Re = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (4.2)$$

donde  $\rho$  es la densidad del refrigerante,  $u_m$  es la velocidad media a través de la sección transversal del tubo y  $\mu$  la viscosidad. En el estado 1, se consideran ecuaciones de densidad y viscosidad en dos fases definidas por las correlaciones de DUKLER [52], como se muestra en la ecuación 4.3 y 4.4, donde, con ayuda del EES se obtiene la densidad y viscosidad del refrigerante como líquido y vapor saturado. La velocidad se obtiene mediante la ecuación 4.5.

$$\rho_{mix} = \frac{1}{\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l}} \quad (4.3)$$

$$\mu_{mix} = \mu_g x \left( \frac{\rho}{\rho_g} \right) + \mu_l (1-x) \left( \frac{\rho}{\rho_l} \right) \quad (4.4)$$

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \quad (4.5)$$

$\rho_l$ ,  $\rho_g$ ,  $\mu_l$  y  $\mu_g$  son la densidad y viscosidad del refrigerante en estado líquido saturado y vapor saturado a la presión dada, respectivamente,  $x$  la calidad de la mezcla, y  $\dot{m}$  es el flujo másico del refrigerante que pasa a través del sistema. Al resolver las ecuaciones planteadas da como resultado que, en la zona analizada, se tiene flujo turbulento.

El estado 2 se considera el punto en el cual el refrigerante se encuentra como vapor saturado, es decir, la calidad del refrigerante es igual a la unidad ( $x=1$ ), por lo que, es necesario conocer la longitud de tubería necesaria para que el refrigerante alcance dicho estado. En este momento se desconocen las propiedades del refrigerante, como la presión y temperatura en el estado 2. Para facilitar el análisis, se calculó la caída de presión a lo largo de la tubería. Dentro de las funciones con las que cuenta el EES se encuentra el cálculo de la caída de presión en tubos, el cual, mediante un comando denominado “*DELTA<sub>P</sub>\_2phase\_horiz*” entrega la caída de presión de un fluido en dos fases a través de una tubería, el cual es el caso estudiado. Los datos de entrada que requiere el comando son, el fluido de trabajo, la velocidad de la masa  $G$ , la cual se calcula mediante la ecuación 4.6, la presión de saturación del fluido de trabajo (valor de la presión del estado 1), el diámetro interno del tubo (diámetro del evaporador), la longitud del tubo (hasta ahora una incógnita)



y el valor de la calidad a la entrada y salida, los cuales se consideran como la calidad en el estado 1 y 2.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (4.6)$$

Mediante el uso del comando “*DELTA2phase\_horiz*” se conoce la caída de presión del refrigerante que tiene al llegar al estado 2, cuando se encuentra como vapor saturado, por lo que, con la ecuación 4.7 se calcula la presión en dicho punto.

$$P_2 = P_1 - \Delta P \quad (4.7)$$

donde  $P_1$  y  $P_2$  son la presión en el estado 1 y 2 respectivamente. Ahora solo queda la incógnita de la longitud de tubería necesaria para alcanzar dicho estado, la cual se puede despejar de la ecuación 4.8 al sustituir el valor de  $A_s$  mostrado en la ecuación 4.9, en la que se define la razón total de transferencia de calor  $q_{conv}$ , para el cual se considera una temperatura de superficie uniforme.

$$q_{conv} = \bar{h}A_s\Delta T_{lm} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.8)$$

donde  $A_s$  es el área superficial,  $\Delta T_{lm}$  es temperatura media logarítmica, mostrada en la ecuación 4.10,  $h_1$  y  $h_2$  es la entalpía en los estados 1 y 2 respectivamente y  $\bar{h}$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio, el cual, se puede estimar mediante el comando denominado “*Flow\_Boiling\_avg*”. Dicho comando calcula el coeficiente convectivo promedio de un fluido en dos fases dentro de un tubo circular, en el proceso de evaporación, que incluye como variables de entrada el refrigerante que se analiza, la temperatura de saturación a la cual se evalúa el comando, la velocidad de la masa  $G$ , el diámetro interno  $D$ , la calidad de la mezcla a la entrada y salida y el flujo de calor superficial  $q''$  el cual se define en la ecuación 4.11.

$$A_s = P(L) = \pi D(L) \quad (4.9)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o/\Delta T_i)} \quad (4.10)$$

$$q'' = \frac{q_{conv}}{A_s} \quad (4.11)$$

Suponiendo un valor de la presión en el estado 2, se calcula la temperatura de saturación a la presión dada, con dichas propiedades y conociendo la calidad del estado 1a ( $x=1$ ), se obtiene un valor de entalpía, densidad, viscosidad, y Prandtl. Con ayuda de la ecuación 4.2 calcula el número de Reynolds, resultando flujo turbulento y posteriormente con la ecuación 4.12 y 4.13 se calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor local y el factor de fricción para flujo turbulento en tuberías. Sustituyendo la ecuación 4.9 en



4.8 para despejar la longitud  $L$ , y mediante el comando “*DELTA**P\_2phase\_horiz*” y la ecuación 4.7 se obtiene un nuevo valor de la presión del estado 1a y se repite el proceso.

$$h_{conv} = \frac{Nu(k)}{D} = \frac{0.023Re^{(4/5)}Pr^{0.3}k}{D} \quad (4.12)$$

$$f_f = (0.790\ln(Re) - 1.64)^{-2} \approx \frac{0.33}{Re^{0.25}} \quad (4.13)$$

donde el número de Nusselt ( $Nu$ ) se aproxima mediante la ecuación de Dittus-Boelter para enfriamiento, aplicable para flujo turbulento desarrollado, valores de  $Pr$  entre los rangos de 0.6 y 160 y valores de  $Re$  superiores a 10,000 [53].

En el estado 3, a la salida del evaporador, se conoce la longitud restante del evaporador, las propiedades del refrigerante en el estado 2, por lo que, se propone un valor de presión y temperatura a la salida del evaporador y así obtener valores de entalpía, densidad, viscosidad, conductividad térmica y  $Pr$ . Con ayuda de las ecuaciones 4.2, 4.12 y 4.13 se obtienen el  $Re$ , coeficiente convectivo local y el factor de fricción en el estado 3. Utilizando valores promedios del factor de fricción, velocidad del flujo y densidad, se obtiene la presión del estado 3 mediante la ecuación 4.14.

$$\Delta P = P_2 - P_3 = \frac{f_f(\rho)L(u_m)^2}{2D} \quad (4.14)$$

Debido a que, la temperatura de la cámara es un dato conocido, la ecuación 4.8 se puede modificar, incluyendo el coeficiente global convectivo de transferencia de calor  $\bar{U}$ , obteniéndose la ecuación 4.15 de la cual, manipulando los términos incluidos, se puede despejar la temperatura del estado 3. Cabe señalar que, para obtener la temperatura media logarítmica, las variables involucradas son la temperatura del estado 2, 3 y la temperatura de la cámara.

$$q_{conv} = \bar{U}A_s\Delta T_{lm} = \dot{m}c_p(T_3 - T_2) \quad (4.15)$$

El coeficiente global se obtiene mediante la ecuación 4.16, donde  $h_{conv,2}$  y  $h_{conv,3}$  son el coeficiente convectivo local en los estados 2 y 3, y  $h_{cam}$  es el coeficiente convectivo relacionado con fluido atrapado en la cámara refrigerante.

$$\bar{U} = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv,2}} + \frac{1}{h_{conv,3}} + \frac{1}{h_{cam}}} \quad (4.16)$$

En las ecuaciones 4.17 a 4.20 se muestra el procedimiento seguido para obtener el coeficiente convectivo para los alrededores del evaporador. Primero se supone una temperatura de superficie promedio de las paredes del evaporador, ya que es necesario definir una temperatura de película para evaluar las propiedades, obtenida mediante la ecuación 4.17,



y mediante una presión para la cámara, considerada la presión ambiente, se obtiene el valor del  $Pr$ , conductividad del fluido, viscosidad cinemática y coeficiente de expansión volumétrica.

$$T_{film} = \frac{T_{sup} + T_{cam}}{2} \quad (4.17)$$

Para flujo externo en tuberías se define un coeficiente convectivo mediante la ecuación 4.18, donde el valor del  $Nu$  se toma de la correlación de Churchill y Chu [54] (ver ecuación 4.19), para un amplio rango del número de Rayleigh (mostrado en la ecuación 4.20).

$$h_{cam} = \frac{Nu(k)}{D} \quad (4.18)$$

$$Nu = \left[ 0.6 + \frac{0.387Ra^{(1/6)}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{(8/27)}} \right]^2 \quad (4.19)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_{cam} - T_{sup})D(Pr)}{\nu} \quad (4.20)$$

Una vez obtenidos los resultados, se evalúa la temperatura del estado 3, dicha temperatura se despeja de la ecuación 4.15. Con los datos de presión y temperatura se vuelven a evaluar las propiedades. Como se mencionó, el flujo másico se considera como un parámetro de entrada; mediante la ecuación 4.21 se obtiene el flujo de calor extraído del evaporador donde, el valor de  $h_1$  y  $h_3$  son la entalpía obtenida en las zonas de entrada y salida del evaporador. Sin embargo, el proceso se puede evaluar de manera inversa, estableciendo la cantidad de flujo de calor que se desea extraer del evaporador para cumplir con cierta demanda del equipo, mediante la ecuación 4.21 obtener el flujo másico necesario.

$$q_{conv} = \dot{m}(h_3 - h_1) \quad (4.21)$$

#### 4.1.1.2 Tubería a la salida del evaporador

La tubería que conecta el evaporador con el compresor se analiza a partir de las propiedades calculadas a la salida del evaporador, es decir, en la entrada de la tubería se considera la misma presión y temperatura del estado 3. Con dichas propiedades se obtiene nuevamente el valor de la densidad, viscosidad,  $Pr$  y conductividad térmica. Con el uso de las ecuaciones 4.1 4.2, 4.5, 4.12 y 4.13 se obtienen los datos de área de sección transversal, número de Reynolds, velocidad del fluido, coeficiente convectivo y factor de fricción en el estado 4 (entrada de la tubería 1). Dado a que se requiere conocer la caída de presión y la temperatura a la salida del tubo, se realiza el mismo análisis propuesto para la zona de



sobrecalentamiento en el evaporador, es decir, se propone nuevamente un valor de presión y temperatura para el estado 5 (salida de tubería 1) y así conocer el resto de las propiedades. Con ayuda de las ecuaciones 4.1, 4.2, 4.5, 4.12 y 4.13 se obtiene el coeficiente convectivo y factor de fricción en el estado 5. Con la ecuación 4.14 se evalúa la caída de presión en la tubería 1. Con la ecuación 4.18 se obtiene el coeficiente convectivo para el flujo de aire que rodea a la tubería que conecta al evaporador con el compresor, la cual se considera que está expuesta al ambiente, y mediante la ecuación 4.15 se evalúa la temperatura en el estado 5. Por último, se repite el proceso con la presión y temperatura resultante y se define el estado 5, el cual, se supone el mismo a la entrada del compresor.

#### 4.1.1.3 Compresor

Las propiedades del refrigerante en el estado 6 (entrada del compresor) se definen mediante los resultados de presión y temperaturas obtenidos en el estado 5. Con ayuda del EES es fácil obtener los valores de entalpía, factor de compresibilidad  $Z$  y la constante  $K$  del gas (ecuación 4.22). De la información experimental, se toma un valor del consumo energético del compresor, del cual se obtiene la potencia nominal entregada por este, de tal forma que el modelo no sobrepase el consumo que se tiene experimentalmente. En la Tabla 4.1 se tienen algunos datos del compresor, obtenidos mediante el catálogo del fabricante. Para la razón de compresión (expresado en la ecuación 4.23), tipo de compresor y temperatura de evaporación, la eficiencia volumétrica oscila entre el 70 y 80% [54, 55]. Considerando un valor medio de  $\eta_v$ , resolviendo simultáneamente las ecuaciones 4.23 y 4.24 se puede obtener un valor para la presión a la salida del compresor (estado 7) [48].

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (4.22)$$

$$R = \frac{P_2}{P_1} \quad (4.23)$$

$$\eta_v = 96 - R - CL \left[ R^{(1/K)} \left( \frac{Z_6}{Z_7} \right) - 1 \right] \quad (4.24)$$

donde  $CL$  es el porcentaje de espacio muerto en el compresor. Dicho valor se obtiene mediante la ecuación 4.25, la cual relaciona el volumen de espacio muerto  $V_c$  y el desplazamiento del pistón del compresor  $P_D$ , mostrados en la Tabla 4.1.

$$CL = \left( \frac{V_c}{P_D} \right) * 100 \quad (4.25)$$

La ecuación 4.26 muestra otra alternativa para conocer el flujo másico a partir de parámetros del compresor. Como se ya se definió el flujo másico como parámetro de entrada, se puede despegar fácilmente el valor de la entalpía en el estado 7. Conociendo el valor de la



entalpía y la presión se obtiene el valor de la temperatura a la salida del compresor, ya que fue necesario proponer una temperatura para conocer el factor de compresibilidad en el estado 7. Con la temperatura del estado 7 definida, se repite el proceso descrito anteriormente para conocer el resto de las propiedades del refrigerante a la salida del compresor.

$$\dot{m} = \frac{P_{nominal}}{h_7 - h_6} \quad (4.26)$$

#### 4.1.1.4 Tubería a la salida del compresor

Entre el compresor y condensador se tiene nuevamente tubería que los une. De igual forma que con la tubería que conecta el evaporador y compresor, esta se encuentra expuesta al aire circundante del equipo. Por tal motivo, el proceso para conocer las propiedades en dicho tramo de tubería es el mismo que se utilizó anteriormente.

#### 4.1.1.5 Condensador

En el condensador es fácil identificar tres zonas, la primera es cuando se tiene refrigerante como vapor sobrecalentado, la segunda zona es donde el refrigerante se encuentra como mezcla y la tercera zona se tiene cuando el refrigerante se encuentra como líquido subenfriado, por lo tanto, se definen 4 estados termodinámicos en dicho componente. En el estado 12 (entrada a evaporador), se conoce la presión y temperatura del análisis anterior, por lo que se pueden obtener los valores de entalpía, densidad,  $Pr$  y conductividad térmica. Mediante las ecuaciones 4.2, 4.12 y 4.13 se calcula el número de Reynolds, coeficiente convectivo y factor de fricción. En el estado 13 (cuando el refrigerante se encuentra como vapor saturado) se desconocen las propiedades, pero se sabe que la calidad de éste debe ser igual a 1 y la temperatura es la de saturación del fluido a una presión dada, por lo que se propone un valor de presión para evaluar las mismas propiedades que en el estado anterior. El objetivo del análisis es obtener la presión del estado 13, así como la longitud de tubería necesaria que el fluido refrigerante en estado de vapor llegue al punto de saturación. Con la ecuación 4.18 se obtiene el coeficiente convectivo para el flujo de aire que rodea el condensador y, a diferencia del evaporador, aquí se utiliza la temperatura ambiente para obtener la temperatura de película (ecuación 4.17) y evaluar las propiedades necesarias. Con la ecuación 4.16 se obtiene el coeficiente global convectivo y con la ecuación 4.11 la temperatura media logarítmica. Con los datos obtenidos y mediante la ecuación 4.15 se evalúa la longitud de tubería que se está buscando para posteriormente utilizar la ecuación 4.14 y así conocer la presión del estado 13. Por último, se evalúan nuevamente las propiedades con los datos obtenidos.

El estado 14 se define en la posición del condensador donde el fluido refrigerante se encuentra como líquido saturado, es decir, cuando la calidad es igual a cero. Al igual que en el estado anterior, se propone un valor de presión y sabiendo que la temperatura es la de





saturación a la presión dada, se evalúan las propiedades de dicho estado. Con la ecuación 4.2 se encontró que se tiene flujo laminar, por lo que, el coeficiente convectivo y factor de fricción se evalúan mediante las ecuaciones 4.27 y 4.28.

$$h_{conv} = \frac{4.36(k)}{D} \quad (4.27)$$

$$f_f = \frac{64}{Re} \quad (4.28)$$

Con la ecuación 4.11 se obtiene la temperatura media logarítmica, y de la ecuación 4.8 se despeja la longitud que se está buscando. En este caso, el coeficiente convectivo promedio se obtiene por medio del comando llamado "Cond\_HorizontalTube\_avg" para el proceso de condensación de un fluido en estado de vapor con calidad igual a 1. Los valores de entrada para dicho comando son el fluido analizado, el flujo másico, temperatura de saturación, temperatura de pared, diámetro interno D y la calidad a la entrada y salida, que en este caso es 1 y 0 respectivamente. Con el uso de la ecuación 4.14 se obtiene el valor de la presión del estado 14. Posteriormente se evalúan nuevamente las propiedades con los valores obtenidos.

A la salida del condensador (estado 15) se calculan las propiedades del refrigerante como líquido subenfriado, siguiendo la metodología utilizada para la zona de vapor sobrecalentado, con la diferencia que en este punto la longitud requerida en la ecuación 4.14 se obtiene mediante la diferencia de la longitud total del condensador menos la longitud calculada para los tramos anteriores. De tal forma, de la ecuación 4.14 y la ecuación 4.15 se despeja la presión y temperatura del refrigerante a la salida del condensador.

