

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE-QUITO**

**CARRERA:**

**INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de Titulación previo a la obtención del título de:**

**INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA EVALUACIÓN DE  
LAS PROPIEDADES TÉRMICAS DE TRANSPORTE EN EL PROCESO DE  
EVAPORACIÓN CON REFRIGERANTE R600A Y ACEITE MISCIBLE PAO  
EN CONCENTRACIONES DE HASTA 5 %.**

**AUTORES:**

**GABRIEL ALEJANDRO BOHÓRQUEZ PEÑAFIEL**

**GABRIEL ALEJANDRO CUNALATA CHILUISA**

**TUTOR:**

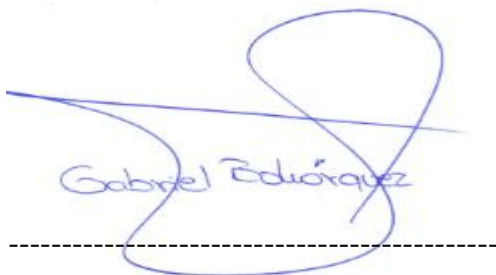
**LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS**

**QUITO, JULIO DEL 2019**

## CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, GABRIEL ALEJANDRO BOHÓRQUEZ PEÑAFIEL y GABRIEL ALEJANDRO CUNALATA CHILUISA, con documento de identificación N° 1718123142 y 1718988031, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “Diseño y construcción de un equipo para evaluación de las propiedades térmicas de transporte en el proceso de evaporación con refrigerante R600a y aceite miscible PAO en concentraciones de hasta 5 %.”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Gabriel Alejandro Bohórquez Peñafiel  
C.I. 1718123142



Gabriel Alejandro Cunalata Chiluisa  
C.I 1718988031

Quito, julio 2019

## DECLARATORIA DE COAUTORÍA

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “Diseño y construcción de un equipo para evaluación de las propiedades térmicas de transporte en el proceso de evaporación con refrigerante R600a y aceite miscible PAO en concentraciones de hasta 5 %.” realizado por Gabriel Alejandro Bohórquez Peñafiel y Gabriel Alejandro Cunalata Chiluisa, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, julio 2019



-----  
Ing. Luis Fernando Toapanta Ramos

C.I. 1721113759

## DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación, lo dedico primeramente a DIOS, por ser ese guía de inicio a fin en cada duro momento de este recorrido, siendo luz en cada adversidad; a mis padres Marco y Betty que con su apoyo incondicional más el amor de padres supieron encaminarme por este largo trayecto de estudios cosechándome grandes valores, virtudes; a mi enamorada Doris que con sus palabras de aliento además de su carisma siempre confió en mí desde el primer instante que llegué a la universidad, a mis hermanas María Belén, María Fernanda, a mi querido sobrino José Emiliano en general a mi familia por ser el apoyo constante y el pilar fundamental en cada una de las decisiones tomadas durante todos estos años de estudios universitarios, ya que sin sus consejos, valores, gran ayuda, no hubiera sido posible alcanzar este título universitario tan anhelado. Además, a mi querido amigo, hermano de toda la vida Carlos Ávila, por saberme dar palabras de aliento, su ayuda inmensa en cualquier circunstancia del tiempo atravesada en la vida.

Como olvidarme de mi compañero de tesis Gabriel Cunalata, que siempre dio su granito de arena de inicio a fin en esta dura trayectoria a Luis, Alex, Vinicio y Steven que siempre estuvimos dando lo mejor de nosotros en cada materia tomada en toda la universidad.

A cada una de las personas, hoy les doy las gracias.

Gabriel Bohórquez

A la memoria de aquellos seres demasiado queridos que se encuentran en la eternidad, por haber dejado en mí una gota de vida y un aporte de sabiduría; a mi familia por ser el eje fundamental en mi vida; a mi hijo amado Diego Alessandro, quien supo inspirarme desde el primer momento que te tuve entre mis brazos; a mi padre Pablo que con su gran ejemplo, esfuerzo, sacrificio ha logrado darme todo para seguir adelante, a mi mamá Rosita que con la complicidad además de su rectitud de madre supo brindarme todo el apoyo y cariño de hijo.

Gabriel Cunalata

## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Politécnica Salesiana, por abrirnos las puertas al mundo profesional, a la carrera de Ingeniería Mecánica por formarnos con valores salesianos y un perfil profesional de calidad, impartida por cada uno de los docentes cursados durante estos años de estudios, al personal administrativo por darnos una ayuda desde el inicio de nuestras carreras en cualquier papeleo solicitado.

Al ingeniero Luis Fernando Toapanta Ramos, por sabernos guiar de una manera acertada a este trabajo de titulación, impartiendo tiempo, conocimiento y una verdadera amistad formada en un arduo trabajo.

Gabriel Bohórquez y Gabriel Cunalata

## ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA.....	ii
DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTO .....	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS .....	x
RESUMEN.....	xi
ABSTRACT .....	xii
OBJETIVOS .....	xiii
OBJETIVO GENERAL.....	xiii
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	xiii
PROBLEMA.....	xiv
INTRODUCCIÓN .....	xv
CAPÍTULO 1 .....	1
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS .....	1
1.1 Estado del arte .....	1
1.2 Aspectos teóricos de la investigación.....	3
1.2.1 Refrigerante.....	3
1.2.2 Refrigerante R600a .....	3
1.2.3 Propiedades termodinámicas de los refrigerantes .....	4
1.3 Clasificación de los refrigerantes .....	5
1.3.1 Refrigerantes CFC.....	5
1.3.2 Refrigerante HCFC .....	5
1.3.3 Refrigerante HFC .....	6
1.4 Refrigerantes inorgánicos.....	6
1.4.1 Aceites refrigerantes.....	7
1.5 Ciclos de refrigeración .....	9
1.5.1 Ciclo invertido de Carnot.....	10
1.5.2 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	10
1.5.3 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	11
1.6 Intercambiadores de calor.....	13
1.6.1 Evaporador .....	13

1.6.2	Condensador.....	15
1.7	Conclusiones del capítulo.....	17
CAPÍTULO 2.....		18
DISEÑO DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a Y ACEITE MISCIBLE PAO ....		18
2.1	Cálculo de transferencia de calor en estado puro (refrigerante).....	18
2.1.1	Flujo másico del refrigerante .....	19
2.1.2	Flujo volumétrico del refrigerante .....	19
2.1.3	Coefficiente de operatividad o rendimiento (COP).....	19
2.1.4	Selección del intercambiador de calor con aletas .....	20
2.1.5	Balance de energía .....	20
2.1.6	Conservación de la energía .....	21
2.1.7	Viscosidad cinemática.....	22
2.1.8	Velocidad del fluido.....	22
2.1.9	Número de Reynolds.....	22
2.1.10	Número de Prandtl .....	23
2.1.11	Numero de Nusselt.....	23
2.1.12	Transferencia de calor .....	23
2.1.13	Diferencia de temperatura media logarítmica (DTML).....	24
2.1.14	Coefficiente global de transferencia de calor .....	25
2.1.15	Calor en función a la resistencia térmica .....	27
2.1.16	Conducción .....	27
2.1.17	Convección.....	28
2.2	Transferencia de calor en estado mixto (Aceite miscible) .....	29
2.2.1	Concentración de la masa de entrada.....	29
2.2.2	Densidad.....	29
2.2.3	Viscosidad dinámica .....	30
2.2.4	Calor específico.....	30
2.2.5	Conductividad térmica .....	30
2.2.6	Temperatura del punto de burbuja y presión de vapor.....	31
2.2.7	Coefficiente de transferencia de calor .....	31
2.3	Conclusiones del capítulo.....	32
CAPÍTULO 3.....		33

ANÁLISIS DEL DISEÑO DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO  
DE EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a Y ACEITE MISCIBLE

PAO.....	33
3.1 Análisis termodinámico del sistema de refrigeración .....	33
3.1.1 Esquema del equipo de evaluación .....	35
3.1.2 Cálculo del flujo másico.....	35
3.1.3 Cálculo del flujo volumétrico.....	36
3.1.4 Cálculo de la velocidad del fluido.....	36
3.1.5 Cálculo de la viscosidad cinemática .....	37
3.1.6 Cálculo del número de Reynolds .....	37
3.1.7 Cálculo del número de Prandtl.....	37
3.1.8 Cálculo número de Nusselt .....	38
3.1.9 Cálculo para la selección del compresor .....	39
3.1.10 Dimensionamiento de las tuberías de succión y descarga .....	39
3.1.11 Cálculo del flujo del calor en el condensador .....	41
3.1.12 Selección del tubo capilar, depósito de aceite.....	41
3.1.13 Aislamiento de la tubería .....	42
3.1.14 Cálculo en función a la resistencia térmica.....	44
3.1.15 Cálculo del COP.....	44
3.2 Transferencia de calor en estado mixto .....	45
3.2.1 Cálculo de la concentración de la masa de entrada.....	45
3.2.2 Cálculo de la densidad en el proceso de evaporación .....	46
3.2.3 Cálculo de la viscosidad dinámica .....	48
3.2.4 Cálculo del calor específico .....	49
3.2.5 Cálculo de la conductividad térmica .....	51
3.2.6 Cálculo de la temperatura del punto de burbuja y presión de vapor....	52
3.2.7 Cálculo de coeficientes de transferencia de calor .....	54
3.3 Conclusiones del capítulo.....	55
CAPÍTULO 4 .....	56
ANÁLISIS COMPARATIVO Y ECONÓMICO DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a Y ACEITE MISCIBLE PAO.....	56
4.1 Análisis comparativo del equipo de evaluación .....	56
4.1.1 Análisis de las gráficas P-h a diferentes concentraciones.....	57



4.1.2	Análisis P-h del equipo de evaluación .....	62
4.1.3	Análisis de la potencia del compresor.....	63
4.1.4	Análisis de la eficiencia del compresor.....	63
4.1.5	Análisis de la potencia del condensador .....	64
4.1.6	Análisis de la potencia del evaporador.....	64
4.1.7	Análisis comparativo del COP .....	64
4.2	Análisis de costos del equipo .....	66
4.2.1	Costos directos .....	66
4.2.2	Costos indirectos .....	68
4.3	Conclusiones del capítulo.....	70
CONCLUSIONES .....		71
RECOMENDACIONES .....		72
BIBLIOGRAFÍA .....		73
ANEXOS		

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Diagrama T-s para un ciclo de refrigeración ideal .....	10
<b>Figura 2.</b> Diagrama T-s para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor ....	11
<b>Figura 3.</b> Diagrama P-h, para un ciclo de refrigeración real.....	12
<b>Figura 4.</b> Comportamiento del refrigerante en un evaporador.....	14
<b>Figura 5.</b> Evaporador de tiro natural .....	14
<b>Figura 6.</b> Evaporador de tiro forzado .....	15
<b>Figura 7.</b> Evaporador de tipo aleteado .....	15
<b>Figura 8.</b> Condensador enfriado por aire de tipo forzado .....	16
<b>Figura 9.</b> Condensador enfriado por agua.....	16
<b>Figura 10.</b> Análisis del fluido interno .....	20
<b>Figura 11.</b> Modelo de un intercambiador de calor helicoidal .....	24
<b>Figura 12.</b> Volumen de control en tubería interna .....	24
<b>Figura 13.</b> DTML de un intercambiador de calor de flujo cruzado .....	25
<b>Figura 14.</b> Resistencias térmicas en un intercambiador de calor de flujo cruzado. ..	26
<b>Figura 15.</b> Diagrama P- h para diseño de sistema de refrigeración .....	34
<b>Figura 16.</b> Esquema de sistema de evaluación diseñado .....	35
<b>Figura 17.</b> Esquema de las resistencias térmicas en paredes circulares.....	42
<b>Figura 18.</b> Gráfica de la calidad de vapor vs concentración de la masa de entrada..	46
<b>Figura 19.</b> Gráfica de la calidad vs la densidad de la mezcla .....	47
<b>Figura 20.</b> Gráfica de la calidad vs la viscosidad de la mezcla.....	49
<b>Figura 21.</b> Gráfica de la calidad vs el calor específico de la mezcla .....	50
<b>Figura 22.</b> Gráfica de la conductividad térmica vs la calidad de vapor. ....	52
<b>Figura 23.</b> Gráfica de la conductividad térmica vs la calidad de vapor. ....	53
<b>Figura 24.</b> Gráfica del coeficiente de transferencia de calor vs la calidad de vapor.	55
<b>Figura 25.</b> Análisis del R600a en estado puro .....	57
<b>Figura 26.</b> Análisis termodinámico de la concentración al 0.5 % de aceite PAO ....	58
<b>Figura 27.</b> Análisis termodinámico de la concentración al 1.2 % de aceite PAO ....	59
<b>Figura 28.</b> Análisis termodinámico de la concentración al 2.5 % de aceite PAO ....	60
<b>Figura 29.</b> Análisis termodinámico de la concentración al 3.8 % de aceite PAO ....	61
<b>Figura 30.</b> Análisis termodinámico de la concentración al 5 % de aceite PAO .....	62
<b>Figura 31.</b> Termopares ubicados en el ciclo de evaluación .....	65

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Impacto ambiental de los principales refrigerantes.....	6
<b>Tabla 2.</b> Propiedades y características del refrigerante R600a.....	18
<b>Tabla 3.</b> Ciclo de refrigeración real del R600a .....	34
<b>Tabla 4.</b> Dimensionamiento de tubería tipo K de cobre.....	41
<b>Tabla 5.</b> Resultados de la concentración de masa local .....	45
<b>Tabla 6.</b> Resultados de la densidad de la mezcla .....	47
<b>Tabla 7.</b> Resultados de la viscosidad de la mezcla.....	48
<b>Tabla 8.</b> Resultados del calor específico de la mezcla .....	50
<b>Tabla 9.</b> Resultados de la conductividad térmica de la mezcla.....	51
<b>Tabla 10.</b> Resultados de la temperatura del punto de burbuja de la mezcla .....	53
<b>Tabla 11.</b> Resultados de la transferencia de calor en la mezcla .....	54
<b>Tabla 12.</b> Compresor utilizado en el caso de estudio.....	56
<b>Tabla 13.</b> Datos de temperatura - entalpía en varias concentraciones. ....	62
<b>Tabla 14.</b> Análisis de la potencia del compresor.....	63
<b>Tabla 15.</b> Análisis de la eficiencia del compresor.....	63
<b>Tabla 16.</b> Análisis de la potencia del condensador .....	64
<b>Tabla 17.</b> Análisis de la potencia del evaporador .....	64
<b>Tabla 18.</b> Análisis del COP .....	65
<b>Tabla 19.</b> Tabla de costos de materiales y equipos .....	66
<b>Tabla 20.</b> Costos accesorios eléctricos .....	67
<b>Tabla 21.</b> Costo de diseño e ingeniería .....	68
<b>Tabla 22.</b> Costo por mano de obra .....	68
<b>Tabla 23.</b> Total costos directos.....	68
<b>Tabla 24.</b> Costos indirectos .....	69
<b>Tabla 25.</b> Costo de imprevistos .....	69
<b>Tabla 26.</b> Total de costos indirectos.....	70
<b>Tabla 27.</b> Costo total del proyecto .....	70

## RESUMEN

El presente proyecto de fin de carrera, se basa en el diseño y construcción de un equipo para evaluación de las propiedades térmicas de transporte en el proceso de evaporación con refrigerante R600a y aceite miscible PAO en concentraciones de hasta 5%; el estudio termodinámico se fundamenta en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, con la utilización de equipos para su construcción, de un compresor recíprocante con capacidad de refrigeración de 169 W de 1/6 hp, un condensador y evaporador de tipo tubo aleteado con capacidades de rendimientos de 589 W y tubería de cobre tipo k con un diámetro de 3/8 plg y 1/4 de plg. Los resultados están tabulados en las diferentes secciones a lo largo del estudio investigativo, además se obtuvo con la ayuda del software EES (Engineering Equation Solver) valores en los 4 puntos más influyentes del proceso de refrigeración por compresión de vapor, donde se reflejan presiones y temperaturas más influyentes. Las temperaturas críticas tanto en el condensador como en el evaporador fueron 30 °C y -20 °C respectivamente. El principio de funcionamiento del equipo es cargar dentro del sistema el refrigerante R600a como vapor saturado a la entrada del compresor y salir como vapor sobrecalentado, donde al entrar al condensador hace que lo libere en líquido saturado y el trabajo del tubo capilar es dejar como vapor húmedo para que el evaporador lo devuelva a su estado inicial, esto con el estudio preliminar de la transferencia de calor al añadir el aceite miscible PAO en sus diferentes concentraciones porcentuales hasta el 5 %.

**Palabras claves:** Ciclo de refrigeración, condensador, evaporador, válvula de expansión, compresor, refrigerante R600a, aceite miscible PAO.

## ABSTRACT

This final project focuses on the design and construction of an equipment to evaluate the thermal properties of the transporting issues that are involved in the evaporation process with a refrigerant type R600a and miscible or polyalphaolefin oil, PAO, up to 5 percent of concentration; the thermodynamic study is based on the refrigeration cycle by vapor compression, using some equipment for its construction, such as a reciprocating compressor with 169 W cooling capacity and 1/6 hp, also a condenser and evaporator of 589 W performance and a copper pipe type k with diameters of 3/8in. and 1/4in. The results have been tabulated throughout this paper on different sections, and with the support of EES software (Engineering Equation Solver) the 4 most influential points on the refrigeration process on vapor compression were found, and they reflect the most influential pressure and temperatures on the entire system. The critical temperatures to consider on the condenser and also on the evaporator, were 30 °C and -20 °C. The first step to run the equipment is to load inside the refrigeration system, the R660a refrigerant as saturated steam at the compressor inlet and then it must be left as overheated steam, which placed at the inlet of the condenser is released as saturated liquid. Then the capillary pipe works leaving wet steam and finally it is returned to its initial condition. All of this process happens with the preliminary study about heat transfer by adding the miscible oil PAO to the mixture on different percentages of concentrations up to 5 percent.

**Keywords:** Refrigeration cycle, condenser, evaporator, expansion valve, compressor, R600a refrigerant, oil miscible PAO.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

- Diseñar y construir un equipo para evaluación de las propiedades térmicas de transporte en el proceso de evaporación con refrigerante R600a y aceite miscible PAO en concentraciones hasta el 5 %.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar el rendimiento térmico y las propiedades térmicas de transporte como son: viscosidad, densidad, calor específico y conductividad térmica del fluido en el proceso de evaporación para los sistemas de refrigeración con R600a.
- Diseñar un equipo de evaluación del proceso de evaporación del R600a mezclado con aceite PAO en concentraciones de hasta el 5 %.
- Realizar un estudio comparativo de las propiedades térmicas del refrigerante R600a en el evaporador con el fluido en estado puro y mezclado con aceite.

## **PROBLEMA**

La falta de conocimiento sobre las propiedades térmicas entre el refrigerante R600a y el aceite miscible PAO, genera un problema en el estudio tanto termodinámico como de transferencia de calor, por lo que se plantea el diseño y la construcción de un equipo para evaluación de las propiedades térmicas de transporte en el proceso de evaporación con refrigerante R600a y aceite miscible PAO en concentraciones de hasta el 5%.

A partir de los elevados índices de contaminación a nivel mundial por el uso de refrigerantes, tales como: CFC, HCFC y HFC nocivos con en ambiente y capa de ozono, se desarrolló el refrigerante alternativo R600a cuyas características presentes, demuestran una gran disminución en la contaminación, siendo un refrigerante altamente utilizado en Alemania en la construcción de sistemas de refrigeración industriales y domésticas.

En la actualidad la facilidad de adquisición del refrigerante R600a y aceite miscible PAO, permiten realizar estudios aplicados a la mezcla de estos en diferentes porcentajes, por lo que se plantea la siguiente pregunta: ¿El equipo de evaluación del proceso evaporativo del refrigerante más el aceite miscible, podrá mejorar el rendimiento del R600a con el aceite PAO, regulando las condiciones del evaporador

## INTRODUCCIÓN

El planteamiento de esta investigación; se inicia con la ayuda de un cronograma de actividades estipuladas con el fin de desarrollar el diseño y la construcción de un equipo de evaluación, mediante el uso del ciclo de refrigeración por compresión de vapor entre el refrigerante R600a más el aceite miscible PAO, en mezclas porcentuales de hasta el 5%; esto se obtuvo con una extensa variedad de información adquirida de artículos científicos, libros y bibliotecas virtuales relacionadas al tema.

El estudio termodinámico y de transferencia de calor en la evaporación del R600a con el aceite miscible PAO, fue de gran importancia para saber cuál es el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor máximo y mínimo que se obtuvo en las diferentes mezclas obtenidas en el equipo de evaluación.

Iniciando el capítulo 1 se hace énfasis en el estado del arte, el cual habla de los aspectos más importantes de la refrigeración en sus inicios además de su evolución a través del paso del tiempo, se menciona al refrigerante R600a, como medio caloportador principal de estudio y de los aspectos generales de los aceites minerales POE, PAG y PAO.

El capítulo 2, se compone de la recopilación de ecuaciones, de diferentes artículos científicos, libros y textos, con el fin de proporcionar un análisis matemático del equipo de evaluación, útiles dentro de un criterio exhaustivo para poder expresar todas las variables termodinámicas, y de transferencia de calor respectivas, utilizadas para el desarrollo del diseño del equipo.

Además, en el capítulo 3, se consideran las ecuaciones necesarias para realizar el análisis termodinámico del sistema de refrigeración, posteriormente incurrir a las ecuaciones de diseño y obtener los cálculos de los diferentes tipos de accesorios previos a ser considerados en la construcción de la máquina.

Por último, todos los cálculos realizados y a la ejecución de construcción de la máquina, se llega a una comparación de los resultados en el coeficiente de transferencia de calor con las diferentes concentraciones porcentuales emitidas por el equipo de evaluación; además de un análisis económico teniendo en cuenta los gastos directos e indirectos emitidos en la construcción del equipo.