#### 4.1.1.6 Tubo capilar

Para el análisis del tubo capilar, se utilizó la teoría de incrementos de longitud, un método analítico basado en leyes fundamentales como lo son la conservación de masa, energía y momento (ver ecuaciones 4.29, 4.30 y 4.31) [46]. El objetivo del método es calcular la longitud necesaria de tubería para alcanzar ciertas condiciones de temperatura a la salida del capilar. Estudios previos permitieron validar los resultados que entrega dicho método contra pruebas experimentales, mostrando un error promedio del 5% [56].

$$\dot{m} = \frac{u_1 A}{V_1} = \frac{u_2 A}{V_2} \quad (4.29)$$

$$1000h_1 + \frac{u_1^2}{2} = 1000h_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (4.30)$$

$$(P_1 - P_2) - f_f \frac{\Delta L}{D} \frac{u^2}{2V} = \frac{\dot{m}}{A} (u_2 - u_1) \quad (4.31)$$



donde  $u_1$  y  $u_2$  hacen referencia a la velocidad en el estado 1 y 2 respectivamente (ver Figura 4.6),  $V$  se refiere al volumen específico y  $\Delta L$  al incremento de longitud. De la ecuación 4.29 se consideran constante para toda la longitud del tubo capilar el flujo másico  $\dot{m}$  y el área de sección transversal  $A$ , mientras que de la ecuación 4.30 se asume una transferencia de calor despreciable en el tubo.

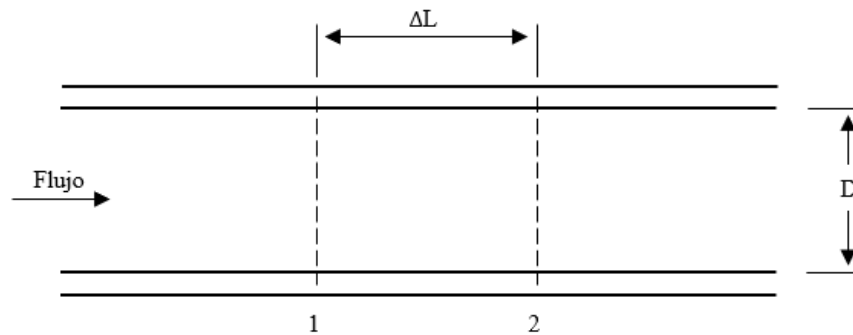


Figura 4.6. Incremento de longitud en un tubo capilar.

La teoría se enfoca en un incremento de longitud en el tubo capilar, como se muestra en la Figura 4.6, donde se selecciona un volumen de control entre los puntos 1 y 2 de una pequeña longitud de tubo capilar. El estado del punto 1 se selecciona a la entrada del capilar, donde se conocen las propiedades de presión y temperatura, obtenidas del análisis del condensador, por lo que se puede calcular fácilmente el número de Reynolds y el factor de fricción mediante las ecuaciones 4.2 y 4.13 con ayuda del EES. Para el estado del punto 2 (primer incremento de longitud), se establece una temperatura inferior que la que se tiene en el estado 1. Debido a que, al fluir el refrigerante a través del tubo capilar su presión y temperatura disminuyen, mientras que la calidad aumenta, el valor de la entalpía, volumen específico y viscosidad para la zona de mezcla se obtienen mediante las ecuaciones 4.32, 4.33 y 4.34.

$$h = h_f(1 - x) + h_g x \quad (4.32)$$

$$V = V_f(1 - x) + V_g x \quad (4.33)$$

$$\mu = \mu_f(1 - x) + \mu_g x \quad (4.34)$$

Resolviendo simultáneamente la ecuación de conservación de masa y energía (4.29 y 4.30) junto con las ecuaciones 4.32 y 4.33, se puede obtener el valor de la calidad para el estado 2, permitiendo conocer el número de Reynolds y factor de fricción en dicho estado. Por último, combinando la ecuación 4.29 y 4.31 se tiene la ecuación 4.35 de la cual se despeja el incremento de longitud de los estados 1 y 2, considerando valores promedio de velocidad y factor de fricción.



$$(P_1 - P_2) - f_{f,m} \frac{\Delta L}{D} \frac{u_m}{2} \frac{\dot{m}}{A} = \frac{\dot{m}}{A} (u_2 - u_1) \quad (4.35)$$

En la Figura 4.7 se muestra un diagrama con los puntos mencionados anteriormente para el desarrollo del análisis del tubo capilar.

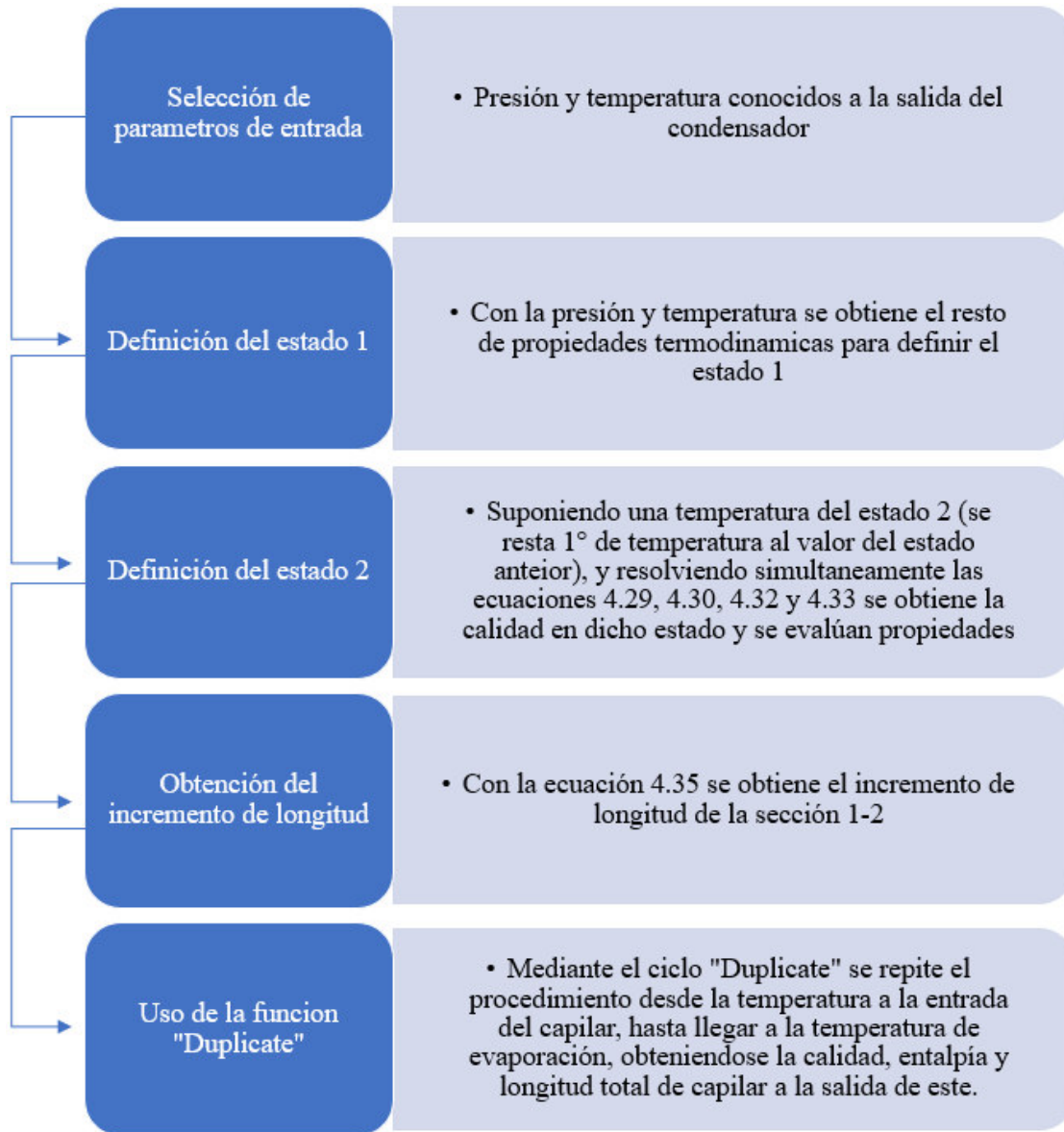


Figura 4.7. Diagrama de proceso para análisis de tubo capilar.

Basándose en el método explicado, en el EES se define un ciclo mediante el comando "Duplicate" donde se especifica que el decremento de temperatura sea de 1 K desde la



temperatura a la entrada del capilar hasta la temperatura de evaporación objetivo. Al finalizar el ciclo, se conoce la presión del refrigerante a la temperatura establecida, así como la calidad y entalpía de este. Una vez completado el ciclo de refrigeración con sus componentes básicos se corrigen los valores propuestos en un inicio y se ajusta el modelo. En la sección 4.3.1 se muestra una comparativa de los resultados entregados por el modelo teórico y los que se obtienen experimentalmente.

#### 4.1.2 Ciclo de refrigeración modificado

En la Figura 3.2 se mostró el esquema del ciclo de refrigeración modificado con la inclusión de un IHX. Dicho dispositivo se colocó de tal manera que el líquido a alta temperatura proveniente del condensador interactúe con el vapor a baja temperatura que sale del evaporador. En la Tabla 4.2 se muestra las características del IHX utilizado, y en la Tabla 4.3 la tubería adicional requerida en el equipo. Para el análisis del ciclo modificado se tomó como base el modelo desarrollado para el ciclo simple. El análisis de la tubería que se adiciona al momento de implementar el IHX se desarrolló con el uso de las ecuaciones propuestas para la tubería que conectan los componentes en el ciclo simple.

Debido a la complejidad de la configuración del IHX, se utilizó la efectividad del componente para evaluar las condiciones de los fluidos después de pasar a través de este. Mediante la ecuación 4.35 y 4.36 se puede evaluar la razón de transferencia de calor que se extrae de la parte fría y caliente del intercambiador de calor, donde, se busca conocer la temperatura del refrigerante a la salida del IHX.

$$\dot{q}_{cold} = \dot{m}C_{p,cold}(T_{out,cold} - T_{in,cold}) \quad (4.35)$$

$$\dot{q}_{hot} = \dot{m}C_{p,hot}(T_{in,hot} - T_{out,hot}) \quad (4.36)$$

En la ecuación 4.37 se muestra la relación de la efectividad de un intercambiador de calor, donde el término  $\dot{q}_{max}$  se refiere al flujo máximo posible de transferencia de calor para el intercambiador, el cual relaciona el fluido con el máximo cambio de temperatura, expresado en la ecuación 4.38.

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} \quad (4.37)$$

$$\dot{q}_{max} = C_{min}(T_{in,hot} - T_{in,cold}) \quad (4.38)$$

Para el caso estudiado se puede comprobar fácilmente que  $\dot{m}C_{p,hot} > \dot{m}C_{p,cold}$  por lo tanto se tiene que  $C_{min} = \dot{m}C_{p,cold}$ . Relacionando las ecuaciones 4.35 y 4.36 con 4.37 es fácil conocer el valor de la temperatura a la salida del intercambiador de calor del lado caliente y frío, cuando se tienen datos sobre la efectividad del intercambiador. Dicho valor



es característico del componente y se ve afectado por las condiciones a las que trabaja el equipo, por lo que, resultados obtenidos de pruebas experimentales sirvieron para seleccionar valores de la efectividad del IHX estudiado y así conocer la temperatura de interés.

## 4.2 Evaluación experimental

Las pruebas experimentales se desarrollaron en la Universidad de Guanajuato, Campus Irapuato-Salamanca, en el laboratorio de Termofluidos de la División de Ingenierías Campus Irapuato - Salamanca. El equipo mostrado en la Figura 4.1 se instrumentó con sensores de temperatura (termopares tipo K y J) y presión (transductores de presión, modelo A-10 de la marca WIKA), así como una tarjeta de circuito diseñada para obtener valores de potencia eléctrica; además se utilizó una balanza para medir la masa de refrigerante utilizada. Mediante un sistema de adquisición de datos y un instrumento virtual (VI) desarrollado en LabVIEW, se monitorearon y almacenaron los datos a través de una computadora para su posterior análisis. Antes de realizar modificaciones al sistema, se midieron los parámetros principales en el equipo trabajando en un nivel medio de refrigeración, utilizando 120 g de refrigerante R134a, tal como fue diseñado el equipo.

En el interior de la cámara se ubicaron 3 termopares para medir la temperatura a diferentes niveles de altura. En la Figura 4.8 se muestra la temperatura registrada durante aproximadamente 24 horas de experimentación con el equipo funcionando en donde se encontró una temperatura promedio al interior de la cámara de  $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

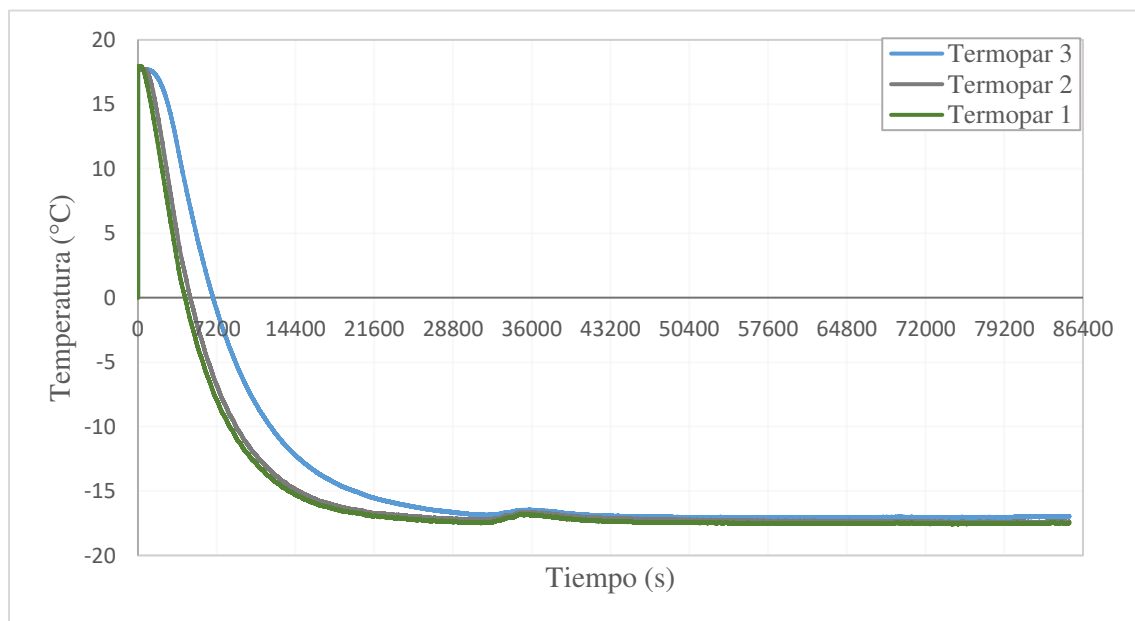


Figura 4.8 Comportamiento de temperatura de cámara vs. tiempo de experimentación para R134a en ciclo simple.



El comportamiento del sistema está en función de la posición de la perilla de control de temperatura (termostato) para mantener la temperatura al interior de la cámara en un valor constante durante el tiempo que esté funcionando el equipo. Para esto, el motor eléctrico del compresor se enciende y apaga repetidamente. Durante el primer arranque del compresor, dura un mayor tiempo encendido, hasta llevar el refrigerante a una temperatura de evaporación mínima la cual es regulada por el termostato, posterior a esto, el motor se apaga provocando un incremento en la temperatura hasta un nivel permitido, donde se acciona nuevamente el motor para disminuir la temperatura. Dicho proceso se repite cíclicamente. Como se muestra en la Figura 4.9, la temperatura mínima registrada de evaporación ronda los  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , por lo que dicho valor se tomó como uno de los parámetros de entrada mencionados en el apartado 4.1 del presente capítulo.

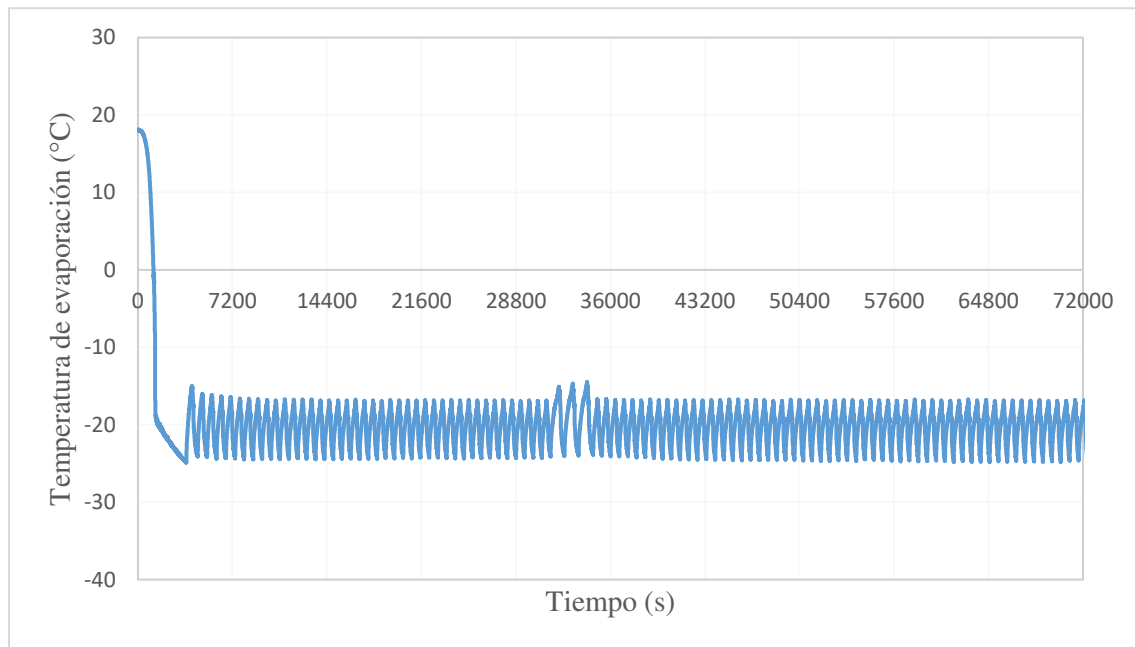


Figura 4.9 Comportamiento de temperatura de evaporación vs. tiempo de experimentación para R134a en ciclo simple.

Debido a la gran cantidad de datos obtenidos de las pruebas experimentales, en la Tabla 4.4 se muestran los valores promedio de la información del ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor utilizando 120 g de R134a. La información aquí mostrada se tomó como referencia para desarrollar el modelo termofísico presentado en este proyecto, así como para obtener información característica del sistema de refrigeración como lo es la capacidad de refrigeración y el COP.



Tabla 4.4. Valores obtenidos mediante pruebas experimentales del ciclo simple con R134a

<b>Parámetro</b>	<b>Valor experimental</b>	<b>Parámetro</b>	<b>Valor experimental</b>
Masa de refrigerante	120 g	Presión ambiente	101.3 kPa
Temperatura de evaporación	-25 °C	Presión de descarga compresor	986 kPa
Temperatura de descarga compresor	55 °C	Potencia del compresor	0.07 kW
Temperatura salida condensador	30 °C	Flujo másico	0.0014 kg/s
Temperatura ambiente	20 °C		

Los resultados obtenidos en la Tabla 4.4 son el punto de partida a través de los cuales se inició el análisis del ciclo simple de refrigeración con ayuda del software EES. Como ya se mencionó, los parámetros de entrada del modelo son la temperatura de evaporación, temperatura y presión ambiente, potencia de compresor y flujo másico. A partir de ellos se conocen las propiedades en los diferentes estados definidos en el modelo teórico. Además de los valores antes presentados, es necesario evaluar experimentalmente la efectividad del IHX para el desarrollo final del modelo. En la Figura 4.10 se muestran los resultados experimentales de la efectividad del intercambiador de calor utilizado durante las pruebas experimentales con refrigerante R134a.

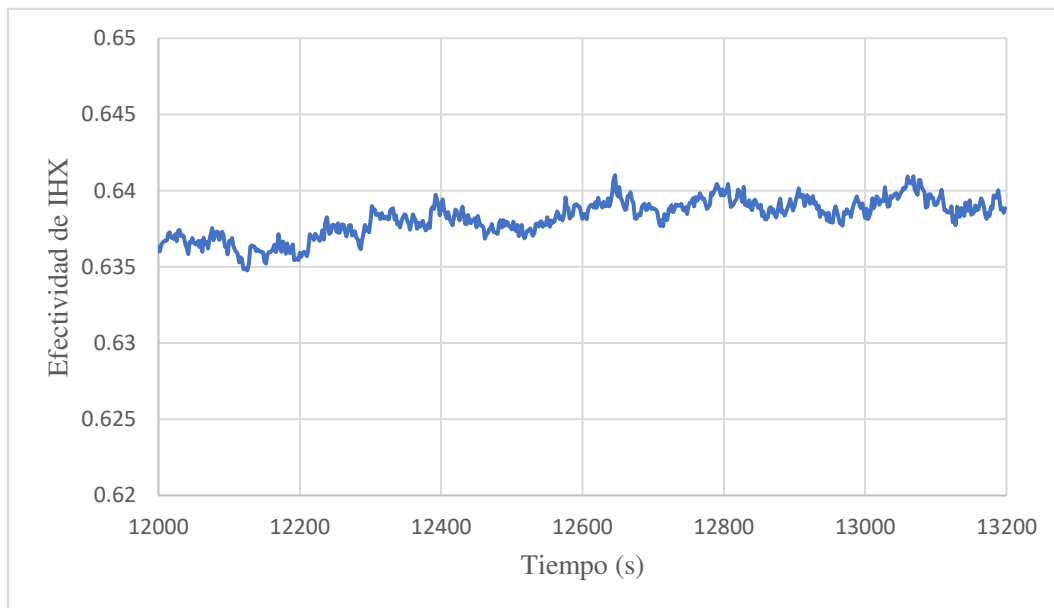


Figura 4.10. Comportamiento de la efectividad en el IHX vs. tiempo de experimentación en ciclo modificado para IHX.



### 4.3 Comparativa de resultados de modelo analítico vs. experimental

En la Tabla 4.5 se describen las configuraciones evaluadas de manera experimental, las cuales fueron comparadas con el modelo termofísico. En ella se muestran dos refrigerantes con menor GWP que el refrigerante base con el que opera el equipo.

Tabla 4.5. Configuraciones de experimentación que se comparan con modelo analítico

No.	Refrigerante	Configuración
1	R134a	Ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor
2	R134a	Ciclo modificado de refrigeración por compresión de vapor implementando un IHX
3	R1234yf	Ciclo modificado de refrigeración por compresión de vapor implementando un IHX
4	R513A	Ciclo modificado de refrigeración por compresión de vapor implementando un IHX

En la Tabla 4.6 se muestra a manera de resumen los parámetros característicos medidos de manera experimental en contra de los resultados que se obtienen por medio del modelo teórico los cuales ayudan a comparar el desempeño que tiene el modelo respecto a las pruebas experimentales realizadas.

Tabla 4.6. Valores de ciclo simple de refrigeración obtenidos mediante modelo termofísico

Parámetro medido	Pruebas experimentales	Modelo teórico	Porcentaje de error
<b>Configuración 1. R134a sin IHX</b>			
Masa de refrigerante	120 g	122.3 g	2%
Consumo de compresor	0.07 kW	0.07 kW	0%
COP	2.7	2.83	4.8%
Capacidad de refrigeración	0.19 kW	0.198 kW	1%
<b>Configuración 2. R134a con IHX</b>			
Masa de refrigerante	170 g	167.4 g	1.53%





Consumo de compresor	0.069 kW	0.071 kW	3%
COP	3.4	3.6	5.9%
Capacidad de refrigeración	0.24 kW	0.258 kW	6.85%
Efectividad IHX	0.64	0.67	4.7%
<b>Configuración 3. R1234yf con IHX</b>			
Masa de refrigerante	165 g	169 g	2.42%
Consumo de compresor	0.07 kW	0.073 kW	4.3%
COP	2.53	2.6	2.8%
Capacidad de refrigeración	0.178 kW	0.19 kW	6.7%
Efectividad IHX	0.64	0.665	3.9 %
<b>Configuración 4. R513A con IHX</b>			
Masa de refrigerante	170 g	171.5 g	1%
Consumo de compresor	0.079 kW	0.075 kW	5%
COP	3.1	2.96	4.52%
Capacidad de refrigeración	0.24 kW	0.224 kW	6.6%
Efectividad IHX	0.65	0.68	4.6%

## Capítulo 5. Discusión de resultados y conclusiones

En el presente capítulo se discute la información esencial obtenida de los resultados mostrados en apartados anteriores, apegándose en los objetivos planteados al inicio del proyecto.

### 5.1 Análisis de resultados

El objetivo principal del proyecto fue obtener un modelo termofísico de un ciclo modificado de refrigeración por compresión de vapor, el cual permitiera determinar la masa de refrigerante requerida de un fluido base y dos refrigerantes de bajo GWP, para alcanzar temperaturas de refrigeración medias en un congelador comercial. En el apartado 4.2 se resumen parámetros experimentales de interés, donde, en la Figura 4.8 se muestra que, para las condiciones de experimentación establecidas, la temperatura medida al interior de la cámara es de aproximadamente  $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para lo cual, como se observó en la Figura 4.9, es necesario tener una temperatura de evaporación de aproximadamente  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Cumpliendo con los parámetros antes mencionados, como se aprecia en la Figura 5.1, es necesario tener una masa de 120 g de refrigerante para alcanzar los requerimientos, cuando no se utiliza un IHX, mientras que, al agregar en el ciclo dicho elemento, se requiere un aproximado de 170 g de refrigerante para mantener una temperatura similar en el espacio refrigerado.

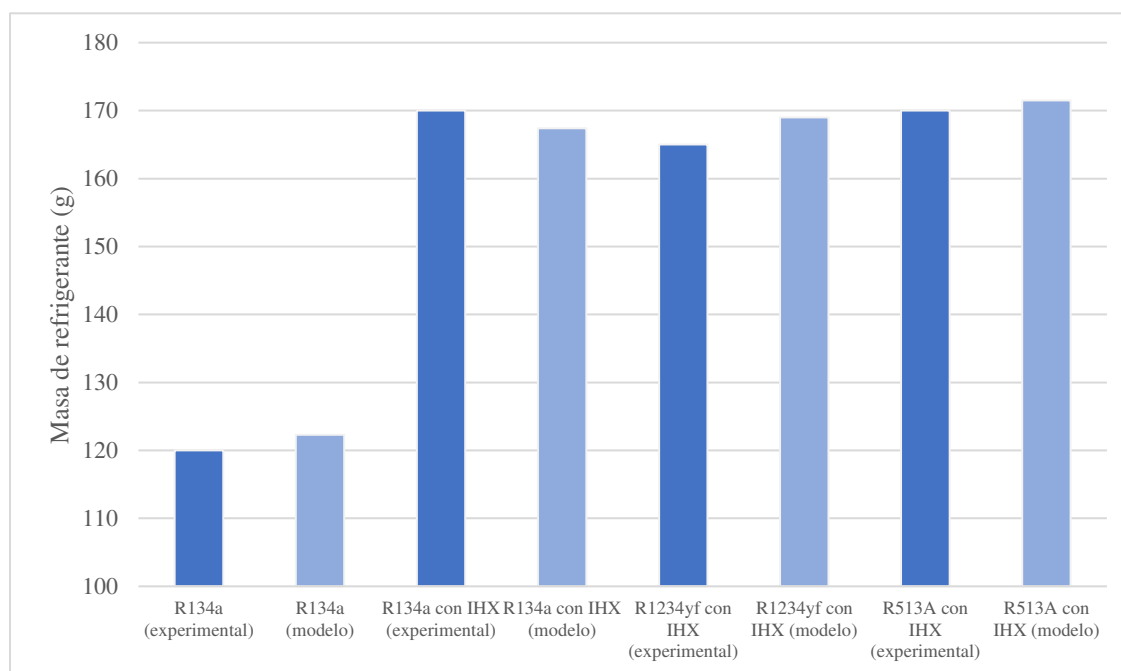


Figura 5.1 Comparativo de la cantidad de masa requerida en el equipo con cada configuración estudiada.



El incremento en la masa de refrigerante en las pruebas con IHX se debe al adicionar un componente extra al sistema, ya que en ese caso se requiere cargar al equipo con una mayor cantidad de masa de refrigerante para que pueda trabajar adecuadamente. De manera experimental se reporta una menor cantidad de masa requerida al adicionar el IHX para el refrigerante R1234yf, mientras que el modelo predice una menor masa al usar R134a. Al comparar los resultados que se tienen de manera experimental contra los obtenidos con uso del modelo teórico, se encuentra un error menor del 5% en todos los casos estudiados, por lo que se considera acertado el uso del modelo para predecir la masa requerida.

Uno de los parámetros que ayuda a conocer de manera general el desempeño del equipo es el COP, el cual relaciona la capacidad de enfriamiento que tiene el equipo con el consumo del compresor. Como ya se mencionó anteriormente, el uso de un IHX se justifica con el incremento del desempeño del equipo, ya que, al interactuar las corrientes de refrigerante a la salida del condensador y del evaporador, se obtiene una mayor capacidad de enfriamiento en el sistema. Como se muestra en la Figura 5.2, el incremento en el COP al usar un IHX es mayor para el R134a, seguido del R513A, comparados con los resultados con la configuración de R134a sin IHX, por último, el menor desempeño del equipo se encuentra al usar R1234yf.

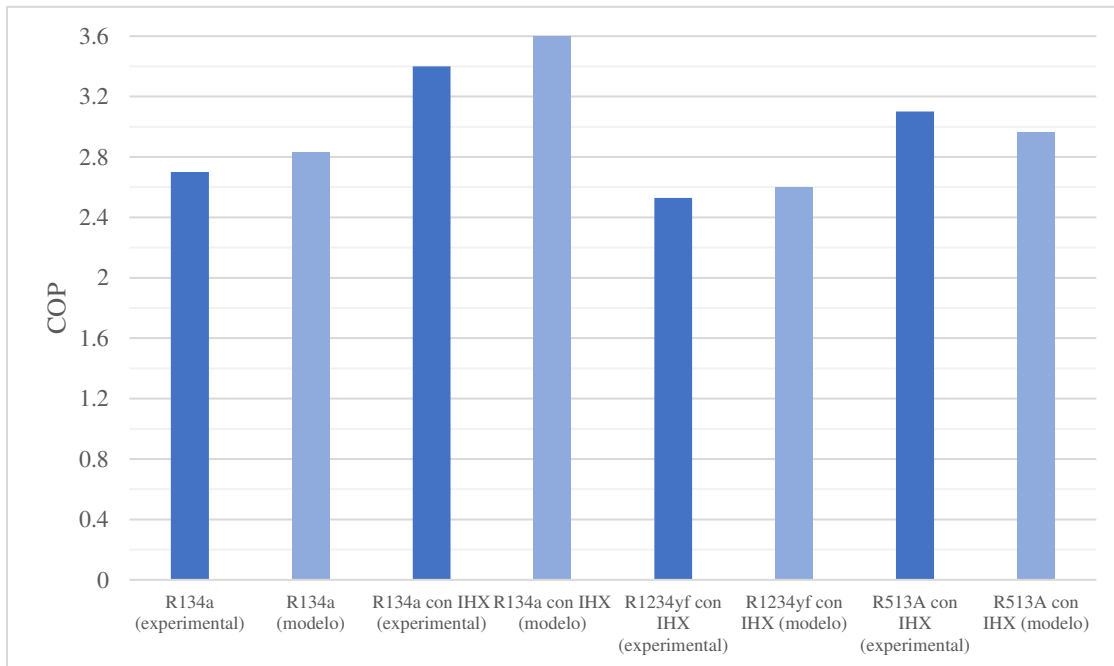


Figura 5.2 Gráfico de COP de las diferentes configuraciones estudiadas.

En la Tabla 5.1 se muestra como información adicional al desempeño del equipo, el costo aproximado por kg de refrigerante, resultados del análisis TEWI para los tres



refrigerantes mostrados en las pruebas (R134a, R1234yf y R513A), así como el GWP y ODP de cada uno de ellos.

Tabla 5.1. Costo por kg de refrigerante, resultados de TEWI y valores de GWP y ODP para refrigerantes de interés [57 – 62].

<b>Refrigerante</b>	<b>Costo aproximado por kg (MXN)*</b>	<b>Resultados de análisis TEWI (kg de CO<sub>2</sub> equivalente)</b>	<b>GWP</b>	<b>ODP</b>
R134a	250.00 a 350.00	2750	1300	0
R1234yf	3000.00	2756.5	4	0
R513A	600.00	2765.4	631	0

\*Los precios mostrados son valores de referencia, no se incluyen costos extras por impuestos agregados ni costos de envío.

Como se muestra en la Tabla 5.1, en México el precio del refrigerante R134a es más bajo comparado con las otras dos opciones, al ser de más fácil acceso en el país. En otros países, como Europa, el costo de refrigerantes convencionales como el R134a, se encuentra por encima de las alternativas de menor GWP debido a impuestos agregados por el uso de sustancias dañinas al ambiente [63]

El análisis TEWI arroja un valor menor para el R134a, lo cual se debe principalmente a las emisiones indirectas calculadas en dicho análisis, especialmente por la diferencia del consumo energético de cada refrigerante. En el caso de las alternativas propuestas, el R1234yf es el refrigerante de mayor precio, pero es el que tiene un valor menor de GWP, parámetro importante en cuestiones del impacto ambiental. Por último, el R513A tiene un costo intermedio, sin elevarse mucho como es el caso del R1234yf, y un valor de GWP reducido comparado con el R134a. El análisis TEWI del R513A reporta el valor más elevado, comparado con los otros refrigerantes, al ser este el de mayor consumo energético obtenido en las pruebas. Las tres opciones tienen un ODP igual a cero.

## 5.2 Conclusiones

En base a los resultados mostrados al término del proyecto y teniendo en cuenta los objetivos planteados, se llegaron a las siguientes conclusiones:

1. Por medio de información experimental proporcionada de un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor, mediante el cual trabaja un congelador comercial, se obtuvo un modelo termofísico, el cual se aproxima a las condiciones de temperatura de refrigeración objetivo, la cual es la temperatura media de evaporación.



2. Tomando como base la geometría de la configuración del ciclo de refrigeración antes definido, las propiedades de transferencia de calor de tres fluidos y la inclusión de un intercambiador de calor intermedio, se determinó la carga de refrigerante, capacidad de enfriamiento y coeficiente de desempeño del ciclo de manera teórica, valores que fueron comparados con datos experimentales y se obtuvo un error no mayor al 6.85% en el caso más alejado.
3. El desempeño energético obtenido fue superior para el caso del ciclo modificado con la inclusión del IHX y el refrigerante base (R134a). El uso de las alternativas de menor GWP, el R1234yf y R513A presentaron una disminución del COP del 27.7% y 17.8% respectivamente en los datos obtenidos del modelo.
4. Debido a la normativa vigente, el uso del R134a debe ser limitado por su alto valor de GWP, por lo cual las alternativas mostradas son una buena opción para remplazar al refrigerante convencional. El R513A al ser una mezcla de dos refrigerantes, entre los cuales se incluye el R134a, conserva algunas de las propiedades de este, por lo cual, los resultados energéticos son favorables, no se tiene una disminución considerable en cuanto a la capacidad de enfriamiento del sistema y el COP. Por otra parte, el R1234yf, por cuestiones ambientales, al tener un GWP inferior, se considera como un buen candidato para sustituir los refrigerantes convencionales a pesar de tener un peor desempeño.
5. Las refrigerantes alternos, a pesar de mostrar un menor GWP, entregan un mayor resultado en el análisis TEWI, esto se debe al incremento en el consumo energético del equipo para poder alcanzar las mismas condiciones que se establecen al utilizar el R134a.
6. Para aplicaciones de refrigeración a mediana escala, se recomienda el uso de R513A como un sustituto directo para el R134a al tener un mejor desempeño el ciclo cuando se incluye este refrigerante. Se debe de tener en cuenta que el GWP no es muy bajo por lo cual se recomienda seguir trabajando con opciones con un menor GWP como el R1234yf.