# CAPÍTULO 1

## ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS

El actual capítulo hace nota a la hermenéutica histórica, precedentes, transformaciones, orígenes de funcionamiento y diversos visos teóricos de los principales sistemas de refrigeración, así como, los distintos tipos de sistemas de distribución de vapor y aceite miscible.

El objetivo de este capítulo, es conocer los diferentes compresores, evaporadores, condensadores existentes a nivel mundial, el refrigerante R600a como tal con el aceite miscible Polyolester, sus principios fundamentales, ciclos termodinámicos y aplicaciones en la industria.

### 1.1 Estado del arte

Los primeros sistemas de refrigeración diseñados para enfriar, se produjeron entre los años 1850 y 1920; usados de una manera empírica por los entes vivos para refrigerar y preservar sus alimentos. Durante el siglo XIX, antiguos pueblos como los Egipcios, Romanos, Mayas, Incas, entre otros, se inventaron muchos sistemas mecánicos de refrigeración teniendo de base a los refrigerantes como dióxido de azufre, cloruro de metilo, éter, dióxido de carbono, así como vino, brandy y vinagre [1].

La refrigeración es una energía necesaria asociada al factor económico y social de cada país [2], donde el crecimiento constante en la población y un desarrollo industrial en aumento requieren mayores recursos de energía más eficiente [3]. Por otro lado, tomando como ejemplo el refrigerador doméstico, al ser un equipo de uso continuo, este genera un alto consumo energético a nivel domiciliario, por lo que ha sido un tema de preocupación para varios países en implementar planes y programas que lleven a la población a utilizar equipos más eficientes [4]. En la época antigua y moderna, el líquido vital más importante del mundo denominado agua se ha usado como el principal estudio de refrigerante teniendo un impacto ambiental nulo contra el medio ambiente, esto se ha dado en todas las aplicaciones y campos de la ciencia.

Entre los años de 1830 - 1930, eran comúnmente utilizados disolventes familiares entre otros fluidos volátiles como: éteres, CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub>, SO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O, a partir de la innovación de nuevos fluidos creados en 1931 a 1990, se crean refrigerantes con contenidos de CFC (moléculas de cloro, flúor y carbono) y HCFC (moléculas de hidrógeno, cloro, flúor y carbono) respectivamente, estos siendo los más comunes los refrigerantes

halogenados, el primer refrigerante de esta clase es el Freón 12, para entonces considerado el más popular de su clase. Posteriormente surgieron el Freón 11, Freón 21, Freón 114 y Freón 115, cada uno de estos con sus propiedades especiales [5].

Contemporáneamente se desarrollaron refrigerantes como el R124 y R125, estos para sustituir al Freón 114 y algunas aplicaciones del Freón 115.

La combinación de múltiples refrigerantes a partir del año 1990 al 2010, crean compuestos nuevos para la sustitución de los refrigerantes denominados amistosos con el medio ambiente, siendo el caso del R123 y R134a, dando paso a una decadencia de la utilización de los halógenos Freones [6].

La gran mayoría de los procedimientos de refrigeración, se fundamentan en la tecnología de fase de compresión de vapor en los que se precisa un fluido caloportador o fluidos frigorígenos. Los fluidos más explotados son los denominados hidrofluorocarburos (HFC), obtenidos a partir de hidrocarburos en los que se han sustituido por partículas de hidrógeno por partículas de flúor [7].

Debido a problemas ambientales como el deterioro de la capa de ozono, el calentamiento global se han analizado los refrigerantes naturales como el amoníaco (R717), el dióxido de carbono (R744), los hidrocarburos como el isobutano (R600a) para reemplazar a los CFC, HCFC y HFC en usos de refrigeración, aire acondicionado, debido a su condición de operación segura, durabilidad y problemas ambientales como el agotamiento del ozono y el calentamiento mundial [8].

Se ha demostrado que el R600a es mejor para el medio ambiente [9],[10] ya que posee un rendimiento energético superior [11],[12] en comparación con otros refrigerantes naturales.

El uso de hidrocarburos como refrigerantes se está generalizando y gracias a sus excelentes características y propiedades termodinámicas, los hidrocarburos son particularmente refrigerantes de alta eficiencia energética. Por lo tanto, se eligió R600a como refrigerante en este estudio.

El objetivo de este trabajo es investigar experimentalmente el efecto del aceite miscible PAO en la ebullición de flujo de la mezcla de R600a. El aparato experimental bien instrumentado que incluye compresor, evaporadores y condensadores fueron diseñados, fabricados e instalado con el fin de medir los datos experimentales sobre la transferencia de calor de ebullición del refrigerante y aceite miscible.

## 1.2 Aspectos teóricos de la investigación

Esta sección incluye una visión general de los refrigerantes, así como de los ciclos termodinámicos y de los varios componentes a ser considerados posteriormente para el diseño del equipo de evaluación.

### 1.2.1 Refrigerante

Un refrigerante es un compuesto químico de forma alternativa, se comprime y condensa a la fase líquida que luego se le permite expandir a vapor, cuando son bombeados a través del sistema, dentro, de un ciclo de refrigeración mecánica [13]. Es capaz de acarrear calor de un costado a otro en cantidades abundantes para el inicio de una transferencia de calor [14].

**Fluidos frigorígenos.** Son fluidos cuya formación y contextura tienen lugar en la generación del frío; es decir en otras palabras son fluidos que se congelan ellos mismos como consecuencia de un desarrollo de ampliación o de un cambio de faceta, y como consecuencia, reciben acaloramiento del habitad, enfriando dicho espacio [15].

**Fluidos frigoríferos.** Son similares a los anteriores, reciben calor del entorno y por tanto lo enfrían, a diferencia de los frigorígenos, no generan el frío, sino que se han refrescado debido a un intercambio de calor previo con otro fluido frigorígeno. Se suelen nombrar incluso fluidos caloportadores [15].

Generalmente se estima que, al referirse de refrigerantes cambian de estado dentro de una máquina refrigeradora, por ende, tienen como jerarquía provocar calor desde un foco frío hacia un foco caliente [16].

### 1.2.2 Refrigerante R600a

El isobutano ( $C_4H_{10}$ ) es un veraz suplente de otros refrigerantes, los cuales tienen un gran efecto ambiental, a través de las máquinas refrigeradas domésticas. Poseen un potencial de destrucción de ozono (por sus siglas en inglés ODP), de cero y un potencial global de calentamiento (por sus siglas en inglés GWP), además, baja toxicidad, miscibilidad con el lubricante, buena compatibilidad con los materiales generalmente impartidos en los métodos de refrigeración [17].

También tiene características de alto rendimiento de enfriamiento, bajo consumo de energía, temperatura de carga la velocidad de levantamiento es lenta y tiene varios lubricantes compatibles [18]. Además, es una esencia que forma parte de gases de

petróleo provenientes de raíces naturales, por lo que se le puede meditar como un refrigerante natural [19].

El isobutano es un accesible suplente del R134a pues cuenta con una buena validez energética, con algunas características distintas, lo cual implica que el diseño se debe adecuar para este refrigerante.

El refrigerante R600a ha sido explotado en el pasado, en frigoríficos incluso a finales de los años 1940, y en estos días es espléndidamente utilizado en los congeladores y refrigeradores domésticos en Europa, especialmente en Alemania, donde más del 90 % de los frigoríficos utilizan R600a [20].

### **1.2.3 Propiedades termodinámicas de los refrigerantes**

Las características termodinámicas de los refrigerantes tienen un vínculo con la capacidad de verificar el balance de calor, son necesarias para leer, examinar los ciclos termodinámicos de refrigeración mecánica. Se publican para cada refrigerante las diferentes propiedades termodinámicas en esquemas fragmentados en dos partes, la primera hace énfasis a las características de las propiedades de saturación líquida como de vapor, la segunda propiedad es de vapor de sobrecalentado. La entalpía, entropía y volumen específico, están en dependencia de la temperatura más la presión; como se describe a continuación [18].

**Presión:** En un procedimiento de refrigeración es de extrema repercusión considerarla, se recomienda que su medición este sobre la presión atmosférica, sobre todo en el intercambiador de calor a utilizar denominado evaporador, ya que funciona en mediciones a baja presión y puede llegar a medidas negativas, esto puede suministrar en un problema muy serio, donde el riesgo surge al entrar aire al sistema por posibles fugas.

Para el acontecimiento del otro intercambiador de calor llamado condensador se debe seleccionar y optar por un valor de interpretación de la temperatura, que se recomienda que esta esté en un grado entre 5 - 10 °C sobre la temperatura ambiente. En el suceso de nominar una presión demasiado exorbitante, la fuerza del compresor se incrementa [21].

**Temperatura:** Se sugiere en los diseños de refrigeración y congelación, que la temperatura crítica este por encima de la temperatura límite, incluso es aconsejable

que la temperatura de enfriamiento o congelación sea inferior a la temperatura del evaporador y el refrigerante tenga una baja temperatura de ebullición [21].

### **1.3 Clasificación de los refrigerantes**

Los refrigerantes han sido usados ampliamente en la industria, en la actualidad se han creado nuevos productos químicos menos nocivos tanto para el medio ambiente como para el hombre; a partir del acuerdo internacional de Montreal, en el cual se prohíbe el uso de compuestos a base de halocarbonos saturados, derivados del metano, etano y propano, obteniendo dentro de esta familia los clorofluorocarbono (como sus siglas, CFC) creados a partir de la década de 1950 y los hidroc fluorocarbonos (como sus siglas HCFC) denominados como refrigerantes de segunda generación [22].

#### **1.3.1 Refrigerantes CFC**

Refrigerantes CFC o freones constan de una composición química a base de Cl, F y C en su molécula base, dándole el nombre de clorofluorocarbono, la cual fue desarrollada en el año de 1930, en sustitución al amónico gaseoso, usado hasta ese momento en la refrigeración [23]. Los más comunes se usaron en la industria del automóvil como es el caso de CFC 12 y el CFC 11 en el caso de electrodomésticos de refrigeración [24].

Estos refrigerantes en condiciones normales no eran corrosivos, químicamente eran estables, hasta cuando son librados al ambiente y no se veían afectados al momento de mezclarse con aceite miscible, manteniendo buenas cualidades térmicas. Es un gas que se comprime a líquido normalmente por un motor eléctrico [25].

#### **1.3.2 Refrigerante HCFC**

Son compuestos parcialmente halogenados contienen moléculas de H, Cl, F y C en su composición química. Se designan hidroc fluorocarbonos, se retirarán de la producción en Europa a finales del 2014 y el resto del mundo en el 2029, entre los firmantes del protocolo de Montreal. Tienen entre una baja y media temperatura de refrigeración. Se puede utilizar como supresor de llama usado en aerosol.

El R22 es un ejemplo de refrigerante HCFC cuya utilización ha sido durante muchos años en cada parte del mundo, este refrigerante se dejó de utilizar en la comunidad europea en el año 2000 y en los Estados Unidos en el año 2010 [26].

### 1.3.3 Refrigerante HFC

Denominados como hidrofluorocarbonos o tetrafluoroetano, es utilizado como un compuesto transicional de los HCFC a HFC; constituidos por hidrogeno, flúor y carbono; al no tener cloro tienen un bajo impacto ambiental, aunque sea de alta inflamabilidad, se usa como propelente para productos farmacéuticos en aerosol tal es el caso R407C [27], es un refrigerante similar al R22 en cuanto a presiones, eficiencia energética y capacidad de trabajo donde sus aplicaciones son de aire acondicionado comercial incluyendo el doméstico en la conservación de alimentos en cámaras frigoríficas de los supermercados [28].

La tabla 1, muestra a continuación los principales tipos de refrigerantes con datos relevantes tomados del potencial de destrucción del ozono y el potencial global de calentamiento y vida atmosférica de cada refrigerante.

**Tabla 1.** Impacto ambiental de los principales refrigerantes [29].

<b>Características e impacto ambiental de los diferentes refrigerantes.</b>				
<b>Tipo</b>	<b>Refrigerante</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP</b>	<b>Vida atmosférica (años)</b>
<b>CFC</b>	R11, R12, R115	0.6–1	4750–14400	45–1700
	R22, R141b, R124,	0.02–0.11	400–1800	1–20
<b>HFC</b>	R407C, R32, R134a	0	140–11700	1–300
	R1234fy, R1234ze, R1234yz	0	0–12	–
<b>Refrigerante Natural</b>	R744, R717, HC R290, R600, R600a	0	0	Pocos días

### 1.4 Refrigerantes inorgánicos

Dentro de un ciclo de refrigeración, las condiciones de frontera están definidas dependiendo su aplicación, donde las propiedades termodinámicas y de transferencia de calor del refrigerante son importantes, completamente independientes del refrigerante a ser utilizado. Es donde existen sustancias naturales tales como el amoníaco, propano y dióxido de carbono que a menudo son mejores refrigerantes, que los halocarbonos antes mencionados [29].

Mediante el uso de métodos más simples y de bajo estándares de seguridad, es posible utilizar estos refrigerantes inorgánicos para prácticamente todos los sistemas convencionales de refrigeración.

#### **1.4.1 Aceites refrigerantes**

El elemento particular del lubricante utilizado en los métodos de refrigeración, se denomina aceite de refrigeración o aceite miscible. Este debe actuar en ciertos requerimientos complejos, donde los requerimientos especiales deben permitir su función más importante que es lubricar sin importar las consecuencias del efecto del refrigerante y su variación de temperatura y presión [30].

La miscibilidad del refrigerante y del aceite, es una principal característica en el ciclo de evaluación para la obtención de la mezcla

Los aceites miscibles deben de verificar las siguientes características:

- Lubricación y disminución del rozamiento en partes móviles del compresor.
- Refrigerar piezas en movimiento, prevenir la corrosión y son silenciosos.

La solubilidad indica la capacidad de experimentar mezclas homogéneas, una de las medidas a considerar, es la elección apropiada del aceite refrigerante o también conocido como aceite miscible, donde se debe confirmar la viscosidad del aceite refrigerante en función de la temperatura de descarga, esto ocurre momentos después de la absorción de los vapores refrigerados [16],[18].

##### **1.4.1.1 Aceite POE**

Son aceites refrigerantes elaborados a bases de compuestos de poliéster más la adición de aditivos que generan excelentes propiedades tanto térmicas como de lubricación, estos también reflejan optimas características que cumplen contra la corrosión, brindando protección y estabilidad [34].

El diseño brinda una permanencia progresiva frente a la hidrolisis, como una protección contra la corrosión en la tubería de cobre. El aceite POE es libre de ceras, por lo que mantiene una baja fluidez permitiendo que el evaporador se mantenga lo más limpio posible, asegurando una eficiencia en intercambio de calórico [35]. Son compatibles con todos los refrigerantes CFC, HCFC y HFC, además tienen un precio elevado de compra [33].

Los aceites refrigerantes POE tienen las siguientes características:

- Muy buena operatividad en la lubricación, equilibrio hidrolítico.
- Excelente compatibilidad con materiales de cada sistema de refrigeración.
- Magníficas características en las propiedades a baja temperatura, baja toxicidad y alta biodegradabilidad, para el buen funcionamiento en el medio ambiente.
- Gran estabilidad térmica a la oxidación.

#### **1.4.1.2 Aceite PAG**

Es el lubricante de tipo (poliglicoles), se usan con los HFC y sus combinaciones hidrocarburíferas, es bastante higroscópico, al usarse libremente con el medio ambiente se oxida, su desventaja está planteada al no poder mezclarse con aceites refrigerantes, por tanto, se debe emplear con recipientes herméticos[36].

Estos aceites refrigerantes se usan exclusivamente en la parte de automoción que se refiere al estudio o descripción de las máquinas que se desplazan por la acción de un motor y especialmente de los automóviles [37].

Los PAG, y otros lubricantes industriales, son separables o miscibles en amoníaco, lo que puede ayudar a la selección de este fluido dentro de los sistemas de expansión directa en evaporadores secos [38].

Su aplicación es común en los sistemas de aire acondicionado modernos para automóviles que funcionan con R134a y R1234yf. Es un aceite completamente sintético, ofrece parámetros de lubricación eficientes y universales [32].

Las características de los aceites refrigerantes PAG son:

- Fabricados totalmente con aceites sintéticos, lo que les hace tener características y propiedades muy buenas a base del polialquilenglicol, por su buena propiedad de viscosidad
- Son empleados en la línea automotora además por la fabricación de compresores en los sistemas de climatización con R134a.



### **1.4.1.3 Aceite PAO**

Son lubricantes (polialfaolefinas), es decir por la obtención de resultados de una reacción química, que tiene como base la polimerización del compuesto llamado olefínicos. Es multigrado según la referencia SAE, para motores y cajas de cambios ya que tiene un punto de congelación muy bajo [30].

Los PAO, son conocidos como hidrocarburos de condensación, denominados así por su fabricación a base de productos artificiales como el petróleo. Su utilización se da en los sistemas de refrigeración, denotados así por permanecer todavía en estado líquido cuando su trabajo mecánico está a bajas temperaturas [38].

Se hace una comparación, con los aceites o refrigerantes minerales, donde se tiene mejores propiedades termodinámicas, como es la viscosidad y resistencia a la oxidación, por su seguridad no son recomendables con los refrigerante HFC [35].

Los aceites refrigerantes PAO previenen la aglomeración de la mezcla aceite-refrigerante en el evaporador, por lo que pierde potencia en la refrigeración, la viscosidad permite una mayor impermeabilidad en los componentes, disminuye el consumo de energía del compresor y su amplio rango de funcionamiento en temperaturas es de (- 68 °C a - 315 °C).

## **1.5 Ciclos de refrigeración**

Los ciclos termodinámicos de refrigeración están definidos por el cambio de fase de las sustancias mediante la eliminación de calor, esto con el propósito final de conservar los compuestos a temperaturas menores a la del ambiente, para ello es necesario determinar la sustancia o compuesto que se mantenga a una temperatura inferior a la temperatura del espacio a refrigerar, donde se produce el fenómeno llamado transferencia de calor [39].

El proceso de refrigeración más común, en ciclos termodinámicos de refrigeración es por compresión de vapor, en el cual la energía cinética brindada por un compresor, comprime gas haciendo circular un fluido calotransportador que absorbe energía del medio ambiente en un proceso de cambio de fase y con la ayuda de energía mecánica logra obtener temperaturas bajas [31].

### 1.5.1 Ciclo invertido de Carnot

Es un ciclo totalmente reversible, donde al sistema termodinámico tiene cambios de equilibrio de inicio a fin, el cual se compone de dos procesos isotérmicos y dos adiabáticos.

Esto se representa en la figura 1, donde se visualiza cada uno de sus procesos y sus diferentes estados.

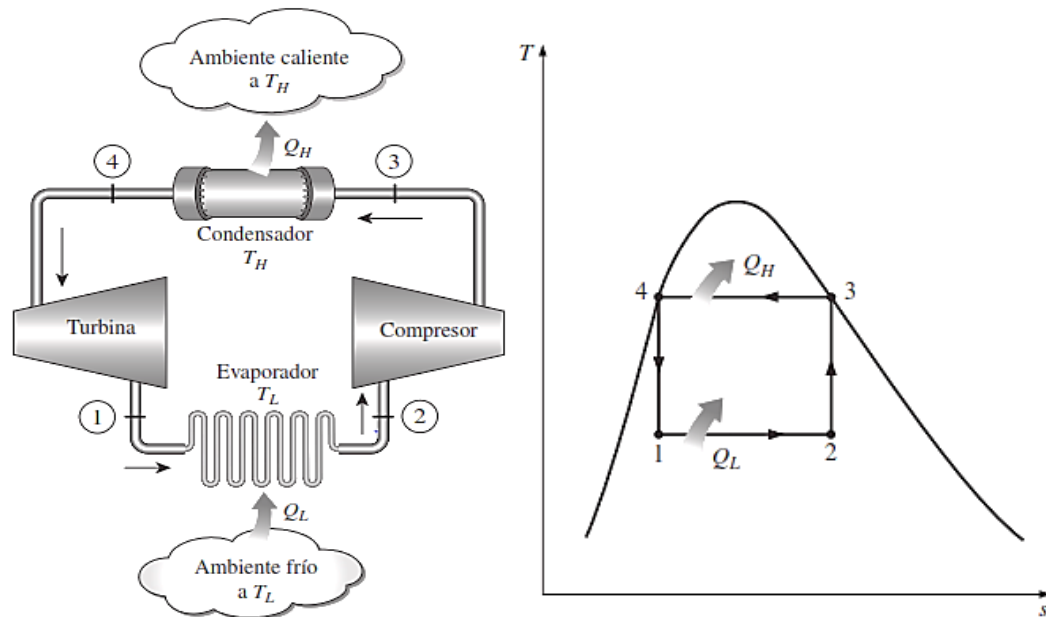


Figura 1. Diagrama T-s para un ciclo de refrigeración ideal [50].

Donde:

- 1-2 Proceso adiabático
- 2-3 Proceso isotérmico
- 3-4 Proceso adiabático
- 4-1 Proceso isotérmico

Las circunstancias de trabajo de este ciclo termodinámico hacen que no sean óptimos en la realidad, puesto que cuentan con fallas en las fases de compresión y expansión respectivamente, donde el problema es la presencia de humedad [40].