## Trabajos futuros

Como se concluyó en el presente trabajo, el desempeño del R513A en el ciclo modificado con la inclusión del IHX proporciona un desempeño energético superior que el que se obtiene con el R1234yf. Conforme avanza el tiempo se siguen desarrollando alternativas para apegarse a la normativa vigente debido a los altos índices de GWP que se tiene con los refrigerantes convencionales. Por tal motivo, se recomienda seguir investigando el desempeño de las nuevas alternativas en aplicaciones de baja escala, como lo son los equipos domésticos.

Para determinar la carga óptima de refrigerante necesaria para alcanzar temperaturas de refrigeración media es necesario realizar un gran número de pruebas experimentales. Por tal motivo se justifica el uso de un modelo termofísico como una primera aproximación de la masa de refrigerante necesaria, con la finalidad de reducir el tiempo de experimentación y los gastos relacionados en el proceso de investigación, como la compra de los refrigerantes. Al continuar investigando distintas alternativas de bajo GWP se recomienda realizar las modificaciones necesarias en el modelo propuesto para obtener una base de la cual se pueda partir para realizar las pruebas experimentales. Dichas modificaciones pueden incluir nuevas correlaciones para predecir el comportamiento térmico del modelo.

Hoy en día, comienzan a salir a la luz nuevas mezclas como el R445A (AC6) o el R444A (AC5), los cuales seguramente abonarán en aras de encontrar los refrigerantes que puedan ser sustitutos efectivos al R134a. Mientras eso pasa, es conveniente seguir con la investigación para determinar el mejor refrigerante que pueda ser el sustituto al todavía utilizado R134a.



## Referencias bibliográficas

- [1] Luz María Romo-Fernández, Vicente P. Guerrero-Bote, Félix Moya-Anegón. “Análisis de la producción científica española en energías renovables, sostenibilidad y medio ambiente”. *Investigación Bibliotecológica*, Vol. 27, Núm. 60, 2013, México, p. 125-151, ISSN: 0187-358x.
- [2] Yunes A. Cengel, Michael A. Boles. “Termodinámica”. Séptima edición (2011). New York. USA McGraw-Hill.
- [3] D. Coulomb, J. L. Dupon, A. Pichard. “The Role of Refrigeration in the Global Economy.” *International Institute of Refrigeration, 29<sup>th</sup> Informatory Note on Refrigeration Technologies*, Vol. 29, No. 2, 2015, Paris, pp. 1-16.
- [4] Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and the Council of 16 April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) No 842/2006. *Official Journal of the European Union*.
- [5] United Nations Environment programme (UN), Ozone Secretariat. “Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer.” Fourteenth edition, 2020. Nairobi, Kenya.
- [6] M. O. McLinden, A. F. Kazakov, J. S. Brown, P. A. Dominski. “A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for low-GWP refrigerants.” *International Journal of Refrigeration* XXX, 2016, I-13.
- [7] P. A. Domanski, R. Brignoli, J. S. Brown, A. F. Kazakov, M. O. McLinden. “Low-GWP refrigerants for medium and high-pressure applications.” *International Journal of Refrigeration* ,2017, <http://dx.doi.org/doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.08.019>.
- [8] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, J. Catalán-Gil, L. Nebot-Andrés. “Energy assessment and environmental impact analysis of an R134a/R744 cascade refrigeration plant upgraded with the low-GWP refrigerants R152a, R1234ze(E), propane (R290) and propylene (R1270)”. *International Journal of Refrigeration*, 2019. Pp. 321-334
- [9] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, I. Arauzo, J. Catalán-Gil, E. Torrella. “Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives”. *International Journal of Refrigeration*, 2016.
- [10] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, A. Barragán-Cervera, F. Molés, B. Peris. “Drop-in analysis of an internal heat exchanger in a vapor compression system using R1234ze(E) and R450A as alternatives for R134a”. *Energy* XXX, 2015, Pp. 1-9.



- [11] A. Mota-Babiloni, P. Makhnatch, R. Khodabandeh, J. Navarro-Esbrí. “Experimental assessment of R134a and its lower GWP alternative R513A”. *International Journal of Refrigeration*, 2016.
- [12] G. A. Toloza-Tabares. “Evaluación experimental de un sistema de congelación comercial usando como fluidos refrigerantes R134a y R1234yf”. Tesis de Maestría, Universidad de Guanajuato campus Irapuato Salamanca. División de ingenierías. Salamanca Guanajuato. 2018.
- [13] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, A. Barragán Cervera, B. Peris, G. Verdú. “A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations”. *Applied Thermal Engineering* 95, 2016. Pp. 211-222.
- [14] P. Makhnatch, A. Mota-Babiloni, A. López-Belchí, R. Khodabandeh. “R450A and R513A as lower GWP mixtures for high ambient temperature countries: Experimental comparison with R134a”. *Energy* 166, 2019. Pp. 223-235.
- [15] Gas Servei S.A. (2020). Madrid, Barcelona, descargado de: <https://www.gas-servei.com/>
- [16] ZunipaRoy, Gopinath Halder. “Replacement of halogenated refrigerants towards sustainable cooling system: A review.” *Chemical Engineering Journal Advances* 3, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.ceja.2020.100027>
- [17] G. Poongavanam, V. Sivalingam, R. Prabakaran, M. Salman, S. C. Kim. “Selection of the best refrigerant for replacing R134a in automobile air conditioning system using different MCDM methods: A comparative study”. *Case Studies in Thermal Engineering* 27, 2021, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101344>
- [18] Y. Heredia-Aricapa, J.M. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano, Juan J. García-Pabón. “Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A”. *International Journal of Refrigeration*, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012>
- [19] National Refrigerants, Inc. “Refrigerant Reference Guide”. Sixth edition, 2016.
- [20] Zhaohua Li, Kun Liang, H. Jiang. “Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in an oil-free refrigeration system”. *Applied Thermal Engineering* 153, 2019, pp. 646-654. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.050>
- [21] A. López-Belchí. “Assessment of a mini-channel condenser at high ambient temperatures based on experimental measurements working with R134a, R513A and R1234yf”. *Applied Thermal Engineering* 155, 2019, pp. 341-353. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.003>





- [22] Karber Kyle M, Abdelaziz Omar. “Experimental performance of R-1234yf as a drop-in replacement for R134a in domestic refrigerators”. International refrigeration and air conditioning conference; 2012. p. 2241 (1-10).
- [23] Adrián Mota-Babiloni, Joaquín Navarro-Esbrí, Juan Manuel Mendoza-Miranda, Bernardo Peris, “Experimental evaluation of system modifications to increase R1234ze(E) cooling capacity”, Applied Thermal Engineering 111, 2017, pp. 786-792. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.175>
- [24] Kashif Nawaz, Bo Shen, Ahmed Elatar, Van Baxter, Omar Abdelaziz, “R-1234yf and R-1234ze(E) as low-GWP refrigerants for residential heat pump water heaters”. International Journal of Refrigeration 82, 2017, pp. 348-365. <http://dx.doi.org/doi:10.1016/j.ijrefrig.2017.06.031>.
- [25] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, I. Arauzo, E. Torrella. “Experimental comparison between R152a and R134a working in a refrigeration facility equipped with a hermetic compressor”. International Journal of Refrigeration, Vol. 60, 2015, pp. 92-105, ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.021>.
- [26] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, J. Catalán, L. Nebot-Andrés, E. Torrella. “Energy evaluation of R152a as drop-in replacement for R134a in cascade refrigeration plants”. Applied Thermal Engineering, Vol. 110, 2017, pp. 972-984, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.010>.
- [27] Zhenxi Ma, Fengguo Liu, Changfei Tian, Leilei Jia, Wei Wu. “Experimental comparisons on a gas engine heat pump using R134a and low-GWP refrigerant R152a”. International Journal of Refrigeration, Vol. 115, 2020, pp. 73-82, ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.03.007>.
- [28] Pavel Makhnatch, Adrián Mota-Babiloni, Rahmatollah Khodabandeh, “Experimental study of R450A drop-in performance in an r134a small capacity refrigeration unit”. International Journal of Refrigeration, 2017, pp. 26-35, ISSN 0140-7007, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.08.010>
- [29] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, Á., Molés, F., Peris. “Experimental study of an R1234ze/R134a mixture (R450A) as R134a replacement”. International Journal of Refrigeration, 2015, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.010>.
- [30] Pavel Makhnatch, Adrián Mota-Babiloni, Alejandro López Belchí, Rahmatollah Khodabandeh. “R450A and R513A as lower GWP mixtures for high ambient temperature countries: experimental comparison with R134a”. Energy, 2018, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.001>



- [31] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, V. Pascual-Miralles, A. Barragán-Cervera, A. Maiorino. “Experimental influence of an Internal Heat Exchanger (IHX) using R513A and R134a in a vapor compression system”. *Applied Thermal Engineering*, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.092>
- [32] Bukola O. Bolaji. “Theoretical assessment of new low global warming potential refrigerant mixtures as eco-friendly alternatives in domestic refrigeration systems.” *Scientific African* 10, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.sciaf.2020.e00632>
- [33] Atilla Gencer Devecioglu. “Seasonal performance assessment of refrigerants with low GWP as substitutes for R410A in heat pump air conditioning devices”. *Applied Thermal Engineering* 125, 2017, pp. 401-411, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.034>
- [34] D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, I. Arauzo, J. Catalán-Gil, E. Torrella. “Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives”. *International Journal of Refrigeration*, 2016, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020>.
- [35] Paride Gullo , Armin Hafner , Krzysztof Banasiak . “Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives”. *International Journal of Refrigeration*, 2018, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001>
- [36] L. H Parolin-Massuchetto, R. B. Correa do Nascimento, S. M. Rocha de Carvalho, H. Valenca de Araújo, J. V. Hallak d’Angelo. “Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R77 and R744/RE170”. *International Journal of Refrigeration* 106, 2019, pp. 201-212. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.07.005>
- [37] Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT). “Hoja de ruta para implementar la Enmienda de Kigali en México”. 2019, Ciudad de México, México
- [38] European Environment Agency. (s.f.). EEA member countries. <https://www.eea.europa.eu/countries-and-regions>
- [39] J. M. Rodriguez. “Stratospheric Chemistry.” *Treatise On Geochemistry*, USA, 2007, pp. 1-34. ISBN 0-08-043751-6
- [40] Daniel A. Vallero. “Air Pollution Calculations, Chapter 8: Air pollution biogeochemistry”. Elsevier, 2019, pp. 175-206. ISBN 9780128149348, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-814934-8.00008-9>.
- [41] The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating (AIRAH). “Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI).” 2012.



- [42] Ciro Aprea, Adriana Greco, Angelo Maiorino, Claudia Masselli, Antonio Metallo. “HFO1234yf as a drop-in replacement for R134a in domestic refrigerators: A life cycle climate performance analysis”. *International Journal of Heat and Technology*, Vol. 34, 2016, pp. 212-218, <https://doi.org/10.18280/ijht.34S204>
- [43] United Nations Environment programme (UN). “Evaluación ambiental de sistemas RAC con refrigerantes de bajo PCA, enfoque de análisis de ciclo de vida (TEWI, LCCP)”. 2018, Guatemala.
- [44] Dario Méndez-Méndez. “Construcción y puesta en marcha de una instalación por compresión de vapor usando R1234ze(E)”. Tesis de Maestría, Universidad de Guanajuato campus Irapuato Salamanca. División de ingenierías. Salamanca Guanajuato. 2019.
- [45] J.L. Rodríguez-Muñoz , V. Pérez-García , J.M. Belman-Flores , J.F. Ituna-Yudonago, A. Gallegos-Muñoz. “Energy and exergy performance of the IHX position in ejector expansion refrigeration systems” *International Journal of Refrigeration*, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.06.017>
- [46] W. F. Stoecker, J. W. Jones. “Refrigeration and Air Conditioning.” Second ed, McGraw Hill, New Delhi, 1982.
- [47] S. A. Klein and F. L. Alvarado. “Engineering Equation Solver (EES),” 1992. F-Chart. Software.
- [48] Stewart, M. (2014). “*Surface Production Operations: Vol 2: Design of Gas-Handling Systems and Facilities*”. 3rd ed. Elsevier Science. Retrieved from <https://www.perlego.com/book/1833691/surface-production-operations-vol-2-design-of-gashandling-systems-and-facilities-pdf>.
- [49] Danfoss. “Folleto técnico, Intercambiador de calor de tubo en tubo tipo HE”. 2019.
- [50] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P Incropera, D. P. Dewitt. “Fundamentals of Heat and Mass Transfer.” Seventh Edition, 2011, USA. John Wiley & Sons, inc.
- [51] Yunes A. Cengel, Michel A. Boles. “Termodinámica”. Séptima edición, 2011, New York. USA. McGraw-Hill.
- [52] Aung, Nay & Yuwono, Triyogi. “Evaluation of Mixture Viscosity Models in the Prediction of Two-phase Flow Pressure Drops.” 2012, *ASEAN Journal on Science and Technology for Development*. 29. 115-128. 10.29037/ajstd.58.
- [53] Winterton, R. H. S. *Int. J. “Heat Transfer”*. 41, 089, 1998.
- [54] W. F. Stoecker, H. Pérez-Blanco. “Refrigeración industrial” Joanna Turpin. 1992, USA.



- [55] C. D. Pérez-Segarra, J. Rigola, M. Soria, A. Oliva. “Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors.” *International Journal of Refrigeration* 28, 2005, pp. 579-593, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.09.014>
- [56] Guzmán-Guerrero Oscar Adrián, Pérez-García Vicente, Rodríguez-Muños José Luis, Belman-Flores Juan Manuel. “Modelo teórico de un tubo capilar para un sistema de refrigeración que usa refrigerantes de bajo GWP”. *Academia Journals*, 2021, pp. 350-354, ISSN online 1946-5351.
- [57] Mercado libre. (s.f.). Gas refrigerante R134a. <https://listado.mercadolibre.com.mx/gas-refrigerante-r134a-venta-al-mayor>
- [58] Refrigeración Lozano (s.f.). Refrigerante R134a 1 kg lata. <https://refrigeracionlozano.com/detalles.aspx?productid=6550>
- [59] Grupo Red hogar. (s.f.). Gas refrigerante R1234yf. <https://www.redhogar.com.mx/refaccion/GAS-BOYA-454-KG-SOLSTICE-R1234YF-GENETRON-RR1234YF454-GENETRON-GENETRON-REFRIGERADORES-GAS-REFRIGERANTE>
- [60] Refrigeración Lozano. (s.f.). Refrigerante R1234yf cilindro 4.54 kg. <https://refrigeracionlozano.com/detalles.aspx?productid=39257>
- [61] Asircra Comercial S.L (s.f.). Comprar R513A Gas fluorado, refrigerante. <https://asircra.com/gas-refrigerante-r513a>
- [62] J. M. Belman-Flores, A.P. Rodríguez-Muñoz, C. Gutiérrez Pérez-Reguera, A. Mota-Babiloni. “Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator”. *International Journal of Refrigeration* (2017), <http://dx.doi.org/doi:10.1016/j.ijrefrig.2017.05.003>
- [63] Salvador Escoda S.A. (octubre, 2021). “Precios Tarifa PVP Gas Refrigerante”. [www.salvadorescoda.com](http://www.salvadorescoda.com)

# **Anexos**



"Modelo teorico - Ciclo de refrigeración modificado con inclusión de un IHX"

"Datos de inicio"

R\$=Refrigerante"	"Seleccionar refrigerante (R134a, R1234yf, R513A)"
T_amb=293[K]	"Temperatura promedio de alrededores"
P_amb=101.3[kPa]	"Presión ambiental"
T_cam=256[K]	"Temperatura medida al interior de la camara refrigerada"
T_evap=248[K]	"Se fija una temperatura de evaporación de -25°C"
Pot_nominal=0.08[KW]	"Límite de consumo energetico"
m_dot=0.0015[kg/s]	"Se toma valor aproximado de pruebas experimentales"

"Dimensiones del sistema"

"Evaporador"

D\_evap=8.2E-3[m]  
long\_evap=17.5[m]  
A\_c\_evap=(pi#\*(D\_evap^2))/4  
G\_evap=m\_dot/A\_c\_evap

"Tuberia 1, salida de evaporador"

D\_tub\_1=0.00635[m]  
long\_tub\_1=0.75[m]  
A\_c\_tub\_1=(pi#\*(D\_tub\_1^2))/4

"Tuberia 2, salida compresor"

D\_tub\_2=0.00635[m]  
long\_tub\_2=0.7[m]  
A\_c\_tub\_2=(pi#\*(D\_tub\_2^2))/4

"Tuberia 3, entrada condensador"

D\_tub\_3=0.00318[m]  
long\_tub\_3=0.33[m]  
A\_c\_tub\_3=(pi#\*(D\_tub\_3^2))/4

"Condensador"

D\_cond=3.8E-3[m]  
long\_cond=17.5[m]  
A\_c\_cond=(pi#\*(D\_cond^2))/4

"Tubo capilar"

D\_cap=0.00085[m]  
long\_cap=2.3[m]  
A\_c\_cap=(pi#\*(D\_cap^2))/4  
G\_cap=m\_dot/A\_c\_cap

"Dimensiones de IHX"

"Tuberia adicional al evaporador"

D\_ihx\_evap=0.00635[m]  
A\_c\_ihx\_evap=(pi#\*(D\_ihx\_evap^2))/4  
long\_ihx\_1=0.23[m]  
long\_ihx\_2=0.5[m]

"Tuberia adicional al condensador"

D\_ihx\_cond=0.00635[m]  
A\_c\_ihx\_cond=(pi#\*(D\_ihx\_cond^2))/4  
long\_ihx\_3=0.72[m]  
long\_ihx\_4=0.6[m]



## "EVAPORADOR"

## "Estado 1 - Entrada evaporador"

$T_1 = T_{\text{evap}}$   
 $P_1 = P_{\text{sat}}(R, T_1)$   
 $h_1 = 100 \text{ [kJ/kg]}$  "Corregir con valor obtenido a la salida de capilar"  
 $x_1 = 0.3$  "Corregir con valor obtenido a la salida de capilar"  
 $Re_1 = (\rho_1 \cdot vel_1 \cdot D_{\text{evap}}) / \mu_1$   
 $vel_1 = m_{\text{dot}} / (\rho_1 \cdot A_{\text{c\_evap}})$   
 $\rho_1 = 1 / ((x_1 / \text{Density}(R, P_1, x_1)) + ((1-x_1) / \text{Density}(R, P_1, x=0)))$   
 $\mu_1 = (\text{Viscosity}(R, P_1, x=1)) \cdot x_1 + (\text{Viscosity}(R, P_1, x=0)) \cdot (1-x_1)$   
 $k_1 = (\text{Conductivity}(R, P_1, x=0)) \cdot (1-x_1) + (\text{Conductivity}(R, P_1, x=1)) \cdot x_1$   
 $Pr_1 = (\text{Prandtl}(R, P_1, x=0)) \cdot (1-x_1) + (\text{Prandtl}(R, P_1, x=1)) \cdot x_1$   
 $h_{\text{conv}_1} = (0.023 \cdot (Re_1^{4/5}) \cdot (Pr_1^{0.3}) \cdot k_1) / D_{\text{evap}}$   
 $fric_{f_1} = 0.33 / (Re_1^{0.25})$

## "Estado 2 - Línea de vapor saturado en evaporador"

$P_2 = 50 \text{ [kPa]}$  "Corregir con  $P_{2\_a}$ "  
 $T_2 = T_{\text{sat}}(R, P_2)$   
 $h_2 = \text{Enthalpy}(R, P_2, x=1)$   
 $Re_2 = (vel_2 \cdot D_{\text{evap}}) / \nu_2$   
 $vel_2 = m_{\text{dot}} / (\rho_2 \cdot A_{\text{c\_evap}})$   
 $\rho_2 = \text{Density}(R, P_2, x=1)$   
 $\nu_2 = \text{KinematicViscosity}(R, P_2, x=1)$   
 $k_2 = \text{Conductivity}(R, P_2, x=1)$   
 $Pr_2 = \text{Prandtl}(R, P_2, x=1)$   
 $h_{\text{conv}_2} = (0.023 \cdot (Re_2^{4/5}) \cdot (Pr_2^{0.3}) \cdot k_2) / D_{\text{evap}}$   
 $fric_{f_2} = 0.33 / (Re_2^{0.25})$

## "Estado 2\_a - Caída de presión y temperatura en zona de mezcla en evaporador"

$\Delta T_{\text{lm}_2} = (T_{\text{superficie\_evap}_2} - T_2) / (\ln((T_{\text{superficie\_evap}_2} - T_1) / (T_{\text{superficie\_evap}_2} - T_1)))$   
 $Q_{\text{conv}_2} = m_{\text{dot}} \cdot (h_2 - h_1) \cdot (1000 \text{ [W]} / 1 \text{ [kJ/s]})$   
 $q_{2\_a} = Q_{\text{conv}_2} / (\pi \cdot D_{\text{evap}} \cdot \text{long\_evap})$   
 $h_{\text{conv\_avg}_2} = \text{Flow\_Boiling\_avg}(R, T_1, G_{\text{evap}}, D_{\text{evap}}, x_1, 1, q_{2\_a}, \text{'Horizontal'})$   
 $\text{long\_evap}_1 = Q_{\text{conv}_2} / (\pi \cdot D_{\text{evap}} \cdot h_{\text{conv\_avg}_2} \cdot \Delta T_{\text{lm}_2})$   
 $\Delta TAP_1 = \Delta TAP_{2\text{phase\_horiz}}(R, G_{\text{evap}}, P_1, D_{\text{evap}}, \text{long\_evap}_1, x_1, 1)$   
 $P_{2\_a} = P_1 - \Delta TAP_1$

## "Estado 3 - Vapor sobrecalentado a en salida de evaporador"

$P_3 = 55 \text{ [kPa]}$  "Corregir con  $P_{3\_a}$ "  
 $T_3 = 260 \text{ [K]}$  "Corregir con  $T_{3\_a}$ "  
 $h_3 = \text{Enthalpy}(R, P_3, T_3)$   
 $Re_3 = (vel_3 \cdot D_{\text{evap}}) / \nu_3$   
 $vel_3 = m_{\text{dot}} / (\rho_3 \cdot A_{\text{c\_evap}})$   
 $\rho_3 = \text{Density}(R, P_3, T_3)$   
 $\nu_3 = \text{KinematicViscosity}(R, P_3, T_3)$   
 $k_3 = \text{Conductivity}(R, P_3, T_3)$   
 $Pr_3 = \text{Prandtl}(R, P_3, T_3)$   
 $h_{\text{conv}_3} = (0.023 \cdot (Re_3^{4/5}) \cdot (Pr_3^{0.3}) \cdot k_3) / D_{\text{evap}}$   
 $fric_{f_3} = 0.33 / (Re_3^{0.25})$   
 $\text{long\_evap}_3 = \text{long\_evap} - \text{long\_evap}_1$

## "Estado 3\_a - Caída de presión y temperatura en zona de sobrecalentamiento de evaporador"

$fric_{f\_prom\_3} = (fric_{f_2} + fric_{f_3}) / 2$   
 $vel_{\text{prom}_3} = (vel_2 + vel_3) / 2$   
 $\rho_{\text{prom}_3} = (\rho_2 + \rho_3) / 2$   
 $T_{\text{prom}_3} = (T_2 + T_3) / 2$   
 $P_{\text{prom}_3} = (P_2 + P_3) / 2$   
 $cp_{\text{prom}_3} = \text{Cp}(R, T_{\text{prom}_3}, P_{\text{prom}_3}) \cdot (1000 \text{ [J]} / 1 \text{ [kJ]})$



```
U_conv_3_a=1/((1/h_conv_2)+(1/h_conv_3)+(1/h_conv_cam))
P_3_a=P_2-((fric_f_prom_3_a*rho_prom_3_a*long_evap_2*(vel_prom_3_a^2))/(2*D_evap)*(1[kPa]/1000[kg/m-s^2]))
T_3_a=T_cam+(T_2-T_cam)*EXP((-U_conv_3_a*pi#*D_evap*long_evap_2)/(m_dot*cp_prom_3_a))
Q_conv_evap=m_dot*(h_3-h_1)*(1000[J]/1[kJ])
```

"Flujo en alrededores de evaporador"

```
T_superficie_evap=(T_1+T_3)/2
T_film_evap=(T_superficie_evap+T_cam)/2
h_conv_cam=(Nuss_cam*k_cam)/D_evap
Nuss_cam=(0.6+(0.387*(Ra_cam^(1/6)))/((1+(0.559/Pr_cam)^(9/16))^(8/27)))^2
Pr_cam=Prandtl(Air_ha,T=T_film_evap,P=P_amb)
k_cam=Conductivity(Air_ha,T=T_film_evap,P=P_amb)
Ra_cam=((9.81[m/s^2])*beta_cam*(T_superficie_evap+T_cam)*(D_evap^3)*Pr_cam)/(nu_cam^2)
nu_cam=KinematicViscosity(Air_ha,T=T_film_evap,P=P_amb)
beta_cam=VolExpCoef(Air_ha,T=T_film_evap,P=P_amb)
```

Analisis tuberia entrada a IHX (Vapor)"

"Estado ihx\_1\_c - Entrada a tuberia 1"

```
P_ihx_1_c=P_3
T_ihx_1_c=T_3
Re_ihx_1_c=(vel_ihx_1_c*D_ihx_evap)/nu_ihx_1_c
vel_ihx_1_c=m_dot/(rho_ihx_1_c*A_c_ihx_evap)
rho_ihx_1_c=Density(R$,P=P_ihx_1_c,T=T_ihx_1_c)
nu_ihx_1_c=KinematicViscosity(R$,P=P_ihx_1_c,T=T_ihx_1_c)
Pr_ihx_1_c=Prandtl(R$,T=T_ihx_1_c,P=P_ihx_1_c)
k_ihx_1_c=Conductivity(R$,T=T_ihx_1_c,P=P_ihx_1_c)
h_conv_ihx_1_c=(0.023*(Re_ihx_1_c^(4/5))*(Pr_ihx_1_c^0.3)*k_ihx_1_c)/D_ihx_evap
fric_f_ihx_1_c=0.33/(Re_ihx_1_c^0.25)
```

"Estado ihx\_2\_c - Salida tuberia 1"

```
P_ihx_2_c=60[kPa] "Corregir con P_ihx_in_c"
T_ihx_2_c=262[K] "Corregir con T_ihx_in_c"
Re_ihx_2_c=(vel_ihx_2_c*D_ihx_evap)/nu_ihx_2_c
vel_ihx_2_c=m_dot/(rho_ihx_2_c*A_c_ihx_evap)
rho_ihx_2_c=Density(R$,P=P_ihx_2_c,T=T_ihx_2_c)
nu_ihx_2_c=KinematicViscosity(R$,P=P_ihx_2_c,T=T_ihx_2_c)
Pr_ihx_2_c=Prandtl(R$,T=T_ihx_2_c,P=P_ihx_2_c)
k_ihx_2_c=Conductivity(R$,T=T_ihx_2_c,P=P_ihx_2_c)
h_conv_ihx_2_c=(0.023*(Re_ihx_2_c^(4/5))*(Pr_ihx_2_c^0.3)*k_ihx_2_c)/D_ihx_evap
fric_f_ihx_2_c=0.33/(Re_ihx_2_c^0.25)
```

"Estado ihx\_3\_c - Caída de presión y temperatura tuberia 1"

```
fric_f_ihx_3_c=(fric_f_ihx_1_c+fric_f_ihx_2_c)/2
vel_ihx_3_c=(vel_ihx_1_c+vel_ihx_2_c)/2
rho_ihx_3_c=(rho_ihx_1_c+rho_ihx_2_c)/2
P_ihx_in_c=P_ihx_1_c-((fric_f_ihx_3_c*rho_ihx_3_c*long_ihx_1*(vel_ihx_3_c^2))/(2*D_ihx_evap)*(1[kPa]/1000[kg/m-s^2]))
T_ihx_3_c=(T_ihx_1_c+T_ihx_2_c)/2
P_ihx_3_c=(P_ihx_1_c+P_ihx_2_c)/2
cp_ihx_3_c=Cp(R$,T=T_ihx_3_c,P=P_ihx_3_c)*(1000[J]/1[kJ])
U_conv_ihx_3_c=1/((1/h_conv_ihx_1_c)+(1/h_conv_ihx_2_c)+(1/h_conv_amb_1))
T_ihx_in_c=T_amb+(T_ihx_1_c-T_amb)*EXP((-U_conv_ihx_3_c*pi#*D_ihx_evap*long_ihx_1)/(m_dot*cp_ihx_3_c))
```

"Flujo alrededor de tuberia entrada a IHX"

```
T_superficie_1=(T_ihx_1_c+T_ihx_2_c)/2
T_film_1=(T_superficie_1+T_amb)/2
h_conv_amb_1=(Nuss_amb_1*k_amb_1)/D_ihx_evap
Nuss_amb_1=(0.6+(0.387*(Ra_amb_1^(1/6)))/((1+(0.559/Pr_amb_1)^(9/16))^(8/27)))^2
Pr_amb_1=Prandtl(Air_ha,T=T_film_1,P=P_amb)
```





$k_{amb\_1} = \text{Conductivity}(\text{Air\_ha}, T = T_{film\_1}, P = P_{amb})$   
 $Ra_{amb\_1} = ((9.81[m/s^2]) * \beta_{amb\_1} * (-T_{superficie\_1} + T_{amb})) * (D_{ihx\_evap}^3) * Pr_{amb\_1} / (\nu_{amb\_1}^2)$   
 $\nu_{amb\_1} = \text{KinematicViscosity}(\text{Air\_ha}, T = T_{film\_1}, P = P_{amb})$   
 $\beta_{amb\_1} = \text{VolExpCoef}(\text{Air\_ha}, T = T_{film\_1}, P = P_{amb})$

"Análisis IHX (Vapor)"

$T_{out\_c} = 280[K]$  "Corregir con  $T_{ihx\_out\_c}$ "  
 $T_{m\_c} = (T_{ihx\_in\_c} + T_{out\_c}) / 2$   
 $cp\_c = Cp(R, T = T_{m\_c}, P = P_{ihx\_in\_c})$   
 $q_{dot\_max} = m_{dot} * cp\_c * (T_{ihx\_in\_c} - T_{ihx\_out\_c})$   
 $q_{dot\_max} * 0.65 = m_{dot} * cp\_c * (T_{ihx\_out\_c} - T_{ihx\_in\_c})$   
 $P_{ihx\_out\_c} = P_{ihx\_in\_c}$

"Análisis tubería salida de IHX (Vapor)"

"Estado  $ihx\_4\_c$  Entrada tubería 2"

$P_{ihx\_4\_c} = P_{ihx\_out\_c}$   
 $T_{ihx\_4\_c} = T_{ihx\_out\_c}$   
 $Re_{ihx\_4\_c} = (vel_{ihx\_4\_c} * D_{ihx\_evap}) / \nu_{ihx\_4\_c}$   
 $vel_{ihx\_4\_c} = m_{dot} / (\rho_{ihx\_4\_c} * A_{c\_ihx\_evap})$   
 $\rho_{ihx\_4\_c} = \text{Density}(R, P = P_{ihx\_4\_c}, T = T_{ihx\_4\_c})$   
 $\nu_{ihx\_4\_c} = \text{KinematicViscosity}(R, P = P_{ihx\_4\_c}, T = T_{ihx\_4\_c})$   
 $Pr_{ihx\_4\_c} = \text{Prandtl}(R, T = T_{ihx\_4\_c}, P = P_{ihx\_4\_c})$   
 $k_{ihx\_4\_c} = \text{Conductivity}(R, T = T_{ihx\_4\_c}, P = P_{ihx\_4\_c})$   
 $h_{conv\_ihx\_4\_c} = (0.023 * (Re_{ihx\_4\_c}^{4/5}) * (Pr_{ihx\_4\_c}^{0.3}) * k_{ihx\_4\_c}) / D_{ihx\_evap}$   
 $fric\_f_{ihx\_4\_c} = 0.33 / (Re_{ihx\_4\_c}^{0.25})$

"Estado  $ihx\_5\_c$  - Salida tubería 2"

$P_{ihx\_5\_c} = 65[kPa]$  "Corregir con  $P_{ihx\_6\_c}$ "  
 $T_{ihx\_5\_c} = 282[K]$  "Corregir con  $P_{ihx\_6\_c}$ "  
 $Re_{ihx\_5\_c} = (vel_{ihx\_5\_c} * D_{ihx\_evap}) / \nu_{ihx\_5\_c}$   
 $vel_{ihx\_5\_c} = m_{dot} / (\rho_{ihx\_5\_c} * A_{c\_ihx\_evap})$   
 $\rho_{ihx\_5\_c} = \text{Density}(R, P = P_{ihx\_5\_c}, T = T_{ihx\_5\_c})$   
 $\nu_{ihx\_5\_c} = \text{KinematicViscosity}(R, P = P_{ihx\_5\_c}, T = T_{ihx\_5\_c})$   
 $Pr_{ihx\_5\_c} = \text{Prandtl}(R, T = T_{ihx\_5\_c}, P = P_{ihx\_5\_c})$   
 $k_{ihx\_5\_c} = \text{Conductivity}(R, T = T_{ihx\_5\_c}, P = P_{ihx\_5\_c})$   
 $h_{conv\_ihx\_5\_c} = (0.023 * (Re_{ihx\_5\_c}^{4/5}) * (Pr_{ihx\_5\_c}^{0.3}) * k_{ihx\_5\_c}) / D_{ihx\_evap}$   
 $fric\_f_{ihx\_5\_c} = 0.33 / (Re_{ihx\_5\_c}^{0.25})$

"Estado  $ihx\_6\_c$  - Caída de presión y temperatura tubería 2"

$fric\_f_{ihx\_6\_c} = (fric\_f_{ihx\_4\_c} + fric\_f_{ihx\_5\_c}) / 2$   
 $vel_{ihx\_6\_c} = (vel_{ihx\_4\_c} + vel_{ihx\_5\_c}) / 2$   
 $\rho_{ihx\_6\_c} = (\rho_{ihx\_4\_c} + \rho_{ihx\_5\_c}) / 2$   
 $P_{ihx\_6\_c} = P_{ihx\_4\_c} - ((fric\_f_{ihx\_6\_c} * \rho_{ihx\_6\_c} * long_{ihx\_2} * (vel_{ihx\_6\_c}^2)) / (2 * D_{ihx\_evap})) * (1[kPa] / 1000[kg/m-s^2])$   
 $T_{ihx\_7\_c} = (T_{ihx\_4\_c} + T_{ihx\_5\_c}) / 2$   
 $P_{ihx\_7\_c} = (P_{ihx\_4\_c} + P_{ihx\_6\_c}) / 2$   
 $cp_{ihx\_7\_c} = Cp(R, T = T_{ihx\_7\_c}, P = P_{ihx\_7\_c}) * (1000[J] / 1[kJ])$   
 $U_{conv\_ihx\_7\_c} = 1 / ((1/h_{conv\_ihx\_4\_c}) + (1/h_{conv\_ihx\_5\_c}) + (1/h_{conv\_amb\_2}))$   
 $T_{ihx\_6\_c} = T_{amb} + (T_{ihx\_4\_c} - T_{amb}) * \text{EXP}((-U_{conv\_ihx\_7\_c} * \pi * D_{ihx\_evap} * long_{ihx\_2}) / (m_{dot} * cp_{ihx\_7\_c}))$