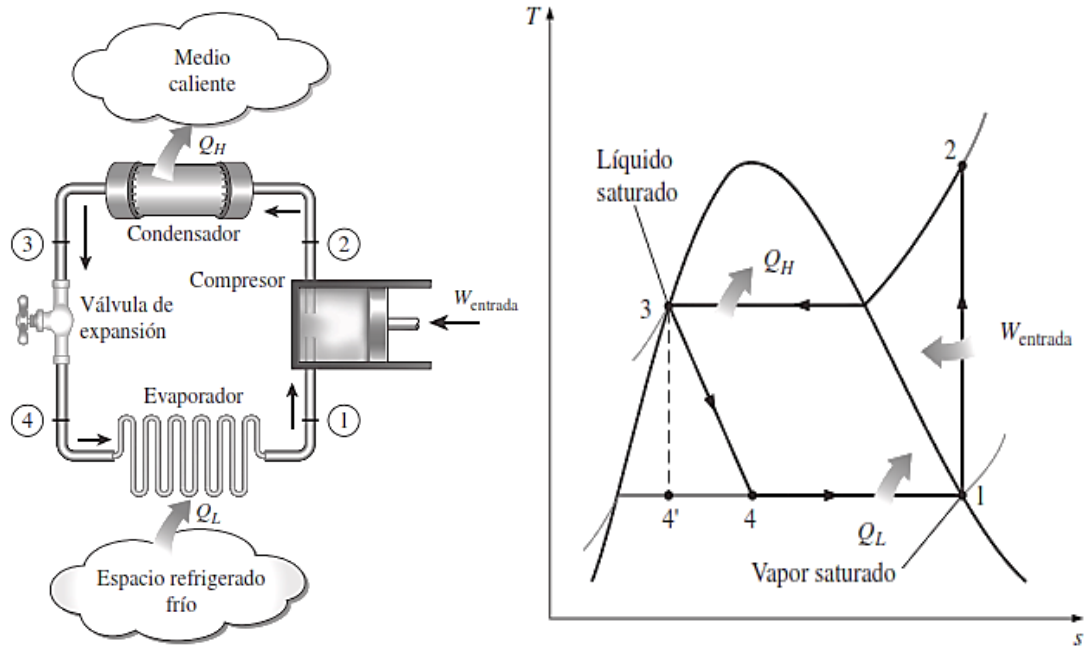
Siendo un ciclo reversible, este se puede invertir el sentido de los cuatro procesos de los que consta el ciclo [41].

### 1.5.2 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Este ciclo determinado por la compresión de vapor, tiene como finalidad el transporte de un líquido refrigerante en los cuatro procesos como medio de calor. Este ciclo se

manifiesta en la absorción y eliminación del calor al espacio a refrigerar, para luego expulsarlo en otro lugar.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos observados en la figura 2 [42].



**Figura 2.** Diagrama T-s para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor [50].

Donde:

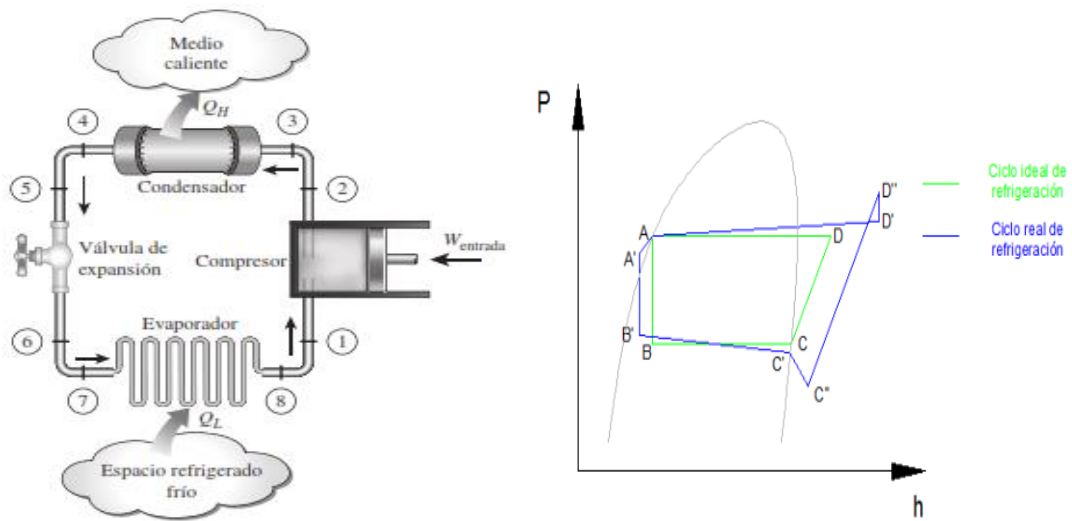
- 1-2 Compresión isentrópica.
- 2-3 Eliminación de calor a presión constante.
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante.

### 1.5.3 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Este ciclo de refrigeración está basado, en la caída de presiones asociadas al flujo del fluido y de la transferencia de calor hacia o desde los alrededores [43].

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor presenta algunas diferencias de uno ideal, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes.

Este ciclo esta mostrado en la figura 3 a continuación.



**Figura 3.** Diagrama P-h, para un ciclo de refrigeración real [50].

Donde:

- A- A' Efecto de subenfriamiento a la salida del condensador y caída de presión en el depósito receptor y en la tubería de líquido.
- A'- B' Estrangulación real.
- B'- C' Proceso de evaporación con caída de presión
- C'- C'' Efecto de sobrecalentamiento a la salida del evaporador y caída de presión en la tubería de succión.
- C''- D'' Proceso de compresión real.
- D''- D' Caída de presión necesaria para forzar la apertura de las válvulas de descarga.
- D'- A Proceso de condensación, caída de presión en el condensador y la tubería de descarga.

El refrigerante que ingresa al compresor se encuentra en vapor sobrecalentado, generando un trabajo de compresión, existiendo una irreversibilidad en el estado del refrigerante hacia el condensador, dependiendo de la temperatura del entorno y del refrigerante.

En el condensador, el refrigerante cede calor fuera del ciclo hacia la atmosfera, esto sucede cuando el refrigerante pasa por los tubos del condensador para la extracción de calor, obteniendo una transferencia de calor en la temperatura de saturación del refrigerante debe ser mayor a la temperatura de la atmosfera, por lo tanto, la presión

del líquido que sale del condensador será menor que la presión del vapor que ingresa [43].

En el evaporador el calor se transfiere de la región fría al refrigerante experimentando un cambio de fase a temperatura constante. Para tener una transferencia de calor efectiva, la temperatura de saturación del refrigerante debe ser menor a la temperatura de la región fría. Hay una caída en la presión a medida que el refrigerante fluye a través del evaporador [44].

Este ciclo de refrigeración, ocurre entre las diferencias irreversibles de temperaturas necesarias para que el coeficiente de desempeño disminuya cuando la temperatura media en el evaporador baje y a su vez la temperatura media del refrigerante en el condensador suba.

## **1.6 Intercambiadores de calor**

Los intercambiadores de calor comprendidos en sistemas químicos, nucleares y mecánicos son elementos que transfieren calor de un lugar a otro, denominados los equipos así por satisfacer la necesidad de realizar dicha tarea.

Los intercambiadores de calor utilizan fluidos; que no están en contacto directo entre ellos, sino que el calor es transferido por contacto térmico desde la zona de mayor temperatura hacia el de menor temperatura [45].

### **1.6.1 Evaporador**

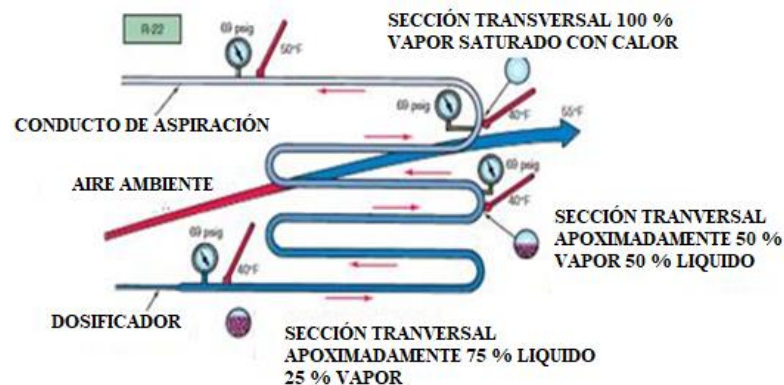
El evaporador tiene como función principal, eliminar el calor de un espacio o del entorno, en el cual el refrigerante suministra la cantidad de refrigeración necesaria para la conservación de los bienes almacenados en el refrigerador a la temperatura de baja deseada [46].

La funcionalidad del evaporador tiene que satisfacer dos requerimientos importantes [34]:

- El fluido refrigerante ingresa por la parte inferior del intercambiador de calor.
- La mezcla ocasionada en la carcasa interna es del 30 % líquida y el 70 % vapor.

En la parte del evaporador, ocurre un cambio de fase en el cual la presión disminuye generando vapor sobrecalentado, garantizando que entre al compresor en forma de gas y evitando la generación de líquido que podría averiar el compresor.

En la figura 4, se muestra un esquema del comportamiento del refrigerante en un evaporador.



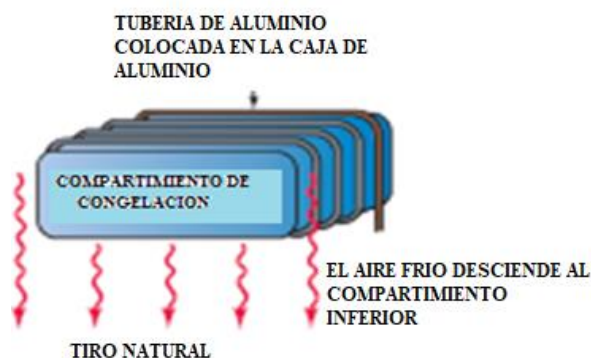
**Figura 4.** Comportamiento del refrigerante en un evaporador [43].

### 1.6.1.1 Tipos de evaporadores

Los evaporadores se pueden clasificar de distintas maneras:

- De tiro natural
- De tiro forzado
- De tubo aleteado

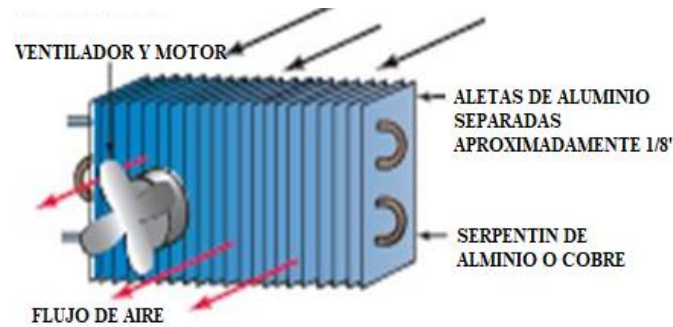
**Evaporador de tiro natural:** Estos intercambiadores de calor, constan de una placa en la parte frontal del equipo, donde también comparten conductos generalmente de aluminio llenos de refrigerante, como resultado se obtiene aire frío, este aire desciende desde el compartimiento más frío hasta llegar al compartimiento donde la temperatura fría es moderada [47]. En la figura 5, se puede observar un evaporador de tiro natural.



**Figura 5.** Evaporador de tiro natural [43].

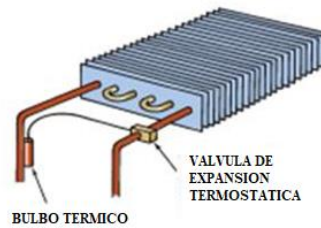
**Evaporador de tiro forzado:** Este tipo de evaporador, consta de un serpentín donde se transporta el fluido, adicionalmente cuenta con un ventilador, donde este elemento hace que la eficiencia del evaporador aumente, gracias a esta esta ventaja se puede

colocar un evaporador más pequeño logrando disminuir espacio y ahorro en este tipo de evaporadores. En la figura 6, se puede observar cómo está constituido el evaporador de tiro forzado.



**Figura 6.** Evaporador de tiro forzado [43].

**Evaporador de tubo aleteado:** Este evaporador es el más usado actualmente en la aplicación aire – refrigerante, las aletas hacen que el intercambio de calor sea muy bueno, ya que por el contacto que tiene con el tubo lo hace el más eficiente. En la figura 7, se pudo observar el evaporador de tipo aleteado.



**Figura 7.** Evaporador de tipo aleteado [43].

## 1.6.2 Condensador

La condensación se puede definir de manera sencilla, como la remoción de calor en un sistema de manera que el vapor se convierta en líquido [48]. Este otro intercambiador de calor, tiene como función principal la eliminación de energía, esto dado por el intercambio de calor entre sus dos principales fuentes, refrigerante y aire respectivamente [49].

También se conoce, que, el condensador opera a temperaturas y presiones más elevadas que la del evaporador, por lo que se encuentra situada en la parte exterior de los equipos. Para la fabricación de estos equipos suelen ser de diferentes materiales y también influye mucho el tema del medio, ya que por estudios realizados se sabe que su eficiencia cambia por las condiciones del entorno y material [50].

### 1.6.2.1 Tipos de condensadores

Los condensadores pueden clasificarse en:

- Enfriados por aire
- Enfriados por agua

**Enfriados por aire:** El proceso de condensación se genera al circular aire por el condensador, generando un cambio de densidades que se ponen en contacto con una zona de mayor temperatura; el calor específico del aire es muy bajo lo que conlleva a una disminución drástica en el coeficiente de transmisión de calor, teniendo tres partes principales [50]:

- Sobrecalentar
- Condensar
- Subenfriar

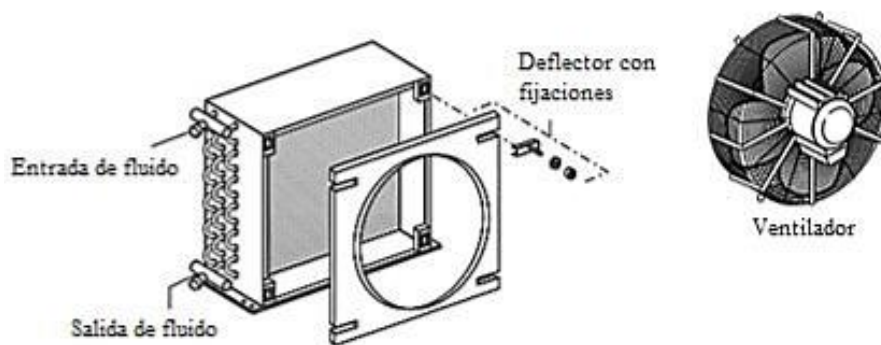


Figura 8. Condensador enfriado por aire de tipo forzado [51].

**Enfriados por agua:** el agua al tener una mayor densidad en relación al aire, brinda una mayor efectividad en relación al enfriado por aire, debido a que el agua fluye en dirección opuesta, disminuyendo considerablemente la pérdida de eficiencia [52].

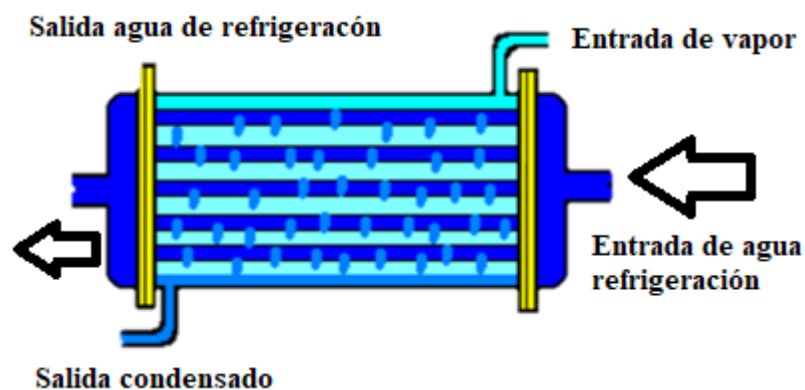


Figura 9. Condensador enfriado por agua [53].



## **1.7 Conclusiones del capítulo**

La gran variedad de refrigerantes, esta destacada a nivel mundial con una importancia y funcionalidad tanto en la parte industrial como doméstica, a pesar de su amplia variedad no todos los refrigerantes son recomendables para su uso, siendo el caso este de los refrigerantes CFC, que por su ODP y GWP son nocivos al ambiente y por ende se han degradado en el mercado, siendo uno de los primeros causantes en el deterioro de la capa de ozono y por consiguiente del calentamiento global.

Se puede inferir que existen varios tipos de evaporadores, como es el caso principal del intercambiador de calor de tubo aleteado, siendo el más trascendental de todos los equipos de evaporación con una mayor eficiencia en el proceso y con una mejor transferencia de calor, dada por la curvatura de la tubería que induce a un flujo secundario y a su vez la velocidad de la transferencia del refrigerante.

## CAPÍTULO 2

### DISEÑO DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a Y ACEITE MISCIBLE PAO

Este capítulo hace énfasis a la evaluación del proceso de evaporación del refrigerante R600a con el aceite miscible PAO, iniciando con la selección de los parámetros dimensionales obtenidos en tablas, y corroborados con fórmulas termodinámicas aplicadas a la transferencia de calor, seguido del análisis del sistema de flujo (R600a y aceite PAO), hasta alcanzar la adecuada selección de dispositivos para el diseño del equipo de evaluación.

Para este equipo de evaluación se interviene con dos fluidos importantes, uno es el refrigerante R600a, sujeto al cambio de estado, la adición de aceite miscible PAO, obteniendo un coeficiente de conductividad térmica más alta, en un número de Nusselt dado.

El fluido de operación, a vaporizar esta descrita con sus propiedades termodinámicas en la tabla 2.

**Tabla 2.** Propiedades y características del refrigerante R600a [16], [17].

<b>Principales características del refrigerante R600a</b>	
Fórmula	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
Peso Molecular	58,08 [g/mol]
Densidad (25°C)	550,65 [kg/m <sup>3</sup> ]
Punto de fusión	-159,6 [°C]
Temperatura Ebullición	-11,7 [°C]
Temperatura Crítica	135 [°C]
Presión Crítica	36,4 [bar]
Calor Latente (25°C)	332 [kJ/kg]
ODP	0
WGP	3
Temperatura de Autoignición	460 [°C]
Límite inferior de Inflamabilidad (En Volumen %)	1,8

#### 2.1 Cálculo de transferencia de calor en estado puro (refrigerante)

El efecto de la transferencia de calor aumenta a medida que el flujo de refrigerante pasa del flujo laminar a flujo turbulento. Para el flujo laminar el calor solamente puede transmitirse por medio de la conducción de calor de capa a capa. Sin embargo, para el

flujo turbulento, el intercambio de calor que se produce es en dirección radial, lo que hace que la transferencia de calor se manifieste tanto por conducción y convección, por este fenómeno presente en el proceso la eficiencia aumenta considerablemente [54]. Dado que el aumento de transferencia de calor se reducirá a medida que el flujo de refrigerante se convierta en turbulento, no es necesario aumentar la velocidad del flujo de refrigerante cuando el número de Reynolds es mayor de 10.000. De lo contrario, la pequeña mejora marginal en la transferencia de calor se compensa por la mayor pérdida de presión a través de los canales de refrigeración, junto con un mayor gasto de bombeo [54].

### 2.1.1 Flujo másico del refrigerante

Relación que expresa una variación de masa, respecto al tiempo en un área delimitada, cuya magnitud física se representa en la ecuación 1 [55].

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Donde:

$Q$ : Demanda calorífica,  $[kW]$ .

$h$ : Entalpía,  $[kJ/kg]$ .

### 2.1.2 Flujo volumétrico del refrigerante

El volumen del fluido que fluye a través de una sección transversal por unidad de tiempo se llama flujo volumétrico o gasto volumétrico [56], como se muestra la ecuación 2.

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

Donde:

$\dot{V}$ : Gasto volumétrico,  $[m^3/s]$ .

$\rho$ : Densidad del fluido,  $[kg/m^3]$ .

### 2.1.3 Coeficiente de operatividad o rendimiento (COP)

El COP, es la definición de un sistema de refrigeración, que se la expresa como relación entre la potencia que sale del evaporador, la potencia que se suministra al compresor [57].

Esto se define en la ecuación 3.

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{neto}} \quad (3)$$

Donde:

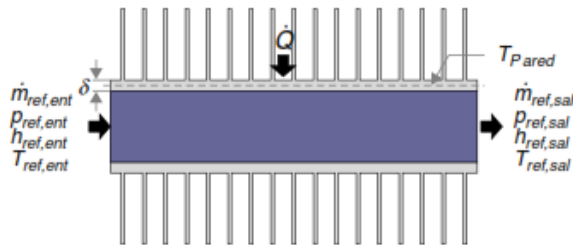
$COP_R$ : Coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración, [adimensional].

$Q_L$ : Suministro de calor deseado, [W].

$W_{neto}$ : Trabajo neto de entrada, [W].

#### 2.1.4 Selección del intercambiador de calor con aletas

Con el pasar de los años se han desarrollado diferentes métodos para el cálculo de intercambiadores de calor; el diseño común más utilizado está basado por Córdoba et al. [58].



**Figura 10.** Análisis del fluido interno [58].

Donde los datos necesarios para el análisis del intercambiador de calor, toma en consideración el  $[\dot{m}_{ref}]$  flujo másico,  $[p_{ref}]$  presión,  $[h_{ref}]$  entalpía y  $[T_{ref}]$  temperatura del refrigerante, además de  $[T_{pared}]$  temperatura media del tubo y  $[\dot{Q}]$  tasa de transferencia de calor. La figura 10, da la representación necesaria del diseño.

#### 2.1.5 Balance de energía

Este describe el estudio del equilibrio de dos sistemas termodinámicos en los cuales, si dos sistemas se encuentran en equilibrio térmico con un tercer sistema, este se encuentra en equilibrio. Es la condición entre dos sistemas donde no hay un flujo de calor entre ellos a pesar de estar conectados.

Un sistema que se encuentra en equilibrio térmico cuando el calor no entra ni sale del mismo, convirtiéndose en un ciclo adiabático[54].

$$Q = \dot{m}_h(h_{h.e} - h_{h.s}) \quad (4)$$

$$Q = \dot{m}_c(h_{c.s} - h_{c.e}) \quad (5)$$

Donde:

$q$ : Flujo de calor entre fluidos, [W].

$\dot{m}$ : Flujo másico del fluido, [kg/s].

$h$ : Entalpía del fluido, [J/kg].