"Flujo alrededor de tubería salida de IHX"

$T_{superficie\_2} = (T_{ihx\_4\_c} + T_{ihx\_5\_c}) / 2$   
 $T_{film\_2} = (T_{superficie\_2} + T_{amb}) / 2$   
 $h_{conv\_amb\_2} = (Nuss_{amb\_2} * k_{amb\_2}) / D_{ihx\_evap}$   
 $Nuss_{amb\_2} = (0.6 + (0.387 * (Ra_{amb\_2}^{1/6}))) / ((1 + (0.559 / Pr_{amb\_2})^{1/4})^{1/4} * (8/27))^{1/4}$   
 $Pr_{amb\_2} = \text{Prandtl}(\text{Air\_ha}, T = T_{film\_2}, P = P_{amb})$   
 $k_{amb\_2} = \text{Conductivity}(\text{Air\_ha}, T = T_{film\_2}, P = P_{amb})$   
 $Ra_{amb\_2} = ((9.81[m/s^2]) * \beta_{amb\_2} * (-T_{superficie\_2} + T_{amb})) * (D_{ihx\_evap}^3) * Pr_{amb\_2} / (\nu_{amb\_2}^2)$



$\text{nu\_amb\_2}=\text{KinematicViscosity}(\text{Air\_ha},T=\text{T\_film\_2},P=P_{\text{amb}})$   
 $\text{beta\_amb\_2}=\text{VolExpCoef}(\text{Air\_ha},T=\text{T\_film\_2},P=P_{\text{amb}})$

"Tubería 1 - Salida evaporador, entrada compresor"

"Estado 4 - Entrada tubería 1"

$P_4=P_{\text{ihx\_6\_c}}$   
 $T_4=T_{\text{ihx\_6\_c}}$   
 $\text{Re}_4=(\text{vel}_4 \cdot D_{\text{tub}_1})/\text{nu}_4$   
 $\text{vel}_4=m_{\text{dot}}/(\rho_4 \cdot A_{\text{c\_tub}_1})$   
 $\rho_4=\text{Density}(R\$,P=P_4,T=T_4)$   
 $\text{nu}_4=\text{KinematicViscosity}(R\$,P=P_4,T=T_4)$   
 $\text{Pr}_4=\text{Prandtl}(R\$,T=T_4,P=P_4)$   
 $k_4=\text{Conductivity}(R\$,T=T_4,P=P_4)$   
 $h_{\text{conv}_4}=(0.023 \cdot (\text{Re}_4^{4/5}) \cdot (\text{Pr}_4^{0.3}) \cdot k_4)/D_{\text{tub}_1}$   
 $\text{fric}_f_4=0.33/(\text{Re}_4^{0.25})$

"Estado 5 - Salida tubería 1"

$P_5=65[\text{kPa}]$  "Corregir con  $P_{5\_b}$ "  
 $T_5=286[\text{K}]$  "Corregir con  $T_{5\_b}$ "  
 $\text{Re}_5=(\text{vel}_5 \cdot D_{\text{tub}_1})/\text{nu}_5$   
 $\text{vel}_5=m_{\text{dot}}/(\rho_5 \cdot A_{\text{c\_tub}_1})$   
 $\rho_5=\text{Density}(R\$,P=P_5,T=T_5)$   
 $\text{nu}_5=\text{KinematicViscosity}(R\$,P=P_5,T=T_5)$   
 $\text{Pr}_5=\text{Prandtl}(R\$,T=T_5,P=P_5)$   
 $k_5=\text{Conductivity}(R\$,T=T_5,P=P_5)$   
 $h_{\text{conv}_5}=(0.023 \cdot (\text{Re}_5^{4/5}) \cdot (\text{Pr}_5^{0.3}) \cdot k_5)/D_{\text{tub}_1}$   
 $\text{fric}_f_5=0.33/(\text{Re}_5^{0.25})$

"Caída de presión y temperatura tubería de entrada a compresor"

$\text{fric}_f_5_a=(\text{fric}_f_4+\text{fric}_f_5)/2$   
 $\text{vel}_5_a=(\text{vel}_4+\text{vel}_5)/2$   
 $\rho_5_a=(\rho_4+\rho_5)/2$   
 $T_5_a=(T_4+T_5)/2$   
 $P_5_a=(P_4+P_5)/2$   
 $\text{cp}_5_a=\text{Cp}(R\$,T=T_5_a,P=P_5_a) \cdot (1000[\text{J}]/1[\text{kJ}])$   
 $U_{\text{conv}_5_a}=1/((1/h_{\text{conv}_4})+(1/h_{\text{conv}_5})+(1/h_{\text{conv\_amb}_3}))$   
 $P_5_b=P_4-(\text{fric}_f_5_a \cdot \rho_5_a \cdot \text{long\_tub}_1 \cdot (\text{vel}_5_a^2))/(2 \cdot D_{\text{tub}_1} \cdot (1[\text{kPa}]/1000[\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}]))$   
 $T_5_b=T_{\text{amb}}+(T_4-T_{\text{amb}}) \cdot \text{EXP}((-U_{\text{conv}_5_a} \cdot \pi \cdot D_{\text{tub}_1} \cdot \text{long\_tub}_1)/(m_{\text{dot}} \cdot \text{cp}_5_a))$

"Flujo alrededor de tubería 1"

$T_{\text{superficie}_3}=(T_4+T_5)/2$   
 $T_{\text{film}_3}=(T_{\text{superficie}_3}+T_{\text{amb}})/2$   
 $h_{\text{conv\_amb}_3}=(\text{Nuss\_amb}_3 \cdot k_{\text{amb}_3})/D_{\text{tub}_1}$   
 $\text{Nuss\_amb}_3=(0.6+(0.387 \cdot (\text{Ra\_amb}_3^{1/6}))/((1+(0.559/\text{Pr\_amb}_3)^{(9/16))}^{(8/27))))^2$   
 $\text{Pr\_amb}_3=\text{Prandtl}(\text{Air\_ha},T=T_{\text{film}_3},P=P_{\text{amb}})$   
 $k_{\text{amb}_3}=\text{Conductivity}(\text{Air\_ha},T=T_{\text{film}_3},P=P_{\text{amb}})$   
 $\text{Ra\_amb}_3=((9.81[\text{m/s}^2]) \cdot \text{beta\_amb}_3 \cdot (T_{\text{superficie}_3}+T_{\text{amb}}) \cdot (D_{\text{tub}_1})^3 \cdot \text{Pr\_amb}_3)/(\text{nu\_amb}_3^2)$   
 $\text{nu\_amb}_3=\text{KinematicViscosity}(\text{Air\_ha},T=T_{\text{film}_3},P=P_{\text{amb}})$   
 $\text{beta\_amb}_3=\text{VolExpCoef}(\text{Air\_ha},T=T_{\text{film}_3},P=P_{\text{amb}})$

"COMPRESOR"

$m_{\text{dot}}=\text{Pot\_nominal}/(h_7-h_6)$   
 $\text{CL}=(0.13/3.5) \cdot 100$  "Se supondra un volumen de espacio muerto cercano al 4%"  
 $\text{eta}_v=75$  "Se supondra una eficiencia volumetrica del 75%"

"Estado 6 - entrada de compresor"

$P_6=P_5$   
 $T_6=T_5$   
 $h_6=\text{Enthalpy}(R\$,P=P_6,T=T_6)$



Z\_6=CompressibilityFactor(R\$,T=T\_6,P=P\_6)  
K\_6=Cp(R\$,T=T\_6,P=P\_6)/Cv(R\$,T=T\_6,P=P\_6)

"Estado 7 - salida de compresor"

T\_out=340[K] "Corregir con T\_7"  
eta\_v=96-R\_6\_7-CL\*((R\_6\_7\*(1/K\_6))\*(Z\_6/Z\_7)-1)  
R\_6\_7=P\_7/P\_6  
Z\_7=CompressibilityFactor(R\$,T=T\_out,P=P\_7)  
T\_7=Temperature(R\$,P=P\_7,h=h\_7)

"Tubería 2 - Salida de compresor"

"Estado 8 - Entrada tubería 2"

P\_8=P\_7  
T\_8=T\_7  
Re\_8=(vel\_8\*D\_tub\_2)/nu\_8  
vel\_8=m\_dot/(rho\_8\*A\_c\_tub\_2)  
rho\_8=Density(R\$,P=P\_8,T=T\_8)  
nu\_8=KinematicViscosity(R\$,P=P\_8,T=T\_8)  
Pr\_8=Prandtl(R\$,T=T\_8,P=P\_8)  
k\_8=Conductivity(R\$,T=T\_8,P=P\_8)  
h\_conv\_8=(0.023\*(Re\_8^(4/5))\*(Pr\_8^0.3)\*k\_8)/D\_tub\_2  
fric\_f\_8=0.33/(Re\_8^0.25)

"Estado 9 - Salida tubería 2"

P\_9=890[kPa] "Corregir con P\_9\_b"  
T\_9=338[K] "Corregir con T\_9\_b"  
Re\_9=(vel\_9\*D\_tub\_2)/nu\_9  
vel\_9=m\_dot/(rho\_9\*A\_c\_tub\_2)  
rho\_9=Density(R\$,P=P\_9,T=T\_9)  
nu\_9=KinematicViscosity(R\$,P=P\_9,T=T\_9)  
Pr\_9=Prandtl(R\$,T=T\_9,P=P\_9)  
k\_9=Conductivity(R\$,T=T\_9,P=P\_9)  
h\_conv\_9=(0.023\*(Re\_9^(4/5))\*(Pr\_9^0.3)\*k\_9)/D\_tub\_2  
fric\_f\_9=0.33/(Re\_9^0.25)

"Caída de presión y temperatura tubería 2"

fric\_f\_9\_a=(fric\_f\_8+fric\_f\_9)/2  
vel\_9\_a=(vel\_8+vel\_9)/2  
rho\_9\_a=(rho\_8+rho\_9)/2  
T\_9\_a=(T\_8+T\_9)/2  
P\_9\_a=(P\_8+P\_9)/2  
cp\_9\_a=Cp(R\$,T=T\_9\_a,P=P\_9\_a)\*(1000[J]/1[kJ])  
U\_conv\_9\_a=1/((1/h\_conv\_8)+(1/h\_conv\_9)+(1/h\_conv\_amb\_4))  
P\_9\_b=P\_8-((fric\_f\_9\_a\*rho\_9\_a\*long\_tub\_2\*(vel\_9\_a^2))/(2\*D\_tub\_2)\*(1[kPa]/1000[kg/m-s^2]))  
T\_9\_b=T\_amb+(T\_8-T\_amb)\*EXP((-U\_conv\_9\_a\*pi\*D\_tub\_2\*long\_tub\_2)/(m\_dot\*cp\_9\_a))

"Flujo alrededor de tubería 2"

T\_superficie\_4=(T\_8+T\_9)/2  
T\_film\_4=(T\_superficie\_4+T\_amb)/2  
h\_conv\_amb\_4=(Nuss\_amb\_4\*k\_amb\_4)/D\_tub\_2  
Nuss\_amb\_4=(0.6+(0.387\*(Ra\_amb\_4^(1/6))))/((1+(0.559/Pr\_amb\_4)^(9/16))^(8/27))^2  
Pr\_amb\_4=Prandtl(Air\_ha,T=T\_film\_4,P=P\_amb)  
k\_amb\_4=Conductivity(Air\_ha,T=T\_film\_4,P=P\_amb)  
Ra\_amb\_4=((9.81[m/s^2])\*beta\_amb\_4\*(T\_superficie\_4-T\_amb)\*(D\_tub\_2^3)\*Pr\_amb\_4)/(nu\_amb\_4^2)  
nu\_amb\_4=KinematicViscosity(Air\_ha,T=T\_film\_4,P=P\_amb)  
beta\_amb\_4=VolExpCoef(Air\_ha,T=T\_film\_4,P=P\_amb)

"Tubería 3 - Entrada a condensador"



"Estado 10 - Entrada tubería 3"

P\_10=P\_9  
T\_10=T\_9  
Re\_10=(vel\_10\*D\_tub\_3)/nu\_10  
vel\_10=m\_dot/(rho\_10\*A\_c\_tub\_3)  
rho\_10=Density(R\$,P=P\_10,T=T\_10)  
nu\_10=KinematicViscosity(R\$,P=P\_10,T=T\_10)  
Pr\_10=Prandtl(R\$,T=T\_10,P=P\_10)  
k\_10=Conductivity(R\$,T=T\_10,P=P\_10)  
h\_conv\_10=(0.023\*(Re\_10^(4/5))\*(Pr\_10^0.3)\*k\_10)/D\_tub\_3  
fric\_f\_10=0.33/(Re\_10^0.25)

"Estado 11 - Salida tubería 3"

P\_11=888[kPa] "Corregir con P\_11\_b"  
T\_11=336[K] "Corregir con T\_11\_b"  
Re\_11=(vel\_11\*D\_tub\_3)/nu\_11  
vel\_11=m\_dot/(rho\_11\*A\_c\_tub\_3)  
rho\_11=Density(R\$,P=P\_11,T=T\_11)  
nu\_11=KinematicViscosity(R\$,P=P\_11,T=T\_11)  
Pr\_11=Prandtl(R\$,T=T\_11,P=P\_11)  
k\_11=Conductivity(R\$,T=T\_11,P=P\_11)  
h\_conv\_11=(0.023\*(Re\_11^(4/5))\*(Pr\_11^0.3)\*k\_11)/D\_tub\_3  
fric\_f\_11=0.33/(Re\_11^0.25)

"Caída de presión y temperatura tubería 3"

fric\_f\_11\_a=(fric\_f\_10+fric\_f\_11)/2  
vel\_11\_a=(vel\_10+vel\_11)/2  
rho\_11\_a=(rho\_10+rho\_11)/2  
T\_11\_a=(T\_10+T\_11)/2  
P\_11\_a=(P\_10+P\_11)/2  
cp\_11\_a=Cp(R\$,T=T\_11\_a,P=P\_11\_a)\*(1000[J]/1[kJ])  
U\_conv\_11\_a=1/((1/h\_conv\_10)+(1/h\_conv\_11)+(1/h\_conv\_amb\_5))  
P\_11\_b=P\_10-((fric\_f\_11\_a\*rho\_11\_a\*long\_tub\_3\*(vel\_11\_a^2)/(2\*D\_tub\_3)\*(1[kPa]/1000[kg/m-s^2]))  
T\_11\_a=T\_amb+(T\_10-T\_amb)\*EXP((-U\_conv\_11\_a\*pi\*D\_tub\_3\*long\_tub\_3)/(m\_dot\*cp\_11\_a))

"Flujo alrededor de tubería 3"

T\_superficie\_5=(T\_10+T\_11)/2  
T\_film\_5=(T\_superficie\_5+T\_amb)/2  
h\_conv\_amb\_5=(Nuss\_amb\_5\*k\_amb\_5)/D\_tub\_3  
Nuss\_amb\_5=(0.6+(0.387\*(Ra\_amb\_5^(1/6))))/((1+(0.559/Pr\_amb\_5)^(9/16))^(8/27))^2  
Pr\_amb\_5=Prandtl(Air\_ha,T=T\_film\_5,P=P\_amb)  
k\_amb\_5=Conductivity(Air\_ha,T=T\_film\_5,P=P\_amb)  
Ra\_amb\_5=((9.81[m/s^2])\*beta\_amb\_5\*(T\_superficie\_5-T\_amb)\*(D\_tub\_3^3)\*Pr\_amb\_5)/(nu\_amb\_5^2)  
nu\_amb\_5=KinematicViscosity(Air\_ha,T=T\_film\_5,P=P\_amb)  
beta\_amb\_5=VolExpCoef(Air\_ha,T=T\_film\_5,P=P\_amb)

"CONDENSADOR"

"Estado 12 - Entrada a condensador"

T\_12=T\_11  
P\_12=P\_11  
h\_12=Enthalpy(R\$,P=P\_12,T=T\_12)  
Re\_12=(vel\_12\*D\_cond)/nu\_12  
vel\_12=m\_dot/(rho\_12\*A\_c\_cond)  
rho\_12=Density(R\$,P=P\_12,T=T\_12)  
nu\_12=KinematicViscosity(R\$,P=P\_12,T=T\_12)  
Pr\_12=Prandtl(R\$,T=T\_12,P=P\_12)  
k\_12=Conductivity(R\$,T=T\_12,P=P\_12)  
h\_conv\_12=(0.023\*(Re\_12^(4/5))\*(Pr\_12^0.3)\*k\_12)/D\_cond  
fric\_f\_12=0.33/(Re\_12^0.25)



"Estado 13 - Línea de vapor saturado"