Cabe acotar que los subíndices  $h - c$  en las ecuaciones 4, 5 corresponden a fluido caliente y fluido frío respectivamente, esto ocurre con los subíndices  $e - s$  que menciona a las condiciones de entrada al igual que la salida del fluido.

Si el calor específico se mantiene constante para cada fluido, la ecuación 4, 5 se reduce a [57]:

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,s}) \quad (6)$$

$$Q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (7)$$

Donde:

$C_p$ : Calor específico del fluido, [J/kg K].

$T$ : Temperatura del fluido, [K].

Para obtener las temperaturas de entrada y salida conociendo las condiciones iniciales del fluido y en vista que el flujo de calor resulta el mismo en las ecuaciones 6 y 7, estas se igualan obteniendo la siguiente ecuación 8 [57]:

$$\dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,s}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,s} - T_{c,e}) \quad (8)$$

### 2.1.6 Conservación de la energía

Se define como la cantidad de energía térmica transferida de un sistema a su entorno o viceversa debido a que existen diferencias de temperaturas. Por lo tanto, toda pequeña cantidad de energía debe tomarse en cuenta obedeciendo a la primera ley de la termodinámica cuyo enunciado trata sobre que toda energía no se puede crear ni destruir, solo cambiar en su forma, como se cita en la ecuación 9 [54].

$$\Delta U = Q - W \quad (9)$$

$$\sum \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + h \right)_{out} - \sum \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + h \right)_{in} = Q - W \quad (10)$$

Donde:

$\Delta U$ : Incremento de cantidad de energía interna, [J].

$W$ : Trabajo efectuado por el sistema lujo de calor, [W].

### 2.1.7 Viscosidad cinemática

En los fluidos se la conoce como la razón entre viscosidad dinámica y la densidad del fluido en el proceso [57].

Se demuestra en la siguiente ecuación 11.

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (11)$$

Donde:

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido, [kg/m·s].

$v$ : Viscosidad cinemática del fluido, [m<sup>2</sup>/s].

$\rho$ : Densidad del fluido, [kg/ m<sup>3</sup>].

### 2.1.8 Velocidad del fluido

La velocidad del fluido se define como la relación entre el avance lineal sobre una unidad de tiempo, como se observa en la ecuación 12.

$$V = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2} \quad (12)$$

Donde:

$\dot{V}$ : Gasto volumétrico, [m<sup>3</sup>/s].

$D$ : Diámetro del tubo, [m].

$V$ : Velocidad, [m/s].

### 2.1.9 Número de Reynolds

Es un coeficiente adimensional, que representa la relación entre la fuerza de inercia y la fuerza de rozamiento en el movimiento de un fluido dotado de viscosidad [54]. El número de Reynolds es ampliamente utilizado para conocer la característica del fluido ya sea este de flujo laminar o turbulento [59],[60].

El número de Reynolds simbolizado por la ecuación 13.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (13)$$

Donde:

$V$ : Velocidad característica del fluido, [m/s].

$D$ : Diámetro de la tubería, [m].

Para un estudio más exhaustivo, el número de Reynolds tiene q cumplir estos rangos.

$Re < 2300$  Flujo laminar.

$Re > 2300$  Flujo Turbulento.

### 2.1.10 Número de Prandtl

Es un término adimensional que se relaciona entre la difusión de una cierta cantidad de movimiento con la difusión de un calor latente o entre el espesor de la capa límite de velocidad con la capa límite térmica [59] [61].

Tal como se menciona en la ecuación 14.

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (14)$$

Donde:

$k$ : Conductividad térmica del fluido, [W/m· K].

### 2.1.11 Numero de Nusselt

Representa el gradiente de temperatura adimensional para el fluido estudiado en la interfase pared-flujo [62], esta relación está dada por el calor transferido con conducción o convección a través del fluido [63]. Está definida por la ecuación 15.

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{K} \quad (15)$$

Para el caso de los transformadores de calor se basa en la ecuación Dithus Boelter [62],[64], definida por la energía por difusión en la capa límite térmica y la hidrodinámica.

Este número viene definido por la ecuación 16:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (16)$$

Donde:

$Re$ : Número de Reynolds.

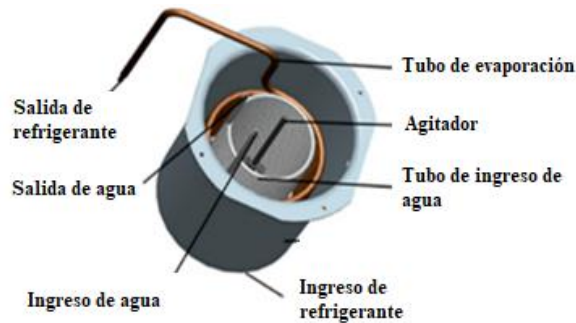
$Pr^n$ : Número de Prandtl, donde la constante  $n = 0.4$ ,  $n = 0.3$  es para calentar o enfriar respectivamente.

### 2.1.12 Transferencia de calor

Es un proceso, donde dos o más cuerpos interactúan entre ellos con la finalidad de intercambiar energía o calor [65].

Además, en la transferencia de calor se conoce tres medios por los cuales se transfiere el calor de un entorno a otro, como son los casos de: radiación, conducción y convección

En la figura 11, se observa un evaporador helicoidal con refrigerante, la que conferirá calor del aire frío, hasta llegar a un equilibrio térmico

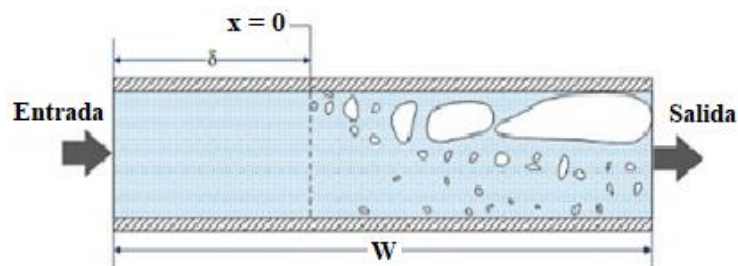


**Figura 11.** Modelo de un intercambiador de calor helicoidal [59].

De la literatura anterior, la energía de uno de ellos cede el otro ganará en igual cantidad como se muestra en la ecuación 17 [66].

$$Q_{ganado} = Q_{cedido} \quad (17)$$

Como en la tubería, el fluido se encuentre encerrado, se aplica un balance de energía, esto con el fin de determinar cómo va la transformación de la temperatura a lo largo de la tubería y ver las temperaturas de entrada como de salida del fluido [67].



**Figura 12.** Volumen de control en tubería interna [60].

En la figura 12, se puede observar el movimiento de constante del caudal y, por tanto, también la transferencia de calor por convección.

### 2.1.13 Diferencia de temperatura media logarítmica (DTML)

Las temperaturas del proceso, se requieren para saber la fuerza con la que el sistema impulsa la transferencia de calor en los intercambiadores de calor, por ello además se determina el calentamiento o enfriamiento del fluido obtenida en la ecuación 18, donde el tipo de estudio es de flujo cruzado [67].



El DTML, se usa en los tres procesos de flujo más importantes que son: contraflujo, paralelo y flujo cruzado (según el tipo de análisis en estudio), esto siendo evaluado en evaporadores y condensadores respectivamente [68].

- Para el caso del condensador:

$$DTML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (18)$$

Por lo cual se compone ordenadamente en las siguientes ecuaciones 19, 20, 21, 22 respectivamente, donde se utiliza las temperaturas de evaporación conjuntamente con la condensación correspondientes del refrigerante a usar [69].

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (19)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (20)$$

- Para el caso del evaporador:

$$\Delta T_1 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (21)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (22)$$

Donde:

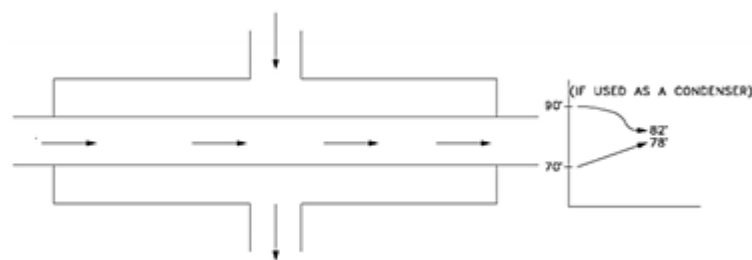
$T_{h,ent}$ : Temperatura de entrada del R600a, [°C].

$T_{c,sal}$ : Temperatura de entrada del aire, [°C].

$T_{h,sal}$ : Temperatura de salida del R600a, [°C].

$T_{c,ent}$ : Temperatura de salida del aire, [°C].

En la figura 14, se muestra un esquema de un intercambiador de calor de flujo cruzado.



**Figura 13.** DTML de un intercambiador de calor de flujo cruzado [32].

### 2.1.14 Coeficiente global de transferencia de calor

Este factor de transferencia de calor, está determinado por el conjunto o sumatoria de toda las resistencias térmicas involucradas en el sistema, siempre teniendo en cuenta la conducción y convección de calor entre los fluidos presentes, determinados por paredes planas o cilíndricas [70].

Este coeficiente  $U$ , está definido por una magnitud multiplicada por el área, esto por la diferencia de temperaturas medias logarítmicas del sistema en flujo cruzado.

A continuación, se presenta la ecuación 23 [71].

$$Q = U \cdot A \cdot DTML \cdot f \quad (23)$$

Donde:

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor,  $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ .

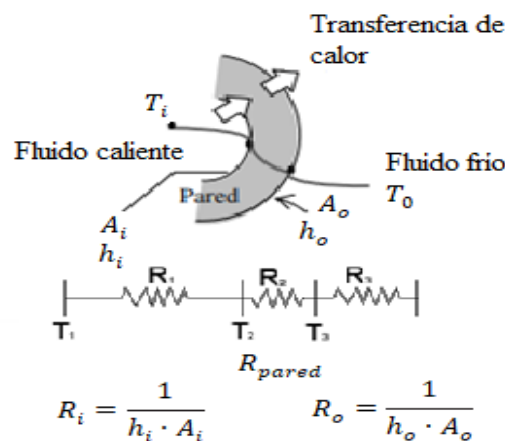
$A$ : Área de transferencia,  $[\text{m}^2]$ .

$DTML$ : Diferencia media de temperatura logarítmica,  $[\text{°C}]$ .

$f$ : Factor de corrección, [adimensional].

En la figura 14, se representa el conjunto de resistencias térmicas, determinadas en la transferencia de calor del intercambiador por tubos concéntricos. El resultado de este conjunto está determinado por dos redes de convección y una red de conducción como se observa en la figura 14.

Los sub índices  $i - o$ , determinan las superficies de interior o exterior respectivamente, para un intercambiador de calor de doble tubo las resistencias térmicas están representado en la ecuación 24.



**Figura 14.** Resistencias térmicas en un intercambiador de calor de flujo cruzado [60].

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (24)$$

Donde:

$D_o$ : Diámetro externo, [m].

$D_i$ : Diámetro interno, [m].

$k$ : Es la conductividad térmica del material de la pared,  $[\text{W}/\text{m} \cdot \text{°C}]$ .

$L$ : Longitud del tubo, [m].

La interpretación que se hace en los intercambiadores de calor, es optar por todas las combinaciones en las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo, donde va de caliente a frío y viceversa, esto con el fin de tener un dato real en la transferencia de calor.

Para lo cual en la conducción y convección se determinan las siguientes ecuaciones 25 y 26 respectivamente, el coeficiente global de transferencia de calor en la ecuación 27.

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} \quad (25)$$

$$R_o = \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (26)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}} \quad (27)$$

Donde:

$h_i$ : Es el coeficiente de transferencia de calor por convección interna, [W/m<sup>2</sup> K].

$A_i$ : Área de la superficie interior definida como:  $A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$ , [m<sup>2</sup>].

$h_o$ : Es el coeficiente de transferencia de calor por convección externa, [W/m<sup>2</sup> K].

$A_o$ : Área de la superficie exterior, definida como:  $A_o = \pi \cdot D_o \cdot L$ , [m<sup>2</sup>].

$D_o$ : Diámetro externo, [m].

$D_i$ : Diámetro interno, [m].

### 2.1.15 Calor en función a la resistencia térmica

Esta ecuación 28 trata en un término sencillo el balance de energía por calor transmitido mediante los cuerpos en contacto por conducción; de la diferencia de temperaturas del fluido interno hacia el medio ambiente.

$$\dot{Q} = \frac{T_R - T_a}{\sum_{i=1}^n R_T} \quad (28)$$

Donde:

$T_R$ : Temperatura fluido refrigerante, [K].

$T_a$ : Temperatura medio ambiente, [K].

$\sum_{i=1}^n R_T$ : Suma de resistencias existentes, [K/W].

### 2.1.16 Conducción

Es la transferencia de calor, de las moléculas que interactúan entre sí, de moléculas más energéticas ha moléculas menos energéticas [72], como resultado a esta

interacción, la conducción ocurre básicamente cuando dos objetos entran en contacto [73].

La ley de transferencia de Fourier, explica la ocurrencia local, tanto en el espacio como en el tiempo, de la trayectoria de calor inducido por el gradiente de temperatura [74].

Esta ecuación está demostrada en la ecuación 29.

$$Q_{cond} = \frac{k \cdot A \cdot \Delta T}{e} \quad (29)$$

Donde:

$Q_{cond}$ : Calor por la conducción, [W].

$A$ : Área superficial, [m<sup>2</sup>].

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura entre la pared y el fluido, [°C].

$e$ : Espesor, [m].

### 2.1.17 Convección

Es un modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en desplazamiento [72]. Puede ser natural producida solo por las diferencias de densidades del fluido o forzada, cuando el fluido es obligado a moverse de un lugar a otro, por ejemplo, el aire con un ventilador o el agua con una bomba [75].

En el intercambio de las partículas o moléculas, que interactúan entre ellas, los fluidos se asocian en forma colectiva, esto por la formación de grandes números de conjuntos de moléculas; donde la circulación, en presencia del gradiente de temperatura ayuda a la buena transferencia de calor [76].

Cuando se calienta un fluido, este se expande, provocando que su densidad disminuya y se eleve, por el contrario, cuando el fluido se enfría, este aumenta su densidad. Estos factores son importantes para que la convección se pueda realizar, es necesario alterar la temperatura y proporcionar un impulsor que ayude con el movimiento del flujo [77]. La ecuación 30, gobernadora de la convección esta descrita a continuación.

$$Q_{conv} = h_i \cdot A \cdot \Delta T \quad (30)$$

Donde:

$Q_{conv}$ : Calor por convección, [W].

$A$ : Área superficial, [m<sup>2</sup>].

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura entre pared y fluido, [°C].

## 2.2 Transferencia de calor en estado mixto (Aceite miscible)

En los procesos de compresión de vapor, la presencia de aceite es intrínseca e inevitable. Algo de aceite lubricante, dependiendo de cada instalación, fluye a través de todos los componentes del sistema, donde en los intercambiadores de calor la presencia de aceite puede afectar el patrón de flujo y tanto la transferencia de calor como la caída de presión, dependiendo de la concentración [78].

### 2.2.1 Concentración de la masa de entrada

Es la razón porcentual de la masa del soluto en relación a la masa del solvente en estado estacionario, donde el soluto es la sustancia que se disuelve mientras el solvente es la sustancia que se disuelve en el soluto, resultando una mezcla homogénea [79].

Entonces, conociendo la concentración de aceite en todo el flujo de líquido es posible calcular la concentración de masa local con la ecuación 31.

$$\omega_{Local} = \frac{\omega_{inlet}}{(1-x)} \quad (31)$$

Donde:

$\omega_{Local}$ : Concentración de la masa local (aceite), [%].

$\omega_{inlet}$ : Concentración de masa de entrada (aceite), [%]

$x$ : Calidad de vapor.

### 2.2.2 Densidad

En términos generales es la propiedad física de la combinación de dos sustancias homogéneas o heterogéneas en función de la concentración de entrada del aceite, con las densidades del refrigerante y aceite respectivamente, donde la mezcla aceite refrigerante no se puede distinguir fácilmente [80].

La densidad de la mezcla está dada en la ecuación 32.

$$\rho_m = \frac{\rho_o}{\left[1 + (1 - \omega_{Local}) \cdot \left(\frac{\rho_o}{\rho_R} - 1\right)\right]} \quad (32)$$

Donde:

$\rho_m$ : Densidad de la mezcla, [kg/m<sup>3</sup>].

$\rho_o$ : Densidad del aceite, [kg/m<sup>3</sup>].

$\rho_R$ : Densidad del refrigerante, [kg/m<sup>3</sup>].

### 2.2.3 Viscosidad dinámica

Es el estudio del movimiento determinado de un fluido sobre otro, Bandarra et al. [78] propuso calcular la viscosidad de las mezclas de refrigerante / aceite utilizando una ley de mezcla exponencial descrita en la ecuación 33.

$$\mu_m = \mu_R^{(1-\omega_{Local})} \cdot \mu_o^{(\omega_{Local})} \quad (33)$$

Donde:

$\mu_m$ : Viscosidad dinámica de la mezcla, [N·s/m<sup>2</sup>].

$\mu_R$ : Viscosidad dinámica del refrigerante, [N·s/m<sup>2</sup>].

$\mu_o$ : Viscosidad dinámica del aceite, [N·s/m<sup>2</sup>].

### 2.2.4 Calor específico

El calor específico es el cociente físico que define la razón entre el calor suministrado en masa a un sistema termodinámico, Bandarra et al. [78] propuso la ecuación 34 descrita a continuación.

$$C_{p_m} = (1 - \omega_{Local}) \cdot C_{p_R} + (\omega_{Local}) \cdot C_{p_o} \quad (34)$$

Donde:

$C_{p_m}$ : Calor específico de la mezcla, [kJ/kg·K].

$C_{p_R}$ : Calor específico del refrigerante, [kJ/kg·K].

$C_{p_o}$ : Calor específico del aceite, [kJ/kg·K].

### 2.2.5 Conductividad térmica

La conductividad térmica del refrigerante/aceite, es la capacidad de los materiales que intervienen en la transferencia de calor por conducción y tiene como objetivo el intercambio directo de la materia. Baustian et al. [79] utilizaron una relación con la conductividad térmica de la mezcla dada en la ecuación 35.

$$\begin{aligned} \kappa_m = \kappa_R \cdot (1 - \omega_{Local}) + \kappa_o \cdot (\omega_{Local}) - \\ 0,72 \cdot (\omega_{Local}) \cdot (1 - \omega_{Local}) \cdot (\kappa_o - \kappa_R) \end{aligned} \quad (35)$$

Donde:

$\kappa_m$ : Conductividad térmica de la mezcla, [W/m·K].

$\kappa_R$ : Conductividad térmica del refrigerante, [W/m·K].

$\kappa_o$ : Conductividad térmica del aceite, [W/m·K].

### 2.2.6 Temperatura del punto de burbuja y presión de vapor

En termodinámica, el punto de burbuja es la temperatura (a una presión dada) donde se forma la primera burbuja de vapor cuando se calienta un líquido que consiste en dos o más componentes [81], [82]. Dado que el vapor probablemente tendrá una composición diferente a la del líquido, el punto de burbuja (junto con el punto de rocío) en diferentes composiciones son datos útiles al diseñar sistemas de destilación [83].

Para un solo componente, el punto de burbuja y el punto de rocío son los mismos y se conocen como el punto de ebullición, descrita en la ecuación 36.

$$T_{bub} = \frac{A}{\ln(\rho_{sat}) - B} \quad (36)$$

$$A = a_o + 182,5 \cdot (\omega_{Local}) - 724,2 \cdot (\omega_{Local})^3 + 3868 \cdot (\omega_{Local})^5 - 5269 \cdot (\omega_{Local})^7 \quad (37)$$

$$B = b_o - 0,722 \cdot (\omega_{Local}) + 2,39 \cdot (\omega_{Local})^3 - 13,78 \cdot (\omega_{Local})^5 + 17,07 \cdot (\omega_{Local})^7 \quad (38)$$

Es importante tener en cuenta que  $a_o$  y  $b_o$  son específicos de R600a, cuyos valores son  $-2594$  y  $7.657$  respectivamente, con  $T_{bub}$  en  $^{\circ}K$  y  $p_{sat}$  en  $MPa$ .

Donde:

$\rho_{sat}$  : Presión de saturación refrigerante,  $[MPa]$ .

$A$  : Constantes.

$B$  : Constantes.

$T_{bub}$  : Temperatura de burbuja,  $[K]$ .

Thome et al. [84] han demostrado que este enfoque simple también funciona para muchas otras combinaciones de refrigerante/aceite simplemente utilizando los valores correspondientes de  $a_o$  y  $b_o$  para el refrigerante puro, mientras que el tipo de aceite miscible no es tan significativo.

### 2.2.7 Coeficiente de transferencia de calor

La manera termodinámica correcta para calcular el coeficiente es usar la temperatura del punto de burbuja,  $T_{bub}$ , como en la ecuación 30.

Es importante observar que la diferencia entre usar  $T_{sat}$  o  $T_{bub}$  se vuelve importante cuando la calidad del vapor es superior al 80 % cuando la concentración de aceite local comienza a aumentar rápidamente en la fase líquida [84].

La ecuación 39 se muestra a continuación.

$$h = \frac{\dot{q}}{(T_{\omega} - T_{bub})} \quad (39)$$

Donde:

$h_i$  : Coeficiente de transferencia de calor, [W/m<sup>2</sup>·K].

$T_{\omega}$  : Temperatura de pared, [K].

$\dot{q}$  : Flujo de calor, [W/m<sup>2</sup>].

### **2.3 Conclusiones del capítulo**

La recopilación de cada una de las fórmulas anteriormente descritas en este capítulo, se realizan bajo un criterio a ser considerado en el dimensionamiento de cada uno de los componentes, para la construcción del equipo de evaluación, dichos componentes principales constan de compresor, evaporador, tubo capilar y condensador. Gracias a la investigación de estas ecuaciones se logra determinar un panorama más claro de cómo influyen las propiedades físicas y termodinámicas en el funcionamiento de este equipo dentro del ciclo de refrigeración.

Mediante la formulación de las ecuaciones adoptadas en el presente apartado, se puede obtener valores de elevada importancia para el diseño y construcción del equipo de evaluación, garantizando el funcionamiento idóneo del mismo.



## CAPÍTULO 3

### ANÁLISIS DEL DISEÑO DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a Y ACEITE MISCIBLE PAO

Los sistemas de refrigeración se diseñan de acuerdo a las condiciones operativas del espacio a refrigerar (desde el sector alimenticio, construcción, química, medicina e incluso tratamiento de metales, convirtiéndose así en un proceso indispensable dentro del sector productivo) y las temperaturas se controlan mediante el flujo de refrigerante para que se rechace el calor suficiente en condiciones de operación.

Este capítulo proporciona una información relevante; de la delineación térmica del evaporador y condensador respectivamente, tomándoles como intercambiadores de calor en flujo cruzado, al inicio del análisis se tomarán aspectos de dimensionamiento y materiales a utilizar.

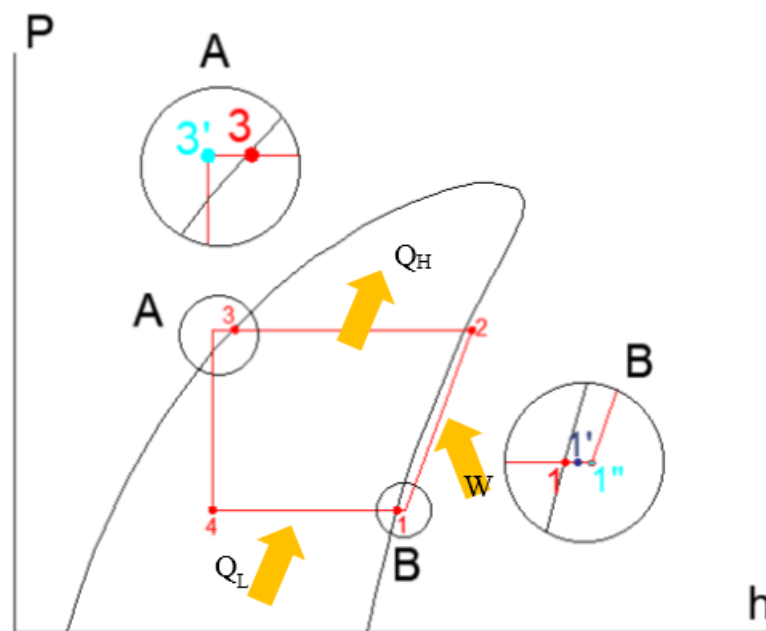
Estos parámetros están basados en el tipo de material de la tubería, longitud, diámetro, espesor, acompañadas de estas estarán las temperaturas, presiones a la entrada y salida de los intercambiadores de calor, cuyas condiciones de trabajo influyen directamente en el funcionamiento del equipo de evaluación para no tener un sobredimensionamiento al ser construida. Después de todo estos pasos a seguir, se dará lugar al desarrollo del flujo másico del refrigerante, cuyo objetivo es identificar los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt, donde se obtendrá el balance energético deseado, por otra parte, también se analizará el cálculo de la transferencia de calor en los parámetros de densidad en la mezcla, concentración viscosidad, calor específico, conductividad térmica, temperatura de ebullición de la burbuja y el coeficiente de transferencia de calor por parte del aceite miscible PAO.

#### 3.1 Análisis termodinámico del sistema de refrigeración

Durante la etapa de los cálculos y diseño preliminar del equipo de refrigeración no se dispone de información real (solamente la proporcionada por los fabricantes de equipos y accesorios), la ASHRAE [85], indica que se puede utilizar información disponible en los manuales.

En la figura 15, se muestra el ciclo de diseño de refrigeración en un diagrama presión– entalpía (P – h).

El punto 1 representa la temperatura de evaporación del sistema, el punto 1' representa un calentamiento útil de la temperatura de evaporación, necesaria para garantizar que el refrigerante se encuentre en estado gaseoso, el punto 1'' representa un segundo incremento de temperatura de la evaporación, debido a la transferencia de calor en la tubería de succión del compresor, el punto 2 representa la temperatura del refrigerante a la entrada del condensador con una presión alta debido a la compresión efectuada dentro del mismo, el punto 3 representa al líquido saturado del refrigerante a la presión dada por el compresor, el punto 3' representa un subenfriamiento del refrigerante para garantizar el estado líquido antes de ingresar a la válvula de expansión o tubo capilar, donde el punto 4 representa el proceso final del ciclo de refrigeración.



**Figura 15.** Diagrama P- h para diseño de sistema de refrigeración

Para una mejor resolución del análisis termodinámico, se utilizará la ayuda del programa EES (Engineering Equation Solver) como sus siglas en inglés, obteniendo resultados de mayor precisión, como se indica en la tabla 3.

**Tabla 3.** Ciclo de refrigeración real del R600a

	Temperatura		Presión		Entalpía kJ/kg	Entropía kJ/kg K
	°C	K	bar	psi		
<b>Estado 1</b>	-20	253	0,55	7,97	530	2,35
<b>Estado 2</b>	41	314	5	72,52	615	2,3
<b>Estado 3</b>	30	303	5	72,52	274	1,25
<b>Estado 4</b>	-28	245	0,55	7,97	274	1,3

### 3.1.1 Esquema del equipo de evaluación

El esquema del equipo diseñado se muestra en la figura 16. Consta de un visor, termocuplas y manómetros que miden las propiedades termodinámicas de entrada y salida del evaporador, condensador, compresor y capilar, adicionalmente se seleccionó una válvula solenoide para ingresar o extraer el aceite en el refrigerante en el acumulador o separador de aceite.

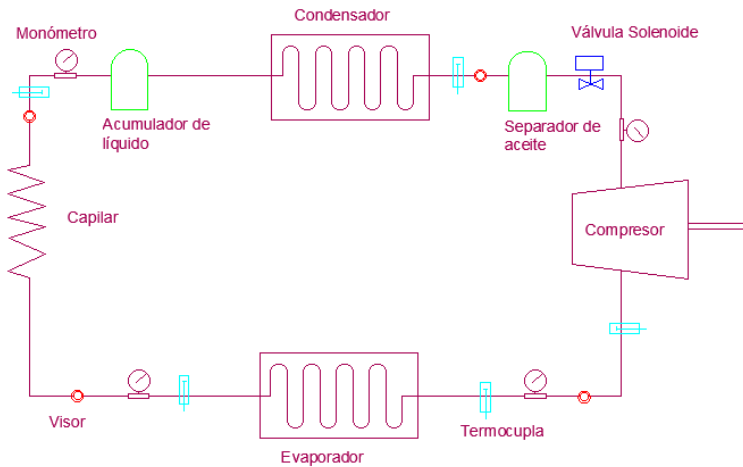


Figura 16. Esquema de sistema de evaluación diseñado.

### 3.1.2 Cálculo del flujo másico

El calor de refrigeración es un aspecto importante que sirve para dimensionar el tamaño del evaporador, cámara de enfriamiento, tubo capilar y seleccionar equipos (compresor, tuberías, accesorios).

De acuerdo al estudio realizado por Jara et.al.[86],[85], se afirma que la carga de refrigeración varía entre 190 hasta 340 W y en congelación entre 170 hasta 290 W.

En base a esta información se considera una carga de refrigeración cercana a los límites inferiores de 170 W porque el equipo sirve solamente para evaluar el comportamiento de las propiedades del refrigerante R600a con el aceite miscible.

Con los resultados de entalpías en todos los puntos del proceso de refrigeración y el calor de refrigeración requerido se puede utilizar la ecuación 9 de la conservación de la energía.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + h \right)_{sal} - \sum \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + h \right)_{ent}$$

Se considera despreciables las variaciones de la energía cinéticas, potencial, y pérdidas de calor en este proceso y se tiene que la ecuación 1 se utiliza para el cálculo del flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_L}{(h_{1''} - h_4)}$$

$$\dot{m} = \frac{0,17 [kW]}{(530 - 274) [kJ/kg]}$$

$$\dot{m} = 6,6 \times 10^{-4} [kg/s]$$

### 3.1.3 Cálculo del flujo volumétrico

El punto 1, observando la figura 15, se encuentra en estado vapor y en este punto la densidad del refrigerante es  $557,4 \text{ Kg} / \text{m}^3$ . Para este estudio se ocupa la ecuación 2

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\dot{V} = \frac{6,6 \times 10^{-4} [kg/s]}{557,4 [kg/m^3]}$$

$$\dot{V} = 1,19 \times 10^{-6} [m^3/s]$$

Los  $1,19 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ , es el valor de la cantidad de flujo volumétrico por unidad de tiempo que circula en la tubería del sistema de refrigeración.

### 3.1.4 Cálculo de la velocidad del fluido

Después de dimensionar la tubería, se establece el valor del diámetro nominal de la tubería de 3/8 plg, el mismo que corresponde al valor real del sistema, el resultado del flujo volumétrico, para el cálculo de la velocidad del fluido se ocupa la ecuación 12.

$$V = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot 1,19 \times 10^{-6} \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{\pi \cdot (0,009525 \text{ m})^2}$$

$$V = 0,0167 [m/s]$$

En el interior de la tubería de diámetro  $0,009525 \text{ m}$ , se encuentra circulando refrigerante a una velocidad de  $0,0167 \text{ m/s}$ .

### 3.1.5 Cálculo de la viscosidad cinemática

A través de la ecuación 11, se determina el valor de la viscosidad cinemática, para la cual se obtendrá el referente de la viscosidad dinámica del refrigerante, el mismo que corresponde a 0,00000628 kg/m·s y el valor de la densidad de 556,9 kg/m<sup>3</sup>.

$$v = \frac{\mu}{\rho}$$
$$v = \frac{0,00000628 \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right]}{556,9 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]}$$
$$v = 1,1276 \times 10^{-8} [m^2/s]$$

### 3.1.6 Cálculo del número de Reynolds

Tomando en cuenta la ecuación 13, se determinará el número de Reynolds [87], considerando los resultados obtenidos, tanto de la velocidad de 0,0167 m/s y el de la viscosidad cinemática de 1,1276 x 10<sup>-8</sup> m<sup>2</sup>/s [57], [59].

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$
$$Re = \frac{556,9 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \cdot 0,0167 \left[ \frac{m}{s} \right] \cdot 0,009525 [m]}{0,00000628 \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right]}$$
$$Re = 14105,84$$

En la determinación del flujo, se analiza las dos posibilidades laminar o turbulento, y mediante la ecuación 13, se procede a verificar en los rangos establecidos por la mecánica de fluidos: Re < 2300 flujo laminar, Re > 2300 flujo turbulento [62], [88].

El Número de Reynolds, reflejado en el resultado anterior, da como afirmación, que es un flujo turbulento, esto al cumplir la condición que debe ser menor a 2300, donde existe el intercambio de calor es solo por conducción y convección forzada

### 3.1.7 Cálculo del número de Prandtl

En el cálculo de este número adimensional, es ineludible trabajar a temperatura ambiente para obtener a T= 253 K [83], los parámetros térmicos del refrigerante R600a, como la capacidad calórica en estado gaseoso.

Para la evaluación del número de Prandtl se utiliza la ecuación 14 a continuación

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k}$$

$$Pr = \frac{1,538 \times 10^3 \left[ \frac{J}{kg \cdot ^\circ K} \right] \cdot 0,00000628 \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right]}{0,01246 \left[ \frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right]}$$

$$Pr = 0,7978$$

En problemas de intercambio de calor, el número adimensional Prandtl, este sujeto a la variación de varias propiedades físicas, como lo es el espesor de la capa limite.

También, se afirma cuando el número de Prandtl es pequeño, significa que el calor o intercambio de calor en el sistema de refrigeración es muy rápido con respecto a la velocidad del sistema [88].

### 3.1.8 Cálculo número de Nusselt

El cálculo de este parámetro, cumple con el intercambio de calor por convección, y en la ecuación 16, se propone utilizar la ecuación de Dithus Boelter [62].

Donde la variable  $n$  se aprecia cómo  $n= 0,4$ , esto utilizado para el proceso de evaporación del sistema de refrigeración.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

$$Nu = 0,023 \cdot 14105,84^{0,8} \cdot 0,7978^{0,4}$$

$$Nu = 43,85$$

El número de número de Nusselt, ayuda en la interpretación y determinación del coeficiente de transferencia de calor  $hi$ , entre el refrigerante y el material del intercambiador de calor, para lo cual ocupamos la ecuación 15 a continuación.

$$Nu = \frac{hi \cdot Di}{K}$$

Al despejar el coeficiente de transferencia de calor  $hi$ , se obtiene:

$$hi = \frac{Nu \cdot K}{Di}$$

$$hi = \frac{43,85 \cdot 0,01246 \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]}{0,009525 [m]}$$

$$hi = 57,36 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

### 3.1.9 Cálculo para la selección del compresor

La selección del compresor adecuado para el sistema de refrigeración depende de factores como: diferencia de presiones, flujo másico del refrigerante, calor de refrigeración, temperatura de evaporación y condensación, tipo de refrigerante, entre otros [86].

Con los valores de entalpías mencionados en la tabla 3 y el flujo másico, permite la utilización de la ecuación 10.

$$\begin{aligned}\dot{Q} - \dot{W} &= \sum \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + h \right)_{sal} - \sum \dot{m} \left( \frac{V^2}{2} + gz + h \right)_{ent} \\ \dot{W} &= \dot{m} (h_2 - h_1) \\ \dot{W} &= 6,6 \times 10^{-4} (615 - 530) \\ \dot{W} &= 0,055 [Kw]\end{aligned}$$

Es decir que, la potencia ideal requerida para el compresor es de 55 W. En el mercado nacional no existe variedad de compresores que trabajen con R600a como fluido de trabajo, y se cuenta con un único modelo disponible cuya potencia es de 110,5 W (1/6 HP) que sirve para el sistema calculado.

### 3.1.10 Dimensionamiento de las tuberías de succión y descarga

De acuerdo a Jara et.al [4], señalan que: existe una caída en la presión de tubería y por lo tanto es necesario ampliar el diámetro para mantener una velocidad constante entre 3 a 5 m/s.

Existen caudales similares utilizados para fluidos internos en tuberías rectas, los cuales sugieren velocidades de 0,90 m/s y 1,10 m/s respectivamente [89],[90].

De esta información se considera que para la tubería de presión baja la velocidad (V) es de 0,5 m/s y la densidad ( $\rho$ ) es 550 [Kg/m<sup>3</sup>] con la siguiente ecuación 2 se calcula el diámetro de la tubería:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Se sabe: que el flujo volumétrico es la relación de velocidad por área [44], donde al reemplazar estos datos con la ecuación anterior, se pueden calcular los diámetros de baja y de alta respectivamente, como se detalla a continuación.

- Diámetro de baja

$$D_{baja} = \sqrt{\frac{4 \dot{m}}{\rho V \pi}}$$

$$D_{baja} = \sqrt{\frac{4 (6,6 \times 10^{-4})}{550,65 \times 0,5 \times \pi}}$$

$$D_{baja} = 6,15 \times 10^{-3} [m]$$

Es decir que, el diámetro de la tubería de baja o succión es de 6,15 mm o 1/4 de pulgada.

De la misma manera se considera que para la tubería de presión alta la velocidad (V) es de 1,5 m/s y la densidad ( $\rho$ ) es 550 Kg/m<sup>3</sup> con la siguiente ecuación 2 se calcula el diámetro de la tubería:

- Diámetro de alta

$$D_{alta} = \sqrt{\frac{4 (6,6 \times 10^{-4})}{2,51 \times 15 \times \pi}}$$

$$D_{alta} = 8,74 \times 10^{-3} [m]$$

Es decir que, el diámetro de la tubería de alta es 8,74 mm o 3/8 de pulgada.

Las tuberías denominadas de cobre, son fabricadas mediante el proceso de extrusión y estiradas en frío, ya que, por su composición y fabricación, estas toman una gran ventaja en el mercado, en la figura 16, se puede apreciar el aparato experimental, con sus diferentes componentes.

Los tubos constan de una sola pieza, sin costuras de paredes lisas y tersas, donde esas características cumplen la propiedad denominada resistencia a la presión y también un mínimo de pérdidas de presión por fricción en la conducción del fluido [91].

La tubería seleccionada es una tubería de cobre de tipo “K”, la cual esta empleada en: instalaciones de gases medicinales y combustibles, vapor, aire comprimido, en calefacción, refrigeración, tomas de agua domiciliarías, como se puede observar en el anexo 1.

Los evaporadores y condensadores, tienen un sistema cerrado de intercambiador de calor, cuya transferencia de calor circula el refrigerante R600a y aire.



La tabla 4, representa los parámetros de diseño ideales en la construcción de la máquina experimental refrigerante / aceite miscible.

**Tabla 4.** Dimensionamiento de tubería tipo K de cobre, [75].

<b>Características del dimensionamiento de la tubería</b>		
	<b>Generalidades</b>	<b>Descripción</b>
<b>Presión de baja</b>	Diámetro nominal [Dn]	3/8 [plg]
	Diámetro externo [De]	12,70 [mm]
	Diámetro interno [Di]	10,21[mm]
<b>Presión de alta</b>	Diámetro nominal [Dn]	1/4 [plg]
	Diámetro externo [De]	9,53 [mm]
	Diámetro interno [Di]	7,036 [mm]

### 3.1.11 Cálculo del flujo del calor en el condensador

Con las entalpías de los puntos del proceso de refrigeración, se utiliza la ecuación 9 la conservación de la energía en el proceso 2 – 3', se considera despreciables las variaciones de la energía cinéticas, potencial en este proceso, de ahí se tiene que el calor de condensación:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m} \cdot (h_{3'} - h_{2''}) \\ \dot{Q} &= 6,6 \times 10^{-4} \cdot (615 - 274) \\ \dot{Q} &= 0,223 [kW]\end{aligned}$$

Es decir que el flujo de calor que debe disipar el condensador es 223 W

### 3.1.12 Selección del tubo capilar, depósito de aceite

La longitud y diámetro del tubo capilar es función del trabajo del compresor y de la temperatura de evaporación. El anexo 8 muestra la tabla de recomendación para determinar la longitud del tubo capilar de acuerdo al tipo de refrigerante.

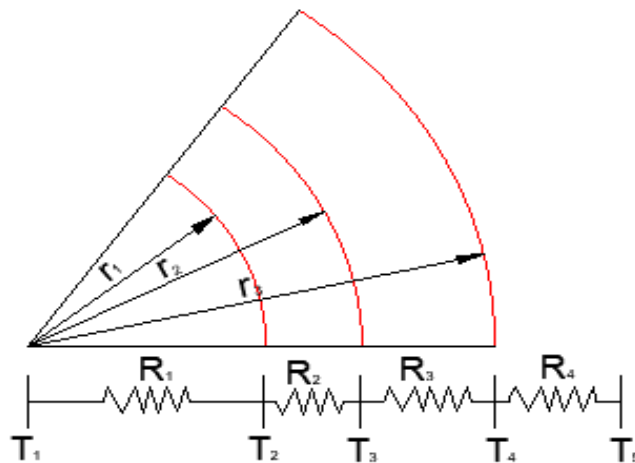
Con un  $Q_{\text{evap}} = 607,09 \text{ k J / h}$  y la  $T_{\text{evap}} = -28 \text{ }^\circ\text{C}$  se obtiene que la longitud del tubo capilar es de 2,01 m y el diámetro es 0,8 mm.

El depósito de aceite es un dispositivo que asegura el estado líquido en la entrada a la expansión y el separador de aceite permite separar el aceite contenido en el refrigerante.

La recomendación que dan los fabricantes para el tipo de sistema de refrigeración es un diámetro de 5 cm y una altura de 8 cm, es decir que el volumen del acumulador y el separador de aceite son de  $125 \text{ cm}^3$ .

### 3.1.13 Aislamiento de la tubería

La tubería de cobre en la región de succión del equipo diseñado se cubrió con un aislamiento de Rubatex en la zona de condensación. La figura 17 muestra el esquema de las resistencias térmicas para transferencia de calor en paredes circulares.



**Figura 17.** Esquema de las resistencias térmicas en paredes circulares.

Para la tubería de 3/8 se toma en cuenta las especificaciones detalladas en la tabla 4 y las consideraciones en temperaturas de:  $T_1 = 41^\circ\text{C}$ ,  $T_5 = 22^\circ\text{C}$ , conjuntamente con datos obtenidos en catálogos de fabricantes de tubería de cobre y de aislante, se encuentran las resistencias térmicas  $R_2$ ,  $R_3$  con la ecuación para conducción,  $R_1$  y  $R_4$  para convección.

- **Para conducción**

Cuando un fluido viaja a través de una tubería, se genera una resistencia térmica por conducción, representada por una pérdida de calor a lo largo del sistema por el que viaja el fluido refrigerante, hacia el medio ambiente, la misma que se puede expresar mediante la ecuación 24 como esta descrito a continuación.