P\_13=870[kPa] "Corregir con P\_13\_b"  
T\_13=T\_sat(R\$,P=P\_13)  
h\_13=Enthalpy(R\$,P=P\_13,x=1)  
Re\_13=(vel\_13\*D\_cond)/nu\_13  
vel\_13=m\_dot/(rho\_13\*A\_c\_cond)  
rho\_13=Density(R\$,P=P\_13,x=1)  
nu\_13=KinematicViscosity(R\$,P=P\_13,x=1)  
Pr\_13=Prandtl(R\$,P=P\_13,x=1)  
k\_13=Conductivity(R\$,P=P\_13,x=1)  
h\_conv\_13=(0.023\*(Re\_13^(4/5))\*(Pr\_13^0.3)\*k\_13)/D\_evap  
fric\_f\_13=0.33/(Re\_13^0.25)

"Caída de presión y temperatura en zona de vapor sobrecalentado, en condensador"

T\_13\_a=(T\_12+T\_13)/2  
P\_13\_a=(P\_12+P\_13)/2  
cp\_13\_a=Cp(R\$,T=T\_13\_a,P=P\_13\_a)  
Q\_conv\_13\_a=m\_dot\*cp\_13\_a\*(T\_13-T\_12)\*(1000[W]/1[kJ/s])  
U\_conv\_13\_a=1/((1/h\_conv\_12)+(1/h\_conv\_13)+(1/h\_conv\_amb\_6))  
DELTA\_T\_lm\_13\_a=((T\_amb-T\_13)-(T\_amb-T\_12))/(ln((T\_amb-T\_13)/(T\_amb-T\_12)))  
long\_cond\_1=(Q\_conv\_13\_a/(pi\*D\_cond\*U\_conv\_13\_a\*DELTA\_T\_lm\_13\_a))  
fric\_f\_13\_a=(fric\_f\_12+fric\_f\_13)/2  
vel\_13\_a=(vel\_12+vel\_13)/2  
rho\_13\_a=(rho\_12+rho\_13)/2  
P\_13\_b=P\_12-((fric\_f\_13\_a\*rho\_13\_a\*long\_cond\_1\*(vel\_13\_a^2))/(2\*D\_cond)\*(1[kPa]/1000[kg/m-s^2]))

"Flujo alrededor de condensador 1"

T\_superficie\_6=(T\_12+T\_13)/2  
T\_film\_6=(T\_superficie\_6+T\_amb)/2  
h\_conv\_amb\_6=(Nuss\_amb\_6\*k\_amb\_6)/D\_cond  
Nuss\_amb\_6=(0.6+(0.387\*(Ra\_amb\_6^(1/6))))/((1+(0.559/Pr\_amb\_6)^(9/16))^(8/27)))^2  
Pr\_amb\_6=Prandtl(Air\_ha,T=T\_film\_6,P=P\_amb)  
k\_amb\_6=Conductivity(Air\_ha,T=T\_film\_6,P=P\_amb)  
Ra\_amb\_6=((9.81[m/s^2])\*beta\_amb\_6\*(T\_superficie\_6-T\_amb)\*(D\_cond^3)\*Pr\_amb\_6)/(nu\_amb\_6^2)  
nu\_amb\_6=KinematicViscosity(Air\_ha,T=T\_film\_6,P=P\_amb)  
beta\_amb\_6=VolExpCoef(Air\_ha,T=T\_film\_6,P=P\_amb)

"Estado 14 - Línea de líquido saturado en condensador"

P\_14=800[kPa] "Corregir con P\_14\_a"  
T\_14=T\_sat(R\$,P=P\_14)  
h\_14=Enthalpy(R\$,P=P\_14,x=0)  
Re\_14=(vel\_14\*D\_cond)/nu\_14  
vel\_14=m\_dot/(rho\_14\*A\_c\_cond)  
rho\_14=Density(R\$,P=P\_14,x=0)  
nu\_14=KinematicViscosity(R\$,P=P\_14,x=0)  
k\_14=Conductivity(R\$,P=P\_14,x=0)  
h\_conv\_14=(4.36\*k\_14)/D\_cond  
fric\_f\_14=64/Re\_14

"Caída de presión y temperatura en zona de mezcla en condensador"

T\_14\_a=(T\_13+T\_14)/2  
DELTA\_T\_lm\_14\_a=((T\_14\_a-T\_14)-(T\_14\_a-T\_13))/(ln((T\_14\_a-T\_14)/(T\_14\_a-T\_13)))  
Q\_conv\_14\_a=m\_dot\*(h\_14-h\_13)\*(1000[W]/1[kJ/s])  
Call Cond\_HorizontalTube\_avg(R\$,m\_dot,T\_13,T\_14\_a,D\_cond,1,0:h\_conv\_avg\_5\_e)  
long\_cond\_2=Q\_conv\_14\_a/(pi\*D\_cond\*h\_conv\_avg\_14\_a\*DELTA\_T\_lm\_14\_a)  
fric\_f\_14\_a=(fric\_f\_13+fric\_f\_14)/2  
vel\_14\_a=(vel\_13+vel\_14)/2  
rho\_14\_a=(rho\_13+rho\_14)/2  
P\_14\_a=P\_13-((fric\_f\_14\_a\*rho\_14\_a\*long\_cond\_2\*(vel\_14\_a^2))/(2\*D\_cond)\*(1[kPa]/1000[kg/m-s^2]))



"Estado 15 - salida condensador, liquido subenfriado"

P\_15=800[kPa] "Corregir con P\_15\_b"  
T\_15=305[K] "Corregir con T\_15\_b"  
h\_15=Enthalpy(R\$,P=P\_15,T=T\_15)  
Re\_15=(vel\_15\*D\_cond)/nu\_15  
vel\_15=m\_dot/(rho\_15\*A\_c\_cond)  
rho\_15=Density(R\$,P=P\_15,T=T\_15)  
nu\_15=KinematicViscosity(R\$,P=P\_15,T=T\_15)  
k\_15=Conductivity(R\$,P=P\_15,T=T\_15)  
h\_conv\_15=(4.36\*k\_15)/D\_cond  
fric\_f\_15=64/Re\_15  
long\_cond\_3=long\_cond-(long\_cond\_1+long\_cond\_2)

"Caída de presión y temperatura en zona de liquido subenfriado"

fric\_f\_15\_a=(fric\_f\_14+fric\_15)/2  
vel\_15\_a=(vel\_14+vel\_15)/2  
rho\_15\_a=(rho\_14+rho\_15)/2  
T\_15\_a=(T\_14+T\_15)/2  
P\_15\_a=(P\_14+P\_15)/2  
cp\_15\_a=Cp(R\$,T=T\_15\_a,P=P\_15\_a)\*(1000[J]/1[kJ])  
U\_conv\_15\_a=1/((1/h\_conv\_14)+(1/h\_conv\_15)+(1/h\_conv\_amb\_7))  
P\_15\_b=P\_14-(fric\_f\_15\_a\*rho\_15\_a\*long\_cond\_3\*(vel\_15\_a^2))/(2\*D\_cond)\*(1[kPa]/1000[kg/m-s^2]))  
T\_15\_b=T\_amb+(T\_14-T\_amb)\*EXP(-(U\_conv\_15\_a\*pi\*D\_cond\*long\_cond\_3)/(m\_dot\*cp\_15\_a))

Q\_conv\_15\_a=m\_dot\*cp\_15\_a\*(T\_15-T\_14)  
Q\_conv\_cond=(m\_dot\*(h\_15-h\_12))\*(1000[J]/1[kJ]))

"Flujo alrededor de condensador 2"

T\_superficie\_7=(T\_14+T\_15)/2  
T\_film\_7=(T\_superficie\_7+T\_amb)/2  
h\_conv\_amb\_7=(Nuss\_amb\_7\*k\_amb\_7)/D\_cond  
Nuss\_amb\_7=(0.6+(0.387\*(Ra\_amb\_7^(1/6))))/((1+(0.559/Pr\_amb\_7)^(9/16))^(8/27)))^2  
Pr\_amb\_7=Prandtl(Air\_ha,T=T\_film\_7,P=P\_amb)  
k\_amb\_7=Conductivity(Air\_ha,T=T\_film\_7,P=P\_amb)  
Ra\_amb\_7=((9.81[m/s^2])\*beta\_amb\_7\*(T\_superficie\_7-T\_amb)\*(D\_cond^3)\*Pr\_amb\_7)/(nu\_amb\_7^2)  
nu\_amb\_7=KinematicViscosity(Air\_ha,T=T\_film\_7,P=P\_amb)  
beta\_amb\_7=VolExpCoef(Air\_ha,T=T\_film\_7,P=P\_amb)

"Análisis tubería entrada a IHX (Líquido)"

"Estado ihx\_1\_h - Entrada a tubería 3"

P\_ihx\_1\_h=P\_15  
T\_ihx\_1\_h=T\_15  
Re\_ihx\_1\_h=(vel\_ihx\_1\_h\*D\_ihx\_cond)/nu\_ihx\_1\_h  
vel\_ihx\_1\_h=m\_dot/(rho\_ihx\_1\_h\*A\_c\_ihx\_cond)  
rho\_ihx\_1\_h=Density(R\$,P=P\_ihx\_1\_h,T=T\_ihx\_1\_h)  
nu\_ihx\_1\_h=KinematicViscosity(R\$,P=P\_ihx\_1\_h,T=T\_ihx\_1\_h)  
Pr\_ihx\_1\_h=Prandtl(R\$,T=T\_ihx\_1\_h,P=P\_ihx\_1\_h)  
k\_ihx\_1\_h=Conductivity(R\$,T=T\_ihx\_1\_h,P=P\_ihx\_1\_h)  
h\_conv\_ihx\_1\_h=(4.36\*k\_ihx\_1\_h)/D\_ihx\_cond  
fric\_f\_ihx\_1\_h=64/Re\_ihx\_1\_h

"Estado ihx\_2\_h - Salida tubería 3"

P\_ihx\_2\_h=790[kPa] "Corregir con P\_ihx\_in\_h"  
T\_ihx\_2\_h=303[K] "Corregir con T\_ihx\_in\_h"  
Re\_ihx\_2\_h=(vel\_ihx\_2\_h\*D\_ihx\_cond)/nu\_ihx\_2\_h  
vel\_ihx\_2\_h=m\_dot/(rho\_ihx\_2\_h\*A\_c\_ihx\_cond)  
rho\_ihx\_2\_h=Density(R\$,P=P\_ihx\_2\_h,T=T\_ihx\_2\_h)  
nu\_ihx\_2\_h=KinematicViscosity(R\$,P=P\_ihx\_2\_h,T=T\_ihx\_2\_h)



$Pr_{ihx\_2\_h} = Prandtl(R\$, T=T_{ihx\_2\_h}, P=P_{ihx\_2\_h})$   
 $k_{ihx\_2\_h} = Conductivity(R\$, T=T_{ihx\_2\_h}, P=P_{ihx\_2\_h})$   
 $h_{conv\_ihx\_2\_h} = (4.36 * k_{ihx\_2\_h}) / D_{ihx\_cond}$   
 $fric\_f_{ihx\_2\_h} = 64 / Re_{ihx\_2\_h}$

"Estado ihx\_3\_h - Caída de presión y temperatura tubería 3"

$fric\_f_{ihx\_3\_h} = (fric\_f_{ihx\_1\_h} + fric\_f_{ihx\_2\_h}) / 2$   
 $vel_{ihx\_3\_h} = (vel_{ihx\_1\_h} + vel_{ihx\_2\_h}) / 2$   
 $\rho_{ihx\_3\_h} = (\rho_{ihx\_1\_h} + \rho_{ihx\_2\_h}) / 2$   
 $P_{ihx\_in\_h} = P_{ihx\_1\_h} - ((fric\_f_{ihx\_3\_h} * \rho_{ihx\_3\_h} * long_{ihx\_3\_h} * vel_{ihx\_3\_h}^2) / (2 * D_{ihx\_cond}) * (1 [kPa] / 1000 [kg/m-s^2]))$   
 $T_{ihx\_3\_h} = (T_{ihx\_1\_h} + T_{ihx\_2\_h}) / 2$   
 $P_{ihx\_3\_h} = (P_{ihx\_1\_h} + P_{ihx\_2\_h}) / 2$   
 $cp_{ihx\_3\_h} = Cp(R\$, T=T_{ihx\_3\_h}, P=P_{ihx\_3\_h}) * (1000 [J] / 1 [kJ])$   
 $U_{conv\_ihx\_3\_h} = 1 / ((1/h_{conv\_ihx\_1\_h}) + (1/h_{conv\_ihx\_2\_h}) + (1/h_{conv\_amb\_8}))$   
 $T_{ihx\_in\_h} = T_{amb} + (T_{ihx\_1\_h} - T_{amb}) * EXP((-U_{conv\_ihx\_3\_h} * \pi * D_{ihx\_cond} * long_{ihx\_3\_h}) / (m_{dot} * cp_{ihx\_3\_h}))$

"Flujo alrededor de tubería entrada a IHX"

$T_{superficie\_8} = (T_{ihx\_1\_h} + T_{ihx\_2\_h}) / 2$   
 $T_{film\_8} = (T_{superficie\_8} + T_{amb}) / 2$   
 $h_{conv\_amb\_8} = (Nuss_{amb\_8} * k_{amb\_8}) / D_{ihx\_cond}$   
 $Nuss_{amb\_8} = (0.6 + (0.387 * (Ra_{amb\_8}^{1/6}))) / ((1 + (0.559 / Pr_{amb\_8})^{9/16})^{4/3})^{1/4}$   
 $Pr_{amb\_8} = Prandtl(Air\_ha, T=T_{film\_8}, P=P_{amb})$   
 $k_{amb\_8} = Conductivity(Air\_ha, T=T_{film\_8}, P=P_{amb})$   
 $Ra_{amb\_8} = (9.81 [m/s^2]) * \beta_{amb\_8} * (T_{superficie\_8} - T_{amb}) * (D_{ihx\_cond}^3) * Pr_{amb\_8} / (\nu_{amb\_8}^2)$   
 $\nu_{amb\_8} = KinematicViscosity(Air\_ha, T=T_{film\_8}, P=P_{amb})$   
 $\beta_{amb\_8} = VolExpCoef(Air\_ha, T=T_{film\_8}, P=P_{amb})$

"Análisis IHX (Líquido)"

$T_{out\_h} = 285 [K]$  "Corregir con  $T_{ihx\_out\_h}$ "  
 $T_{m\_h} = (T_{ihx\_in\_h} + T_{out\_h}) / 2$   
 $cp\_h = Cp(R\$, T=T_{m\_h}, P=P_{ihx\_in\_h})$   
 $q_{dot\_max} = m_{dot} * cp\_h * (T_{ihx\_in\_h} - T_{ihx\_in\_c})$   
 $q_{dot\_max} * 0.6 = m_{dot} * cp\_c * (T_{ihx\_in\_h} - T_{ihx\_out\_h})$   
 $P_{ihx\_out\_h} = P_{ihx\_in\_h}$

"Análisis tubería salida de IHX (Líquido)"

"Estado ihx\_4\_h Entrada tubería 4"

$P_{ihx\_4\_h} = P_{ihx\_out\_h}$   
 $T_{ihx\_4\_h} = T_{ihx\_out\_h}$   
 $Re_{ihx\_4\_h} = (vel_{ihx\_4\_h} * D_{ihx\_cond}) / \nu_{ihx\_4\_h}$   
 $vel_{ihx\_4\_h} = m_{dot} / (\rho_{ihx\_4\_h} * A_{c\_ihx\_cond})$   
 $\rho_{ihx\_4\_h} = Density(R\$, P=P_{ihx\_4\_h}, T=T_{ihx\_4\_h})$   
 $\nu_{ihx\_4\_h} = KinematicViscosity(R\$, P=P_{ihx\_4\_h}, T=T_{ihx\_4\_h})$   
 $Pr_{ihx\_4\_h} = Prandtl(R\$, T=T_{ihx\_4\_h}, P=P_{ihx\_4\_h})$   
 $k_{ihx\_4\_h} = Conductivity(R\$, T=T_{ihx\_4\_h}, P=P_{ihx\_4\_h})$   
 $h_{conv\_ihx\_4\_h} = (4.36 * k_{ihx\_4\_h}) / D_{ihx\_cond}$   
 $fric\_f_{ihx\_4\_h} = 64 / Re_{ihx\_4\_h}$

"Estado ihx\_5\_h - Salida tubería 2"

$P_{ihx\_5\_h} = 780 [kPa]$  "Corregir con  $P_{ihx\_6\_h}$ "  
 $T_{ihx\_5\_h} = 283 [K]$  "Corregir con  $T_{ihx\_6\_h}$ "  
 $Re_{ihx\_5\_h} = (vel_{ihx\_5\_h} * D_{ihx\_cond}) / \nu_{ihx\_5\_h}$   
 $vel_{ihx\_5\_h} = m_{dot} / (\rho_{ihx\_5\_h} * A_{c\_ihx\_cond})$   
 $\rho_{ihx\_5\_h} = Density(R\$, P=P_{ihx\_5\_h}, T=T_{ihx\_5\_h})$   
 $\nu_{ihx\_5\_h} = KinematicViscosity(R\$, P=P_{ihx\_5\_h}, T=T_{ihx\_5\_h})$   
 $Pr_{ihx\_5\_h} = Prandtl(R\$, T=T_{ihx\_5\_h}, P=P_{ihx\_5\_h})$   
 $k_{ihx\_5\_h} = Conductivity(R\$, T=T_{ihx\_5\_h}, P=P_{ihx\_5\_h})$   
 $h_{conv\_ihx\_5\_h} = (4.36 * k_{ihx\_5\_h}) / D_{ihx\_cond}$



fric\_f\_ihx\_5\_h=64/Re\_ihx\_5\_h

"Estado ihx\_6\_c - Caída de presión y temperatura tubería 2"

fric\_f\_ihx\_6\_h=(fric\_f\_ihx\_4\_h+fric\_f\_ihx\_5\_h)/2  
vel\_ihx\_6\_h=(vel\_ihx\_4\_h+vel\_ihx\_5\_h)/2  
rho\_ihx\_6\_h=(rho\_ihx\_4\_h+rho\_ihx\_5\_h)/2  
P\_ihx\_6\_h=P\_ihx\_4\_h-(fric\_f\_ihx\_6\_h\*rho\_ihx\_6\_h\*long\_ihx\_4\*(vel\_ihx\_6\_h^2))/(2\*D\_ihx\_cond)\*(1[kPa]/1000[kg/m-s^2])  
T\_ihx\_7\_h=(T\_ihx\_4\_h+T\_ihx\_5\_h)/2  
P\_ihx\_7\_h=(P\_ihx\_4\_h+P\_ihx\_6\_h)/2  
cp\_ihx\_7\_h=Cp(R\$,T=T\_ihx\_7\_h,P=P\_ihx\_7\_h)\*(1000[J]/1[kJ])  
U\_conv\_ihx\_7\_h=1/((1/h\_conv\_ihx\_4\_h)+(1/h\_conv\_ihx\_5\_h)+(1/h\_conv\_amb\_9))  
T\_ihx\_6\_h=T\_amb+(T\_ihx\_4\_h-T\_amb)\*EXP((-U\_conv\_ihx\_7\_h\*pi\*D\_ihx\_cond\*long\_ihx\_4)/(m\_dot\*cp\_ihx\_7\_h))