Cálculo de la resistencia por conducción para la tubería de cobre en la zona de evaporación de la máquina:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi \cdot K_{cob} \cdot l}$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{0,0127}{0,010}\right) \left[\frac{m}{m}\right]}{2\pi \cdot 364 [W/m \cdot K] \cdot 1[m]}$$

$$R_2 = 1,045 \cdot 10^{-4} [K/W]$$

- Cálculo de la resistencia por conducción para el aislante rubatex

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi \cdot K_{rub} \cdot l}$$

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{0,0381}{0,0127}\right) \left[\frac{m}{m}\right]}{2\pi \cdot 0,04 [W/m \cdot K] \cdot 1[m]}$$

$$R_3 = 4,33 [K/W]$$

- **Para convección**

El cálculo de la resistencia térmica para el fluido refrigerante como para el fluido del aire se calcula a partir de la ecuación 25, tal como se detalla a continuación:

Cálculo de la resistencia por convección para el refrigerante

$$R_1 = \frac{1}{h_1 A_1}$$

$$R_1 = \frac{1}{1700 [W/m^2 \cdot K] \cdot 0,032 [m^2]}$$

$$R_1 = 0,0183 K/W$$

- Cálculo de la resistencia por convección para el aire

$$R_4 = \frac{1}{h_4 A_4}$$

$$R_4 = \frac{1}{10 [W/m^2 \cdot K] \cdot 0,12 [m^2]}$$

$$R_4 = 0,83 K/W$$

### 3.1.14 Cálculo en función a la resistencia térmica

Según lo indicado en la ecuación 28, el cálculo resulta entre la diferencia de temperaturas y la suma de resistencias del sistema hallando una potencia perdida en la conductividad de la tubería.

$$Q_p = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4}$$
$$Q_p = \frac{(232 - 22)[^\circ C]}{0,0183 + 1,045 \cdot 10^{-4} + 4,33 + 0,83}$$
$$Q_p = 3,67 \text{ [W]}$$

Es decir que el calor que se añade en la tubería de 3/8 de succión es de 3,67 W.

### 3.1.15 Cálculo del COP

Para la utilización del calor cedido al ambiente se utiliza las entalpías del punto 1 y 4 en la parte de baja del sistema de refrigeración.

$$Q_L = h_1 - h_4$$
$$Q_L = 530 - 274$$
$$Q_L = 256 \text{ kJ/kg}$$

De la misma manera, del trabajo neto generado por el compresor, se tiene la diferencia de entalpías, útiles para el proceso de compresión del ciclo de refrigeración real.

$$W_n = h_2 - h_1$$
$$W_n = 615 - 530$$
$$W_n = 85 \text{ kJ/kg}$$

Con los datos obtenidos del calor cedido al ambiente con el trabajo neto generado por el compresor, se determina el coeficiente de desempeño, reemplazado y representado en la ecuación 3

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{neto}}$$
$$COP_R = \frac{256 \text{ kJ/kg}}{85 \text{ kJ/kg}}$$
$$COP_R = 3,011$$

El resultado del coeficiente de desempeño es de 3,01 lo que lleva a la conclusión, que por cada kW consumido en el compresor se obtiene una potencia de refrigeración de 3,01 kW en el evaporador.

### 3.2 Transferencia de calor en estado mixto

Con el objetivo de validar las propiedades térmicas de transporte, aceite y refrigerante, en el equipo de evaluación, se toma en consideración las siguientes ecuaciones detalladas a continuación.

#### 3.2.1 Cálculo de la concentración de la masa de entrada

Para la determinación de la concentración en masa de entrada de aceite, se utiliza la ecuación 27, de la misma manera que la calidad de vapor en estado estacionario a través del equipo de evaluación construido.

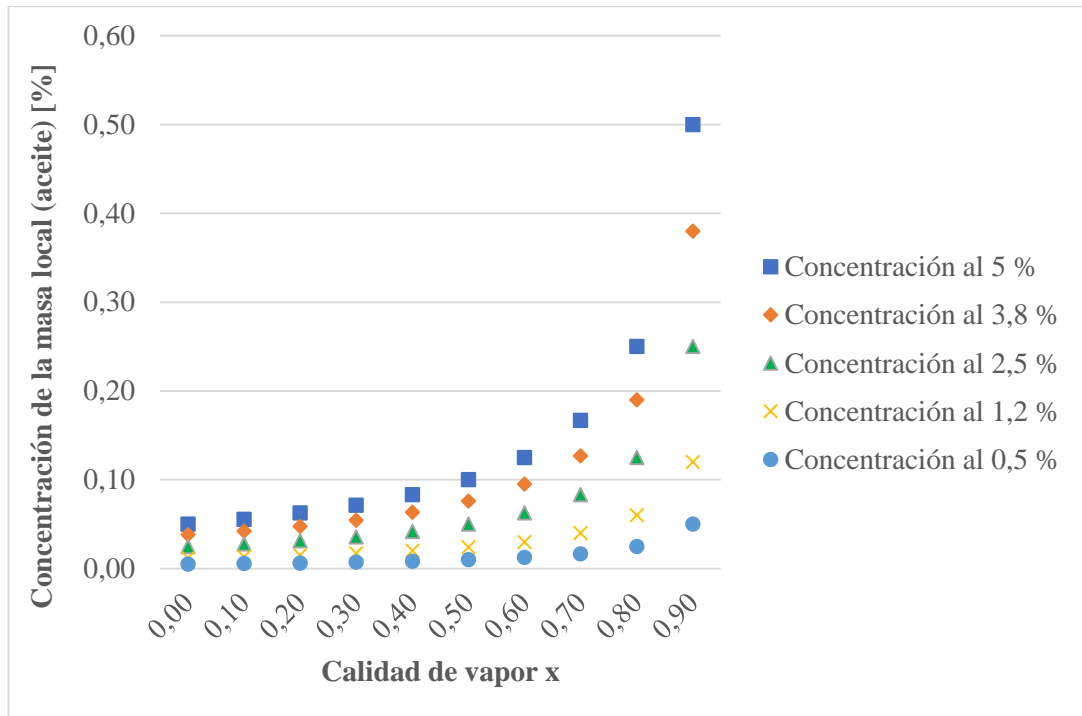
$$\omega_{Local} = \frac{\omega_{inlet}}{(1 - x)}$$

Datos que a partir de los diferentes tipos de mezcla en varias concentraciones de aceite con refrigerante que van desde el  $\omega_{inlet} = 0.5\%$  hasta un máximo del  $\omega_{inlet} = 5\%$ . Generan resultados obtenidos de manera analítica en varios aspectos, tal como se detalla en las tablas siguientes.

Se realiza una acotación importante que los resultados mostrados en las 7 tablas siguientes presentan, una apreciación decimal de cinco dígitos por motivos de mayor precisión entre concentraciones de refrigerante y aceite PAO.

**Tabla 5.** Resultados de la concentración de masa local.

Concentración de la masa de entrada					
Calidad de vapor $x$	Concentraciones de la masa de entrada				
	5 %	3.8 %	2.5 %	1.2 %	0.5%
0	0,05000	0,03800	0,02500	0,01200	0,00500
0,1	0,05556	0,04222	0,02778	0,01333	0,00556
0,2	0,06250	0,04750	0,03125	0,01500	0,00625
0,3	0,07143	0,05429	0,03571	0,01714	0,00714
0,4	0,08333	0,06333	0,04167	0,02000	0,00833
0,5	0,10000	0,07600	0,05000	0,02400	0,01000
0,6	0,12500	0,09500	0,06250	0,03000	0,01250
0,7	0,16667	0,12667	0,08333	0,04000	0,01667
0,8	0,25000	0,19000	0,12500	0,06000	0,02500
0,9	0,50000	0,38000	0,25000	0,12000	0,05000



**Figura 18.** Gráfica de la calidad de vapor vs concentración de la masa de entrada.

Los resultados de la concentración de la masa local de aceite provocados por el cambio de la calidad de vapor en el sistema de refrigeración generan una difusión en aumento de conforme la saturación de la concentración de aceite.

Es importante observar que la concentración real de aceite lubricante en el intercambiador de calor depende de cada instalación particular de refrigeración y aire acondicionado, si tiene o no un separador de aceite, de la miscibilidad del aceite lubricante en el refrigerante, si la instalación es una expansión directa o un sistema de inundación, y muchos otros parámetros [79].

### 3.2.2 Cálculo de la densidad en el proceso de evaporación

La ecuación 32, detalla el cálculo para la densidad de la mezcla refrigerante R600a y aceite PAO.

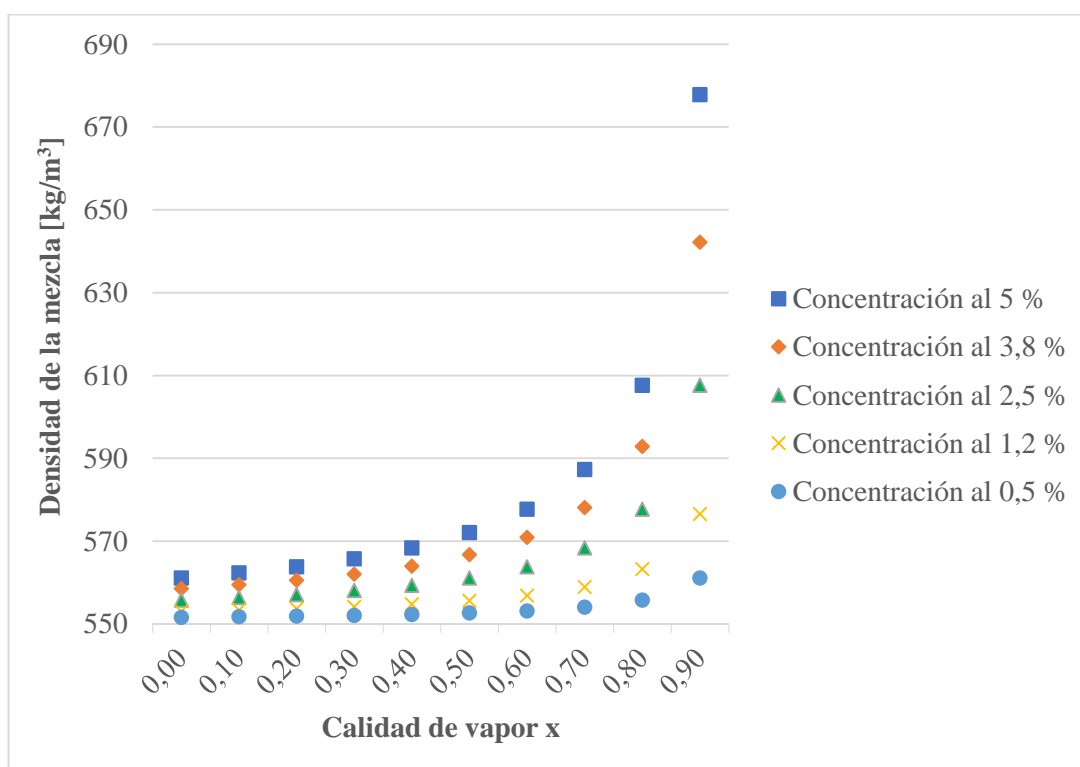
$$\rho_m = \frac{\rho_o}{\left[ \left( 1 + (1 - \omega_{Local}) \cdot \left( \frac{\rho_o}{\rho_R} - 1 \right) \right) \right]}$$

De datos conocidos sobre el refrigerante R600a se tiene una densidad de 556,2 kg/m<sup>3</sup> al igual que los datos del aceite PAO con una densidad de 846 kg/m<sup>3</sup> en estado puro.

Los valores útiles en la obtención de los resultados presentados en la tabla 6 y figura 19.

**Tabla 6.** Resultados de la densidad de la mezcla.

Densidad de la mezcla refrigerante / aceite					
Calidad de vapor $x$	Concentraciones de la masa de entrada				
	5 %	3.8 %	2.5 %	1.2 %	0.5%
0	561,13399	558,56924	555,81709	553,09193	551,63557
0,1	562,32937	559,46898	556,40288	553,37020	551,75087
0,2	563,83077	560,59773	557,13685	553,71843	551,89507
0,3	565,77297	562,05569	558,08337	554,16681	552,08058
0,4	568,38347	564,01148	559,35042	554,76578	552,32811
0,5	572,07892	566,77256	561,13399	555,60651	552,67504
0,6	577,71306	570,96525	563,83077	556,87239	553,19624
0,7	587,35404	578,09262	568,38347	558,99507	554,06711
0,8	607,63467	592,89487	577,71306	563,28934	555,81709
0,9	677,85080	642,22826	607,63467	576,57737	561,13399



**Figura 19.** Gráfica de la calidad vs la densidad de la mezcla.

Durante el proceso de evaporización entre el refrigerante R600a y el aceite miscible PAO la calidad del vapor va en incremento conforme existe un aumento en la densidad

de la mezcla hasta un valor de 675 kg/m<sup>3</sup> y una calidad de 0,9 % de vapor, dentro del sistema de refrigeración tal como se aprecia en la figura 19.

### 3.2.3 Cálculo de la viscosidad dinámica

Parte del cálculo para la determinación de la viscosidad dinámica en la mezcla entre el refrigerante R600a y el aceite miscible PAO, se utiliza la ecuación 33 expresada al final del presente párrafo.

Se obtienen varios datos específicos detallados a continuación en la tabla 7; al igual que mediante información sobre la viscosidad del aceite miscible PAO de 0,0646 kg/m·s y la viscosidad del refrigerante R600a con un valor de 0,000238 kg/m·s.

Se determina la gráfica de la viscosidad durante el comportamiento de la mezcla en el proceso de refrigeración detallado en la figura 20.

$$\mu_m = \mu_R^{(1-\omega_{Local})} \cdot \mu_o^{(\omega_{Local})}$$

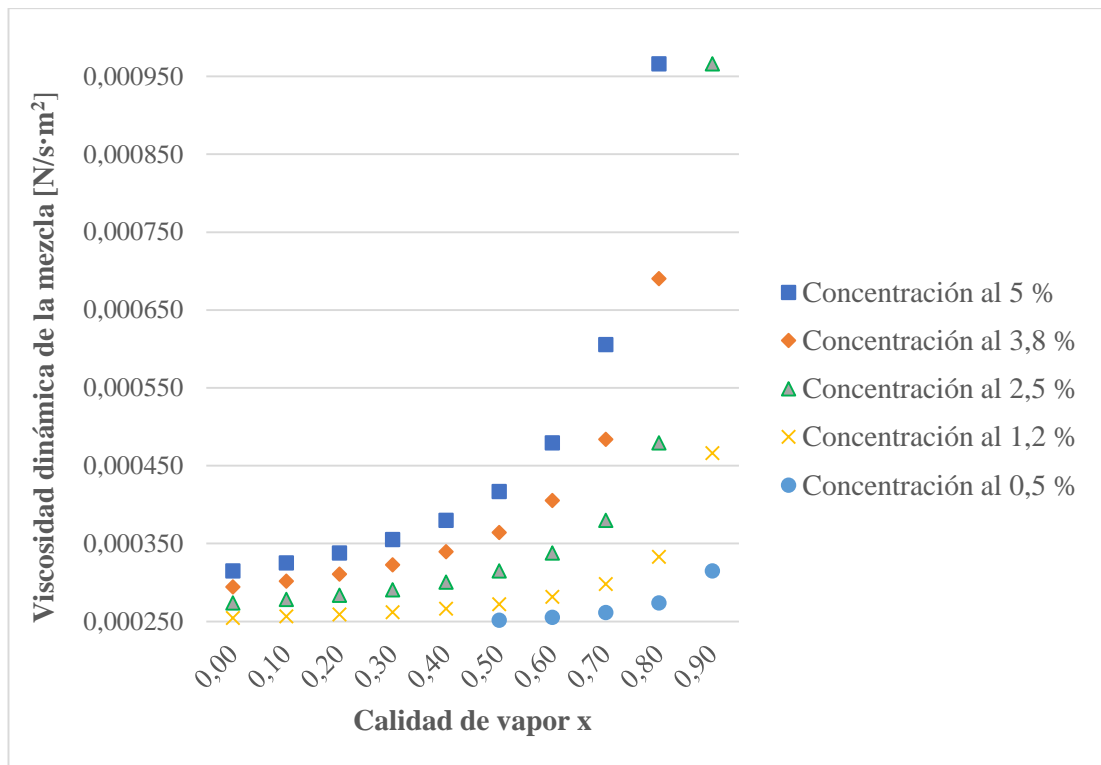
En otras palabras, con un aumento de la viscosidad, el coeficiente de transferencia de calor disminuye.

Bandarra et al. [78] propuso calcular la viscosidad de las mezclas de refrigerante/aceite utilizando una ley de mezcla exponencial.

**Tabla 7.** Resultados de la viscosidad de la mezcla.

Viscosidad de la mezcla Refrigerante / aceite					
Calidad de vapor $x$	Concentraciones de la masa de entrada				
	5 %	3.8 %	2.5 %	1.2 %	0.5%
0	0,00031	0,00029	0,00027	0,00025	0,00024
0,1	0,00032	0,00030	0,00028	0,00026	0,00025
0,2	0,00034	0,00031	0,00028	0,00026	0,00025
0,3	0,00036	0,00032	0,00029	0,00026	0,00025
0,4	0,00038	0,00034	0,00030	0,00027	0,00025
0,5	0,00042	0,00036	0,00031	0,00027	0,00025
0,6	0,00048	0,00041	0,00034	0,00028	0,00026
0,7	0,00061	0,00048	0,00038	0,00030	0,00026
0,8	0,00097	0,00069	0,00048	0,00033	0,00027
0,9	0,00392	0,00200	0,00097	0,00047	0,00031





**Figura 20.** Gráfica de la calidad vs la viscosidad de la mezcla.

Conforme la figura 20, la viscosidad tiende a un aumento en el cambio de fase, esto debido a la presencia de las propiedades térmicas del aceite PAO a diferentes concentraciones; con una concentración al 0,5 % la viscosidad, se observa que ha disminuido drásticamente haciendo que el cambio de estado no se complete en el proceso de evaporación.

### 3.2.4 Cálculo del calor específico

De datos conocidos la concentración del calor específico del aceite miscible es mayor que la del refrigerante en fase líquida por lo tanto la del aceite PAO que es de 1,90508 kJ/kg·K respecto a la del refrigerante R600a que tiene un calor específico de 1,716 kJ/kg·K; por lo tanto se procede con los cálculos del calor específico referentes a la mezcla determinadas en las diferentes concentraciones, siendo llevadas a cabo con la utilización de la ecuación 34.

$$C_{p_m} = (1 - \omega_{Local}) \cdot C_{p_R} + (\omega_{Local}) \cdot C_{p_o}$$

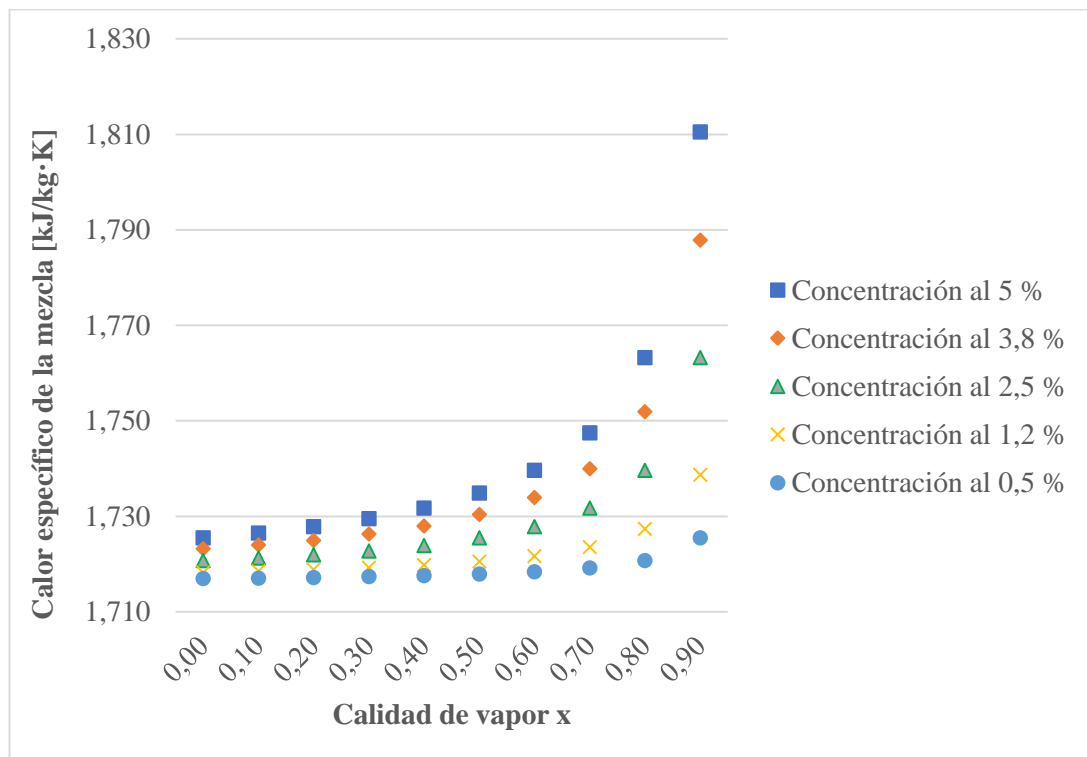
Los datos obtenidos de los cálculos realizados en base a la ecuación antes mencionada se ven reflejados en la tabla 8.

**Tabla 8.** Resultados del calor específico de la mezcla.

Calor específico de la mezcla Refrigerante / aceite					
Calidad de vapor $x$	Concentraciones de la masa de entrada				
	5 %	3.8 %	2.5 %	1.2 %	0.5%
0	1,72545	1,72319	1,72073	1,71827	1,71695
0,1	1,72650	1,72398	1,72125	1,71852	1,71705
0,2	1,72782	1,72498	1,72191	1,71884	1,71718
0,3	1,72951	1,72626	1,72275	1,71924	1,71735
0,4	1,73176	1,72798	1,72388	1,71978	1,71758
0,5	1,73491	1,73037	1,72545	1,72054	1,71789
0,6	1,73964	1,73396	1,72782	1,72167	1,71836
0,7	1,74751	1,73995	1,73176	1,72356	1,71915
0,8	1,76327	1,75193	1,73964	1,72734	1,72073
0,9	1,81054	1,78785	1,76327	1,73869	1,72545

Los resultados descritos en la tabla 8 sirven para interpretar gráficamente la variación del calor específico de la mezcla a diferentes concentraciones.

La influencia del aceite en la mezcla genera un aumento de calor al sistema de refrigeración el cual llega a estabilizarse y revertirse a un porcentaje del 2,5 % de aceite en mezcla con una relación de vapor del 0,5 %, hasta alcanzar niveles de pérdidas de calor a partir del 1 % en calidad de vapor tal como se visualiza en la figura 21.



**Figura 21.** Gráfica de la calidad vs el calor específico de la mezcla.

### 3.2.5 Cálculo de la conductividad térmica

Cabe hacer énfasis en que la conductividad térmica del aceite lubricante es más alta que el refrigerante en la fase líquida. Baustian et al. [79].

Por lo que para la realización de los cálculos en la conductividad térmica del refrigerante y aceite PAO, se encuentra propuesto en la ecuación 3, donde la conductividad térmica se enfocó de las diferentes concentraciones.

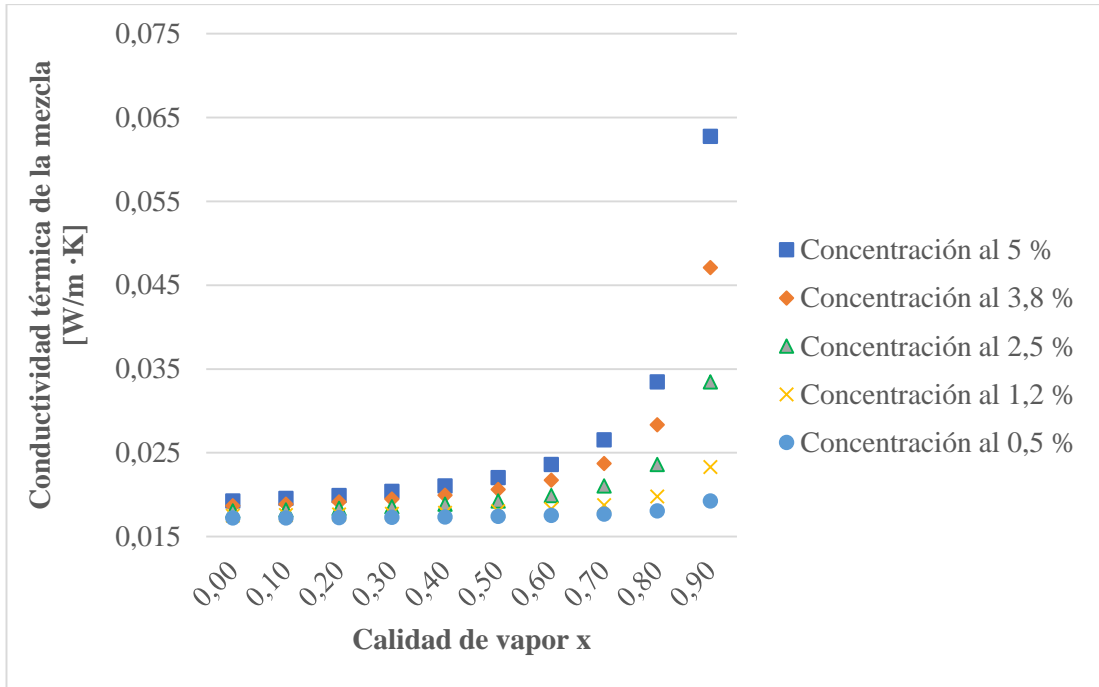
$$k_m = k_R \cdot (1 - \omega_{Local}) + k_o \cdot (\omega_{Local}) - 0,72 \cdot (\omega_{Local}) \cdot (1 - \omega_{Local}) \cdot (k_o - k_R)$$

Se tiene en consideración que la conductividad térmica para el refrigerante R600a ( $k_R$ ) es de 0,017 W/m·K; al igual que de la conductividad térmica para el aceite PAO ( $k_o$ ), es 0,16 W/m·K.

De los datos obtenidos se reflejan en la tabla 9 con las especificaciones de la conductividad térmica a diferentes concentraciones porcentuales de aceite, agregadas al equipo de evaluación.

**Tabla 9.** Resultados de la conductividad térmica de la mezcla.

<b>Conductividad térmica de la mezcla Refrigerante / aceite</b>					
<b>Calidad de vapor <math>x</math></b>	<b>Concentraciones de la masa de entrada</b>				
	<b>5 %</b>	<b>3.8 %</b>	<b>2.5 %</b>	<b>1.2 %</b>	<b>0.5%</b>
0	0,01926	0,01867	0,01807	0,01750	0,01720
0,1	0,01954	0,01887	0,01819	0,01755	0,01723
0,2	0,01990	0,01913	0,01835	0,01762	0,01725
0,3	0,02039	0,01948	0,01856	0,01772	0,01729
0,4	0,02105	0,01995	0,01885	0,01784	0,01734
0,5	0,02203	0,02064	0,01926	0,01802	0,01741
0,6	0,02361	0,02173	0,01990	0,01829	0,01752
0,7	0,02653	0,02372	0,02105	0,01877	0,01770
0,8	0,03345	0,02832	0,02361	0,01977	0,01807
0,9	0,06276	0,04708	0,03345	0,02329	0,01926



**Figura 22.** Gráfica de la conductividad térmica vs la calidad de vapor.

Los resultados reflejados en la figura 22, muestran la capacidad de incremento en el transporte de calor hacia el sistema alcanzando un máximo de calidad de vapor en 0,9 % y una conductividad de mezcla del 0,063 W/m ·K, para después caer a partir del 1 % de calidad de vapor en el sistema.

### 3.2.6 Cálculo de la temperatura del punto de burbuja y presión de vapor

La temperatura de punto de ebullición de un aceite lubricante es mucho más alta que la de un refrigerante, por lo que, cuando se agrega aceite al refrigerante puro, aumenta el punto de burbuja en la mezcla. Esta expresión la podemos ver en la ecuación 36.

$$T_{bub} = \frac{A}{\ln \cdot (\rho_{sat}) - B}$$

$$A = a_o + 182,5 \cdot (\omega_{Local}) - 724,2 \cdot (\omega_{Local})^3 + 3868 \cdot (\omega_{Local})^5 - 5269 \cdot (\omega_{Local})^7$$

$$B = b_o - 0,722 \cdot (\omega_{Local}) + 2,39 \cdot (\omega_{Local})^3 - 13,78 \cdot (\omega_{Local})^5 + 17,07 \cdot (\omega_{Local})^7$$

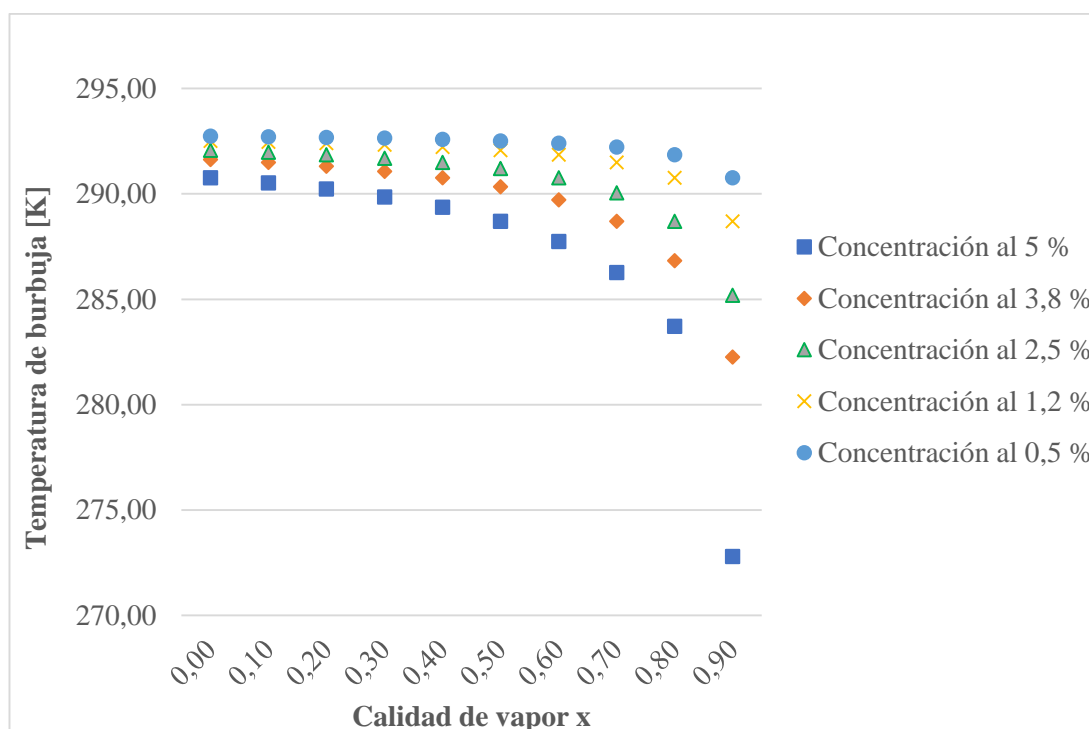
El aceite lubricante tiene una presión de vapor mucho más baja que los refrigerantes comunes, por lo que cuando se agrega aceite al refrigerante, se reduce la presión de vapor de la mezcla. Cavestri et al. [92] introdujeron una correlación empírica para predecir la temperatura del punto de burbuja para una presión de saturación y una concentración de aceite dada para las mezclas de R600a/aceite.

En termodinámica, el punto de burbuja es la temperatura (a una presión dada) donde se forma la primera burbuja de vapor cuando se calienta un líquido que consiste en dos o más componentes [81], [82].

**Tabla 10.** Resultados de la temperatura del punto de burbuja de la mezcla

Temperatura del punto de burbuja de la mezcla Refrigerante / aceite					
Calidad de vapor $x$	Concentraciones de la masa de entrada				
	5 %	3.8 %	2.5 %	1.2 %	0.5%
0	290,76776	291,63662	292,07679	292,51959	292,74167
0,1	290,52986	291,49063	291,97871	292,47029	292,71698
0,2	290,23496	291,30876	291,85632	292,40869	292,68612
0,3	289,86023	291,07600	291,69930	292,32955	292,64645
0,4	289,36914	290,76776	291,49063	292,22414	292,59357
0,5	288,69978	290,34079	291,19998	292,07679	292,51959
0,6	287,73977	289,71184	290,76776	291,85632	292,40869
0,7	286,26541	288,69978	290,05944	291,49063	292,22414
0,8	283,71402	286,83621	288,69978	290,76776	291,85632
0,9	272,80298	282,26140	285,19373	288,69978	290,76776

Dado que el vapor probablemente tendrá una composición diferente a la del líquido, el punto de burbuja (junto con el punto de rocío) en diferentes composiciones son datos útiles al diseñar sistemas de destilación [83]. Para un solo componente, el punto de burbuja y el punto de rocío son los mismos que se conocen como el punto de ebullición.



**Figura 23.** Gráfica de la conductividad térmica vs la calidad de vapor.

De acuerdo a los datos reflejados en la figura 23 la temperatura del punto de burbuja se mantiene estable en todas las concentraciones porcentuales realizadas, hasta llegar al valor de 0,60 % de calidad de vapor, después de un decrecimiento paulatino hasta el 0,07 % para finalmente descender abruptamente en todas las mezclas realizadas en el equipo de evaluación.

### 3.2.7 Cálculo de coeficientes de transferencia de calor

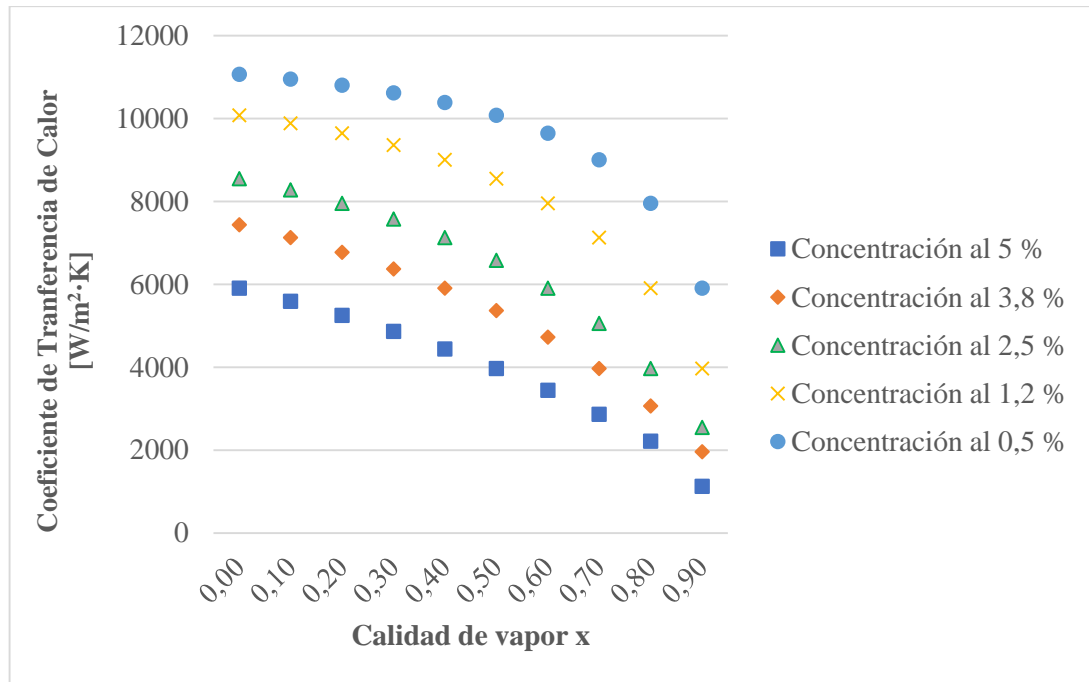
Al tener una mezcla previa entre un refrigerante y un aceite miscible, se considera el intercambio de calor que ocurre entre estos fluidos [93], para obtener una temperatura promedio general de formación la cual viene dada a través de la ecuación 39 que supone el cambio en los procesos a partir de las cantidades diferentes de aceite suministrado al sistema.

$$h = \frac{q}{(T_{\omega} - T_{bub})}$$

El aceite lubricante en altas concentraciones (por encima del 5 %) disminuye drásticamente el flujo de la transferencia de calor en ebullición. Sin embargo, como mencionado anteriormente, algunos estudios por ejemplo, Eckels et al, [94] observaron que algunos lubricantes aumentan el flujo de calor de ebullición la transferencia a concentraciones de aceite alrededor del 3%.

**Tabla 11.** Resultados de la transferencia de calor en la mezcla

<b>Coefficiente de transferencia de calor Refrigerante / aceite</b>					
<b>Calidad de vapor <math>x</math></b>	<b>Concentraciones de la masa de entrada</b>				
	<b>5 %</b>	<b>3.8 %</b>	<b>2.5 %</b>	<b>1.2 %</b>	<b>0.5%</b>
0	5907,04179	7432,99036	8552,23819	10078,95975	11070,14834
0,1	5592,66245	7123,79402	8274,61952	9882,53678	10950,41115
0,2	5246,54336	6772,79195	7952,45439	9647,63448	10804,35918
0,3	4864,03284	6371,05491	7574,15606	9361,73150	10622,24884
0,4	4439,81696	5907,04179	7123,79402	9006,22424	10388,85086
0,5	3968,11569	5365,71613	6578,91612	8552,23819	10078,95975
0,6	3443,41869	4727,54106	5907,04179	7952,45439	9647,63448
0,7	2862,18202	3968,11569	5060,15442	7123,79402	9006,22424
0,8	2215,13815	3062,30471	3968,11569	5907,04179	7952,45439
0,9	1126,27727	1962,53928	2549,39026	3968,11569	5907,04179



**Figura 24.** Gráfica del coeficiente de transferencia de calor vs la calidad de vapor.

Conforme la calidad de vapor aumente por el incremento de la concentración de aceite PAO, dentro del sistema de refrigeración, el coeficiente de transferencia de calor disminuye, siendo esta disminución más drástica, cuando el porcentaje de aceite PAO es igual o superior al 5%.

### 3.3 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo detalla paso a paso los dos análisis planteados en la construcción y diseño de un sistema de refrigeración con R600a y aceite PAO, como es el análisis termodinámico y la transferencia de calor, donde se ve cada una de las propiedades de transporte mencionadas anteriormente en la literatura.

Además, se hizo un trabajo exhaustivo en el diseño y dimensionamiento de los componentes a utilizar en la máquina de evaluación, para así facilitar la adquisición de los equipos y el montaje de los mismos.

Luego de realizar la investigación analítica, se determinó que el coeficiente de transferencia de calor para la mezcla aceite y refrigerante depende de varios factores como son, viscosidad, densidad, calor específico temperatura y presión, entre otros. Uno de los factores indispensables en el equipo de evaluación es la fracción volumétrica del aceite miscible PAO hasta un 5 % en la mezcla ya que este tiende a la mejora.

## CAPÍTULO 4

### ANÁLISIS COMPARATIVO Y ECONÓMICO DEL EQUIPO DE EVALUACIÓN DEL PROCESO DE EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE R600a Y ACEITE MISCIBLE PAO

Una vez expuesto los resultados obtenidos por cada ecuación y uso del programa EES (Engineering Equation Solver) en el capítulo anterior, se presenta en esta sección un análisis comparativo del comportamiento del refrigerante R600a con el aceite miscible PAO en las diferentes concentraciones porcentuales. Además, se expone el dimensionamiento de los equipos utilizados para un ciclo de compresión de vapor como es el caso del: compresor, condensador, válvula de expansión o tubo capilar y evaporador.

Otro factor importante para el desarrollo de este equipo de evaluación, son los análisis de costos, donde se detalla los costos directos e indirectos, invertidos en el proceso de fabricación.

#### 4.1 Análisis comparativo del equipo de evaluación

En el desarrollo de este estudio se utilizaron diferentes concentraciones de aceite miscible PAO en el sistema de refrigeración para análisis de las propiedades térmicas de transporte en cada concentración emitida en el equipo de evaluación.

El equipo evaluación está cargado con refrigerante R600a, el cual funciona con un compresor de 1/6 de hp.

La tabla 12, muestra las principales características del compresor utilizado para el equipo de evaluación.

Tabla 12. Compresor utilizado en el caso de estudio.

<b>Refrigerante que mueve</b>	<b>R600a</b>
<b>Modelo:</b>	TA1360M-DS1A
<b>Marca:</b>	Tecumseh
<b>Voltaje:</b>	115-127 Voltios, 60Hz
<b>Desplazamiento:</b>	8.36 cc/rev
<b>Potencia:</b>	1/6 hp
<b>Capacidad:</b>	169 W
<b>Tipo de aceite:</b>	Sintético Iso 32



La decisión tomada por la utilización de cargar R600a en el compresor es por motivos medioambientales, para la ayuda de la capa de ozono y su bajo impacto en el efecto invernadero. Además, también por la compatibilidad existente que hay en entre el refrigerante y el aceite mineral [95].

#### 4.1.1 Análisis de las gráficas P-h a diferentes concentraciones

Se presenta el análisis de la evaporación del refrigerante (estado puro), para la evaluación de cada una de las propiedades térmicas de transporte, detallado en la figura 25.

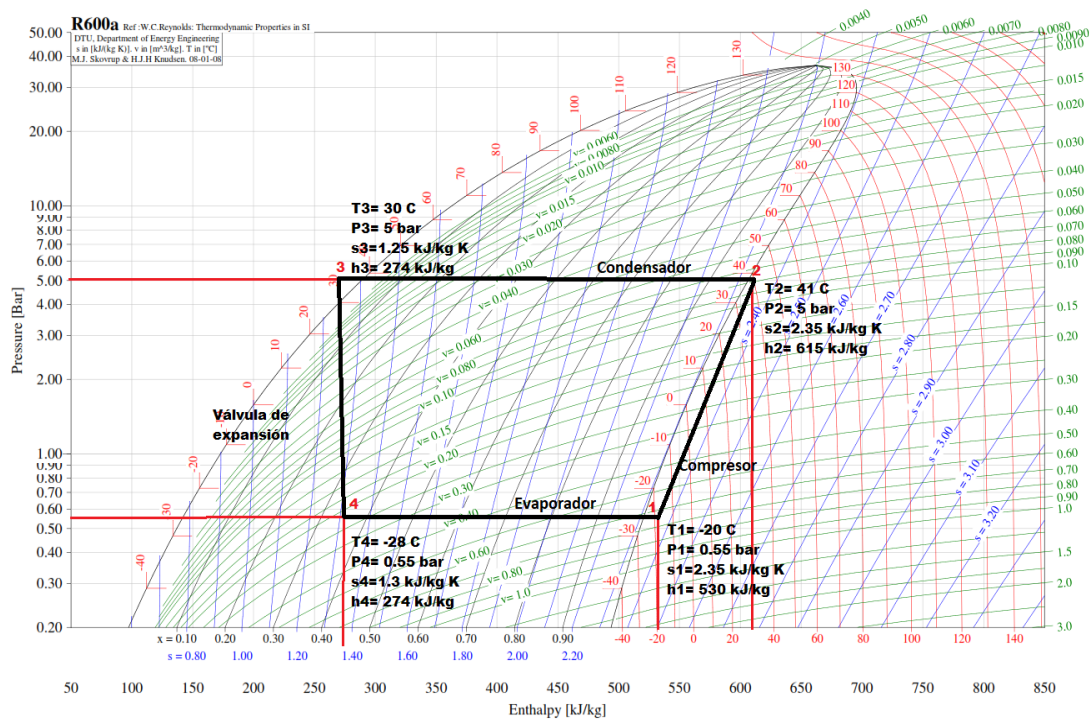


Figura 25. Análisis del R600a en estado puro.