"Flujo alrededor de tubería salida de IHX"

T\_superficie\_9=(T\_ihx\_4\_h+T\_ihx\_5\_h)/2  
T\_film\_9=(T\_superficie\_9+T\_amb)/2  
h\_conv\_amb\_9=(Nuss\_amb\_8\*k\_amb\_9)/D\_ihx\_cond  
Nuss\_amb\_9=(0.6+(0.387\*(Ra\_amb\_9^(1/6)))/((1+(0.559/Pr\_amb\_9)^(9/16))^(8/27)))^2  
Pr\_amb\_9=Prandtl(Air\_ha,T=T\_film\_9,P=P\_amb)  
k\_amb\_9=Conductivity(Air\_ha,T=T\_film\_9,P=P\_amb)  
Ra\_amb\_9=((9.81[m/s^2])\*beta\_amb\_9\*(T\_superficie\_9-T\_amb)\*(D\_ihx\_cond^3)\*Pr\_amb\_9)/(nu\_amb\_9^2)  
nu\_amb\_9=KinematicViscosity(Air\_ha,T=T\_film\_9,P=P\_amb)  
beta\_amb\_9=VolExpCoef(Air\_ha,T=T\_film\_9,P=P\_amb)

"TUBO CAPILAR"

"Estado 16 - Entrada de capilar"

P\_16=P\_ihx\_6\_h  
T\_16=T\_ihx\_6\_h  
h\_16=Enthalpy(R\$,P=P\_16,T=T\_16)  
s\_16=Entropy(R\$,P=P\_16,T=T\_16)  
s\_16\_sat=Entropy(R\$,P=P\_16,x=0) "Si s\_7 < s\_7\_sat, se tiene liquido subenfriado"  
nu\_16=KinematicViscosity(R\$,P=P\_16,T=T\_16)  
rho\_16=Density(R\$,P=P\_16,T=T\_16)  
vel\_16=m\_dot/(rho\_16\*A\_c\_cap)  
Re\_16=(vel\_16\*D\_cap)/nu\_16  
fric\_f\_16=0.33/Re\_16^0.25

"Refrigerante en línea de líquido saturado"

h\_16\_a=h\_16  
T\_16\_a=Temperature(R\$,h=h\_16\_a,x=0)  
P\_16\_a=Pressure(R\$,T=T\_16\_a,x=0)  
s\_16\_a=Entropy(R\$,T=T\_16\_a,x=0)  
nu\_16\_a=KinematicViscosity(R\$,T=T\_16\_a,x=0)  
rho\_16\_a=Density(R\$,T=T\_16\_a,x=0)  
vel\_16\_a=m\_dot/(rho\_16\_a\*A\_c\_cap)  
Re\_16\_a=(vel\_16\_a\*D\_cap)/nu\_16\_a  
fric\_f\_16\_a=0.33/Re\_16\_a^0.25

"Caída de presión en zona de líquido subenfriado"

fric\_f\_16\_b=(fric\_f\_16+fric\_f\_16\_a)/2  
vel\_16\_b=(vel\_16+vel\_16\_a)/2  
P\_16\*(1000[Pa]/1[kPa])-P\_16\_a\*(1000[Pa]/1[kPa])-fric\_f\_16\_b\*long\_cap\_1\*vel\_16\_b\*G\_cap/(2\*D\_cap)=G\_cap\*(vel\_16\_a-vel\_16)

"Propiedades del refrigerante a la entrada del tubo capilar"

x[1]=0  
T[1]=T\_16\_a  
P[1]=Pressure(R\$,T=T[1],x=x[1])  
v[1]=Volume(R\$,T=T[1],x=x[1])  
h[1]=Enthalpy(R\$,T=T[1],x=x[1])





```
h[1]=Enthalpy(R$, T=T[1],x=x[1])
mu[1]=Viscosity(R$,T=T[1],x=x[1])
h_f[1]=Enthalpy(R$, T=T[1],x=0)
h_g[1]=Enthalpy(R$, T=T[1],x=1)
v_f[1]=Volume(R$, T=T[1],x=0)
v_g[1]=Volume(R$, T=T[1],x=1)
mu_f[1]=Viscosity(R$,T=T[1],x=0)
mu_g[1]=Viscosity(R$,T=T[1],x=1)
Vel[1]=G_cap*v[1]
Re[1]=(Vel[1]*D_cap)/(v[1]*mu[1])
ff[1]=0.33/Re[1]^0.25

n_7=(T_16_a-T_evap)

duplicate i=2,35

T[i]=T[i-1]-1[K]
P[i]=Pressure(R$,T=T[i],x=x[i])
h_f[i]=Enthalpy(R$, T=T[i],x=0)
h_g[i]=Enthalpy(R$, T=T[i],x=1)
v_f[i]=Volume(R$, T=T[i],x=0)
v_g[i]=Volume(R$, T=T[i],x=1)
mu_f[i]=Viscosity(R$,T=T[i],x=0)
mu_g[i]=Viscosity(R$,T=T[i],x=1)

G_cap=Vel[i]/v[i]
(1000[J]/1[kJ])*h[i]+Vel[i]^2/2=(1000[J]/1[kJ])*h[i-1]+Vel[i-1]^2/2
h[i]=h_f[i]+x[i]*(h_g[i]-h_f[i])
v[i]=v_f[i]+x[i]*(v_g[i]-v_f[i])

mu[i]=mu_f[i]+x[i]*(mu_g[i]-mu_f[i])
Re[i]=(Vel[i]*D_cap)/(v[i]*mu[i])
ff[i]=0.33/Re[i]^0.25
f_m[i]=(ff[i-1]+ff[i])/2
Vel_m[i]=(Vel[i-1]+Vel[i])/2

((P[i-1]-P[i])*(1000[Pa]/1[kPa]))-f_m[i]*G_cap*(DELTA_L[i]*Vel_m[i])/(2*D_cap)=G_cap*(Vel[i]-Vel[i-1])

end

long_cap_2=sum(DELTA_L[i],i=2,35)+long_cap_1
```

"Obtención de masa"

```
Masa_ihx=(m_ihx_1+m_ihx_2+m_ihx_3+m_ihx_4+m_ihx_h+m_ihx_c)*(1000[g/kg])
Masa_sin_ihx=(m_tub_1+m_tub_2+m_tub_3+m_cond_1+m_cond_2+m_cond_3+m_cap_1+m_cap_2+m_evap_1+m_evap_2)*(1000[g/kg])
Masa_total=Masa_ihx+Masa_sin_ihx

m_evap_1=A_c_evap*long_evap_1*((rho_1+rho_2)/2)
m_evap_2=A_c_evap*long_evap_2*((rho_2+rho_3)/2)
m_ihx_1=A_c_ihx_evap*long_ihx_1*((rho_ihx_1_c+rho_ihx_2_c)/2)
m_ihx_c=A_c_ihx_c*(Density(R$,T=T_m_c,P=P_ihx_in_c))
m_ihx_2=A_c_ihx_evap*long_ihx_2*((rho_ihx_4_c+rho_ihx_5_c)/2)
m_tub_1=A_c_tub_1*long_tub_1*((rho_4+rho_5)/2)
m_tub_2=A_c_tub_2*long_tub_2*((rho_8+rho_9)/2)
m_tub_3=A_c_tub_3*long_tub_3*((rho_10+rho_11)/2)
m_cond_1=A_c_cond*long_cond_1*((rho_12+rho_13)/2)
m_cond_2=A_c_cond*long_cond_2*((rho_13+rho_14)/2)
m_cond_3=A_c_cond*long_cond_3*((rho_14+rho_15)/2)
m_ihx_3=A_c_ihx_cond*long_ihx_3*((rho_ihx_1_h+rho_ihx_2_h)/2)
m_ihx_h=A_c_ihx_cond*(Density(R$,T=T_m_h,P=P_ihx_in_h))
m_ihx_4=A_c_ihx_cond*long_ihx_4*((rho_ihx_4_h+rho_ihx_5_h)/2)
m_cap_1=A_c_cap*long_cap_1*((rho_16+rho_16_a)/2)
m_cap_2=A_c_cap*long_cap_2*((rho_16+rho_16_a)/2)
```

"COP"

```
COP_refrigerador=(h_3-h_1)/(h_7-h_6)
```



## MODELO TEÓRICO DE UN TUBO CAPILAR PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN QUE USA REFRIGERANTES DE BAJO GWP

Guzmán-Guerrero Oscar Adrián<sup>1</sup>, Pérez-García Vicente<sup>2</sup>, Rodríguez-Muñoz José Luis<sup>3</sup>,  
Juan Manuel Belman-Flores<sup>4</sup>

**Resumen** – El tubo capilar es un dispositivo de expansión utilizado en sistemas de refrigeración comercial de pequeña capacidad. Se utiliza para reducir presión y temperatura del refrigerante y con ello generar las condiciones de frío en frigoríficos. En este trabajo, se presenta la influencia que tiene el diámetro del tubo capilar y tipo de refrigerante en la longitud del tubo, tomando en cuenta las mismas condiciones de operación en un sistema de refrigeración (flujo másico, presión de condensación, presión de evaporación y subenfriamiento). El análisis fue realizado para R1234yf y R1234ze(E) como alternativas de reemplazo al R134a. Los resultados muestran que, cuando se utiliza R1234yf, la longitud del tubo es menor, independientemente del diámetro del capilar. Además, la calidad del refrigerante a la salida del capilar fue más baja para el R134a en comparación con el R1234yf y el R1234ze(E). Finalmente, el incremento en la longitud fue del 78.97%, 79.24% y 79.19% para el R134a, R1234yf y R1234ze(E), respectivamente desde un diámetro de 0.77mm hasta 0.105mm.

**Palabras clave** – Tubo capilar, refrigerantes de bajo GWP, longitud capilar, GWP.

### Introducción

Los sistemas de refrigeración son utilizados alrededor de todo el mundo porque satisfacen diversas necesidades, siendo las más conocidas: conservación de alimentos y vacunas, climatización doméstica, comercial y automotriz, entre otras. A pesar de que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son los más utilizados por alcanzar valores de COP superiores a 1, éstos utilizan refrigerantes, los cuales, algunos de ellos, presentan un impacto ambiental negativo.

Debido a investigaciones realizadas en años recientes sobre el efecto de refrigerantes convencionales en el medio ambiente, se han redactado acuerdos entre distintos países con la finalidad de eliminar o disminuir el uso de compuestos con altos índices de Potencial de Deterioro de Ozono y Potencial de Calentamiento Global (ODP y GWP, por sus siglas en inglés), como lo son el Protocolo de Montreal (2020), y la Regulación (EU) No 517/2014 (2014) del Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea. Entre los puntos importantes de dichos acuerdos destaca que, para años posteriores se debe reducir en un 85% el consumo y producción de refrigerantes de tercera generación (HFC), entre los que se encuentra el refrigerante R134a, así como prohibiciones en sistemas frigoríficos y congeladores de uso comercial que operen con refrigerantes de tercera generación con un GWP igual o superior a 150.

Con la finalidad de cumplir las normativas vigentes y apegarse a los lineamientos antes mencionados, se ha reportado el uso de refrigerantes de cuarta generación (HFO) y refrigerantes naturales (HC, HN<sub>3</sub> y CO<sub>2</sub>) al ser estos refrigerantes con bajo GWP y ODP. Algunas de las propuestas de refrigerantes de cuarta generación son el R1234yf, R1234ze(E) y las mezclas R450A y R513A, los cuales se utilizan como remplazo directo en sistemas que operan con R134a según lo mencionan G. A. Toloza (2018), A. Mota-Babiloni et al. (2016) y P. Makhnatch et al. (2019).

La necesidad de evaluar las nuevas alternativas de refrigerantes en sistemas comerciales ha impulsado el desarrollo de modelos que permitan predecir el comportamiento del equipo y así reducir el número de pruebas experimentales y con ello, el costo y tiempo necesario para realizar dichos experimentos.

<sup>1</sup> INASE Research Group, Universidad de Guanajuato – oa.guzmanguerrero@ugto.mx

<sup>2</sup> INASE Research Group, Universidad de Guanajuato – v.perez@ugto.mx

<sup>3</sup> INASE Research Group, Universidad Politécnica de Pénjamo – jrodriguezmn@uppenjamo.edu.mx

<sup>4</sup> INASE Research Group, Universidad de Guanajuato – jfbelman@ugto.mx



# EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL DESEMPEÑO ENERGÉTICO DE UN CONGELADOR COMERCIAL USANDO R1234yf A DIFERENTES NIVELES DE CARGA TÉRMICA

EXPERIMENTAL ENERGY PERFORMANCE EVALUATION IN  
A COMMERCIAL FREEZER USING R1234YF AT DIFFERENT  
THERMAL LOAD LEVELS

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE  
ENERGIA DE UM CONGELADOR COMERCIAL USANDO  
R1234yf EM DIFERENTES NÍVEIS DE CARGA TÉRMICA

52

Vicente Pérez García<sup>a</sup>  
Darío Méndez Méndez<sup>a</sup>  
Óscar Adrián Guzmán Guerrero<sup>a</sup>

<sup>a</sup> División de Ingenierías Campus Irapuato Salamanca  
Universidad de Guanajuato, INASE Research Group  
v.perez@ugto.mx



**Tema A4 Termofluidos: (Refrigeración)**

**“Evaluación de la transferencia de calor en un intercambiador tubo y coraza con refrigerante R1234yf como sustituto al R134a”**

**V. Pérez-García<sup>a\*</sup>, Darío Méndez-Méndez<sup>a</sup>, Óscar Adrián-Guzmán-Guerrero<sup>a</sup>, Moisés García-Monroy<sup>b</sup>, Annelly Adame-García<sup>b</sup>**

<sup>a</sup> INASE Research Group, Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías Campus Irapuato Salamanca, Carretera Salamanca-Valle de Santiago km. 1.3+1.8, Comunidad de Palo Blanco, Salamanca, Guanajuato, CP. 36885, México.

<sup>b</sup> Instituto Tecnológico de Morelia, Av. Tecnológico #1500, Col. Lomas de Santiago, Morelia, Michoacán, CP 58120, México.

\*Autor de contacto: v.perez@ugto.mx

**RESUMEN**

*En el presente trabajo se evalúa la transferencia de calor en un intercambiador tipo tubo y coraza, utilizando dos refrigerantes como base: el R134a y el R1234yf. El intercambiador de calor fue colocado en un congelador comercial entre la línea de líquido (salida del condensador) y la línea de vapor (salida del evaporador) del ciclo de refrigeración del congelador. El análisis de transferencia de calor arrojó como resultados una tasa de transferencia de calor máxima superior en 8.8% cuando se utilizó el R134a en comparación con el R1234yf, una efectividad en el intercambiador de calor mayor para el R1234yf superando a la alcanzada por el R134a en un 23%. Finalmente, en el intercambiador se obtuvo un mayor subenfriamiento cuando se utilizó el R134a superando el alcanzado por el R1234yf en un 89%.*

*Palabras Clave: Transferencia de calor, subenfriamiento, sobrecalentamiento, efectividad, coeficiente global de transferencia de calor*

**ABSTRACT**

*In this paper, an evaluation of heat transfer in a tube and shell heat exchanger is presented using the refrigerants R134a and R1234yf. The location of heat exchanger was between the liquid and vapor line of refrigeration cycle in a freezer. The heat transfer analysis shown as results a maximum heat transfer rate higher than 8.8% when the R134a was used in comparison with R1234yf, a best effectiveness in the heat exchanger using R1234yf in comparison with the R134a overcoming in 23%. Finally, subcooling achieved by R1234y was 89% higher than R134a.*

*Keywords: Heat transfer, subcooling, superheating, effectiveness, global heat transfer coefficient*

<b>Nomenclatura</b>			
$\nu$		$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido, [m <sup>2</sup> /s]
$k$		$k$	Conductividad térmica del fluido, [W/m-°C]
$\rho$	Densidad del fluido, [Kg/m <sup>3</sup> ]	$\dot{Q}$	Transferencia de energía, [W]
$V$	Velocidad del fluido, [m/s]	$\dot{m}$	Flujo másico, [kg/s]
$L_c$	Longitud característica, [m]	$W$	Potencia en el compresor, [W]
$\mu$	Viscosidad dinámica del fluido, [Pa·s]	$\epsilon$	Efectividad del intercambiador de calor intermedio
$h$	Coefficiente de transferencia de calor por convección, [W/m <sup>2</sup> -°C]		