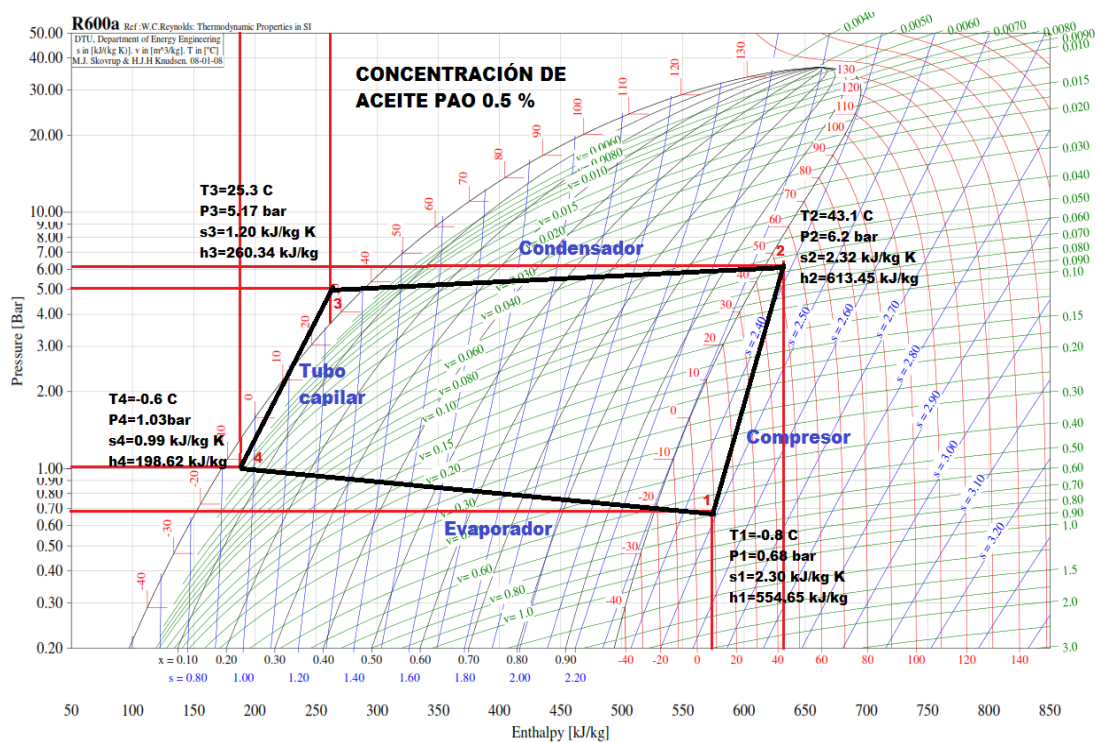
Para la construcción del equipo de evaluación del ciclo de refrigeración por compresión, se tuvo varias consideraciones de uso técnico en la integración de los equipos, por otro lado, en el dimensionamiento del compresor, se obtiene un resultado satisfactorio para el sistema, siendo este un compresor de 1/6 HP, el cual da una potencia de 55 W.

Continuando con la evaluación de cada elemento indispensable en el ciclo, se llega al condensador obteniendo refrigerante en fase líquida, teniendo como elección una tubería de cobre tipo K de diámetro nominal de 1/4 de plg en la zona de alta presión y temperatura.

En la línea del evaporador, según los cálculos del diseño se dimensiona un intercambiador de calor de tubería de 3/8 de plg, cerrando el ciclo con el ingreso del refrigerante y aceite al compresor.

Como objeto de estudio, para el presente sistema de refrigeración por compresión de vapor, se utiliza refrigerante R600a y la adición de aceite PAO en varias concentraciones porcentuales los cuales generan cambios en el transporte térmico del sistema; el análisis se centra en la diferencia de estos resultados teóricos con los resultados prácticos obtenidos en la máquina construida, se puede observar en las siguientes figuras cada ciclo de refrigeración a diferentes concentraciones.

La figura 26 a continuación, representa el ciclo de refrigeración real por compresión de vapor con una concentración del 0,5 % de aceite PAO.

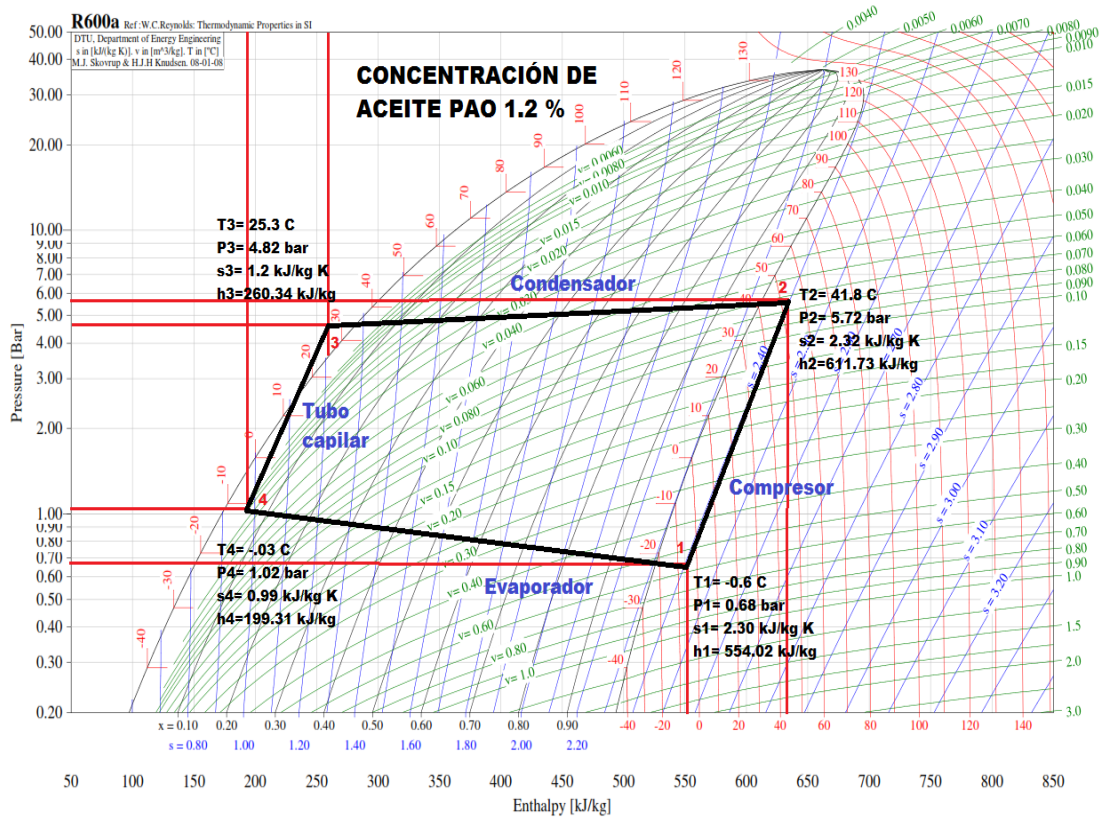


**Figura 26.** Análisis termodinámico de la concentración al 0.5 % de aceite PAO.

Para el ciclo ideal con refrigerante R600a en estado puro, se toma en consideración una presión de 0,55 bares en la línea de succión antes del ingreso al compresor, la misma que se mantiene constante en esta zona de baja, como se aprecia en la figura 25.

El trabajo generado por el compresor hace mover el fluido hasta alcanzar el condensador manteniendo nuevamente una presión constante de 5 bares; las cuales a diferencia de la figura 26, cuyas propiedades cambian debido a la adición de aceite

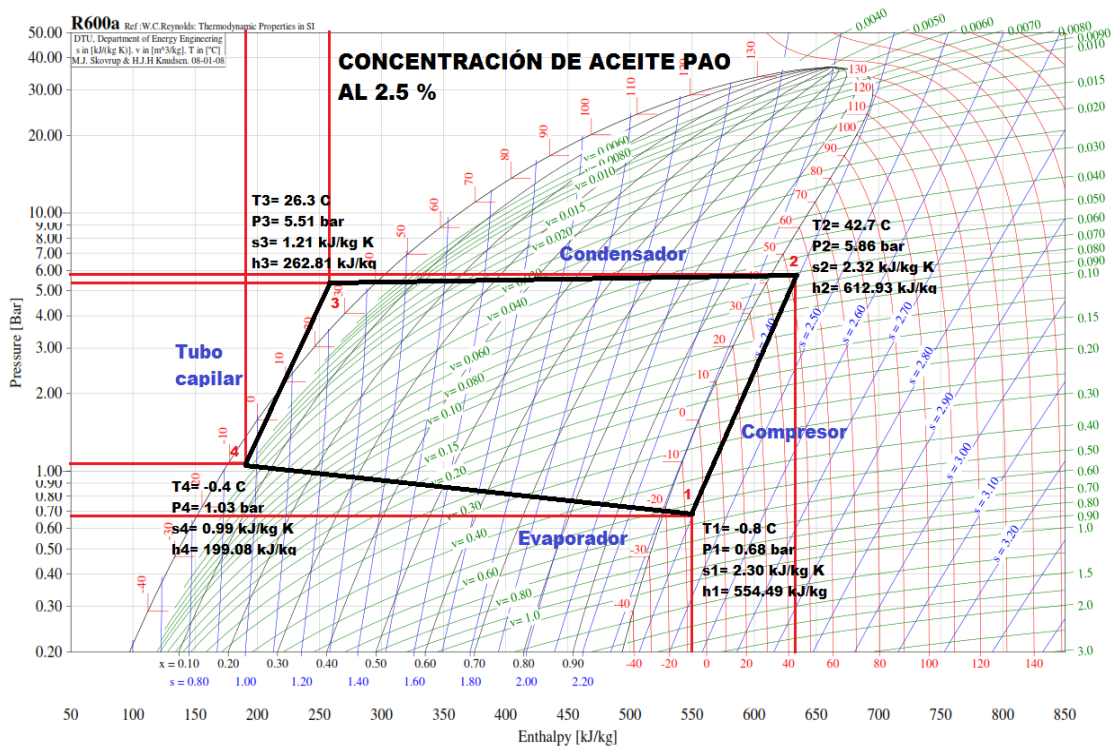
miscible PAO en un 0,5 %, reflejando un ciclo de evaporación real en donde la presión ya no se mantiene constante en la zona de baja puesto que se considera las temperaturas a la salida del evaporador, entrada del condensador, salida del condensador y a la entrada del evaporador, obteniendo presiones distintas en estos cuatro puntos que cambian dependiendo de la mezcla en el fluido refrigerante.



**Figura 27.** Análisis termodinámico de la concentración al 1.2 % de aceite PAO.

En los resultados del ciclo de refrigeración con mezcla de aceite porcentual al 0,5 % como se muestra en la figura 26, en comparación con los resultados obtenidos y reflejados en la figura 27, existe una variación de 1,3 % en aumento en la temperatura en la zona de alta, caso contrario a la zona de baja donde la temperatura cae en un 0,1 % con relación a la de menos cantidad de mezcla en el fluido; en las presiones existe al igual que la zona de baja de la temperatura una tendencia a decaimiento conforme aumenta el nivel de concentración de aceite, de un 0,13 % en alta y un 0,01 % en la zona de baja, para concluir con una disminución de la entalpía del compresor de un 1,09 %.

La figura 28 a continuación, está representada en un diagrama P-h que representa el ciclo de refrigeración real por compresión de vapor con una concentración del 2,5 % de aceite PAO.



**Figura 28.** Análisis termodinámico de la concentración al 2.5 % de aceite PAO.

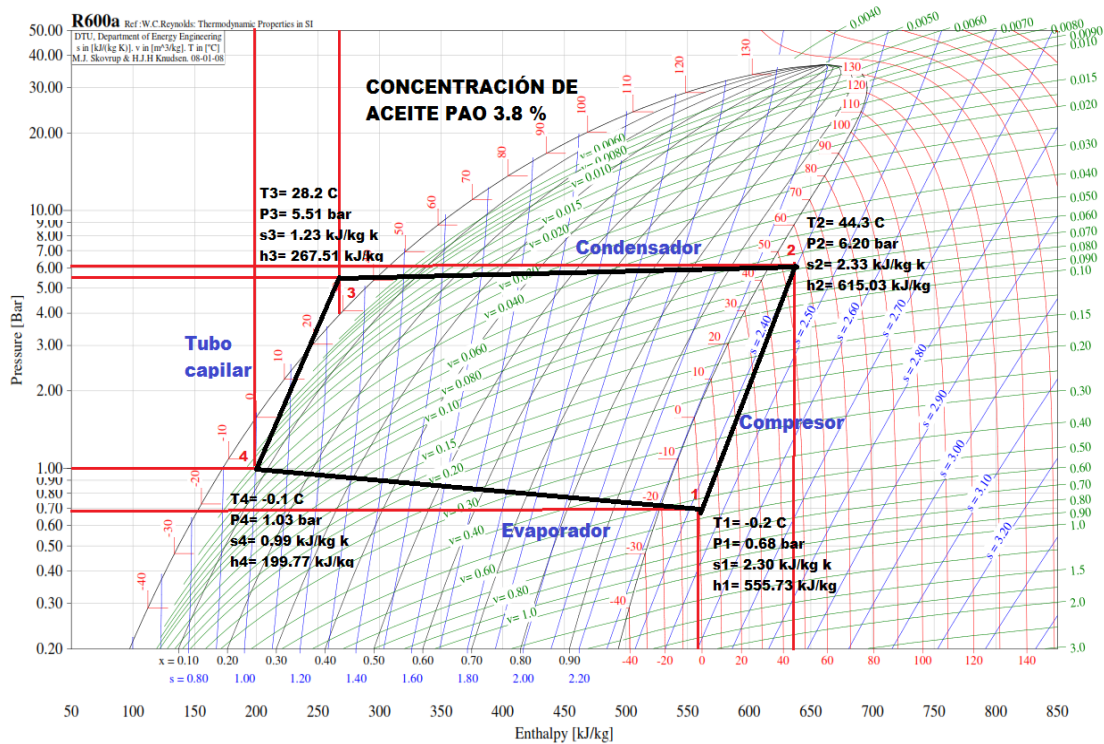
De los resultados obtenidos en la comparación de concentraciones del 1,2 % y 2,5 % de aceite miscible PAO, se tiene que en la zona de alta presión tiende a disminuir la temperatura en un rango de 0,1 °C, mientras que la presión disminuye de 0,9 a 0,35 psi mientras que en la zona de baja la temperatura disminuye en el mismo rango y las presiones en la línea de baja disminuye 0,1 psi.

Por lo que se puede concluir que existe una variación poco significativa en la conductividad térmica vs la calidad de vapor en mezcla de concentraciones inferiores al 2,5 % manteniendo una estabilidad en el punto de burbuja, para después iniciar un descenso significativo y perdiendo todas sus propiedades termodinámicas.

La figura 29 a continuación, representa el ciclo de refrigeración real por compresión de vapor con una concentración del 3,8 % de aceite PAO.

A partir de una mezcla superior al 3,8 %, la presión tiende a estabilizarse a 15 psi y una temperatura de 2,2 °C sin variar notablemente con el suministro de mayor cuantía de aceite miscible.

La disminución de presión en la zona de baja a partir de las concentraciones mayores al 5%, provoca una disminución en la relación de compresión, dando como resultado una pérdida de eficiencia térmica en el evaporador de 3,011 kW consumidos, en relación a los 5,907 kW reflejados en el sistema con refrigerante puro.



**Figura 29.** Análisis termodinámico de la concentración al 3.8 % de aceite PAO.

La adición máxima del 5% en aceite miscible PAO dentro de la mezcla, alcanza en la zona de alta, un incremento en las temperaturas de un grado centígrado y una estabilización en las presiones y entalpías de 6,20 bares y 2,33 kJ/kg, respectivamente, dentro del sistema de evaporación.

Para la parte contraria en la zona de baja, las presiones y las entropías son las que se mantienen uniformes con un valor de 0,68 bares y 2,30 kJ/kg K respectivamente, mientras que las temperaturas varían de 0,2 °C a -0,2 °C.

Al mantener este concepto el calor de compresión agregado por el compresor, más la suma de las resistencias generadas en todo el sistema, ayuda a la obtención del calor específico de la mezcla resultando en valores proporcionales de 1,81 kJ/kg·K a una mezcla del 5 % de aceite miscible, hasta alcanzar una pérdida de transferencia sobrepasado esta cantidad de aceite. La figura 30, se observa el ciclo de refrigeración correspondiente a la concentración de aceite al 5 %.

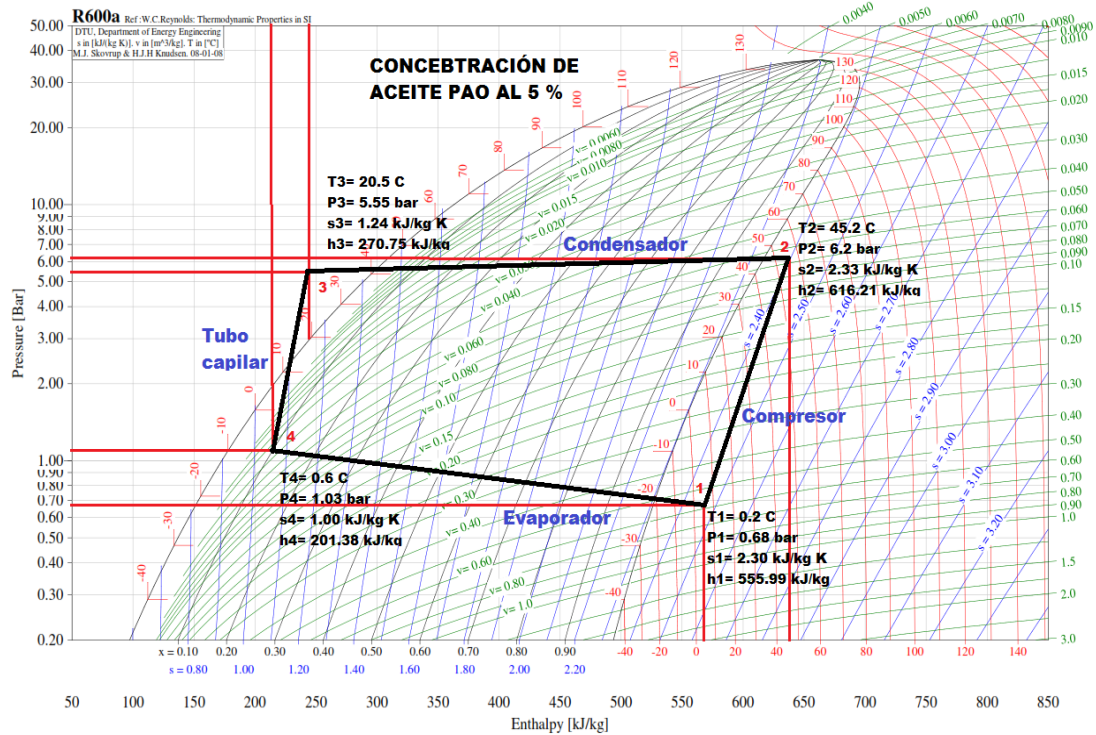


Figura 30. Análisis termodinámico de la concentración al 5 % de aceite PAO.

Por último, la viscosidad de la mezcla se mantiene estable hasta un margen del 0,45 % de calidad de vapor, después del cual aumenta de manera considerable hasta una porcentual de un 1 %, saturándose por completo la viscosidad en su totalidad haciendo perder las propiedades del refrigerante.

#### 4.1.2 Análisis P-h del equipo de evaluación

Un análisis fundamental recabado de las diversas pruebas tomadas sobre la máquina y que identifican las variaciones de temperatura, a diferentes cantidades porcentuales de aceite, afectando directamente sobre la calidad de transporte de evaporación y coincidiendo con la variación existente de las entalpías tal como se detalla en la tabla 13.

Tabla 13. Datos de temperatura - entalpía en varias concentraciones.

Temperatura – Entalpía												
	Temp. °C	Entalpía kJ/kg	Temp. °C	Entalpía kJ/kg	Temp. °C	Entalpía kJ/kg	Temp. °C	Entalpía kJ/kg	Temp. °C	Entalpía kJ/kg	Temp. °C	Entalpía kJ/kg
	Estado Puro		0,5 %		1,2 %		2,5 %		3,8 %		5 %	
P1	-20	530	-0,8	554,65	-0,6	554,92	-0,8	554,49	-0,2	555,73	0,2	555,99
P2	41	615	43,1	613,45	41,8	611,73	42,7	612,92	44,3	615,03	45,2	616,21
P3	30	274	25,3	260,34	25,3	260,34	26,3	262,81	28,2	267,51	20,5	270,78
P4	-28	274	-0,6	198,62	-0,3	199,31	-0,4	199,08	-0,1	199,77	0,6	201,38

Indica que el calor que se libera en cada una de las concentraciones porcentuales sufre un ligero incremento conforme aumenta la concentración de aceite en la mezcla. Hasta alcanzar un porcentaje mayor al 5% donde este inicia a perder todas sus propiedades al igual que demostrado en los análisis teóricos.

#### 4.1.3 Análisis de la potencia del compresor

Habiendo obtenido los datos mostrados en la tabla 13, determina los parámetros para calcular la potencia del compresor, ya que este cambia conforme cambia las concentraciones del aceite PAO, especificado en la tabla 14.

**Tabla 14.** Análisis de la potencia del compresor.

<b>Potencia del compresor [W]</b>					
<b>Concentración</b>	<b>0,5 %</b>	<b>1,2 %</b>	<b>2,5 %</b>	<b>3,8 %</b>	<b>5 %</b>
<b>Potencia</b>	38,57	37,27	38,33	38,90	39,50

Al ser el compresor el elemento principal en el equipo de evaluación, este succiona la mezcla aumentando la presión para ingresar al condensador en estado líquido. Este cambio de estado requiere de una potencia de trabajo necesaria para cumplir con el ciclo de refrigeración, lo que llega a concluir que mientras más sea la concentración de mezcla aceite refrigerante, se necesita una mayor potencia requerida.

#### 4.1.4 Análisis de la eficiencia del compresor

La eficiencia del compresor está directamente relacionada, con la potencia del compresor y las características de rendimiento en las eficiencias como son las eficiencias: isentrópica, volumétrica, mecánica, y del par motor, dando como resultado la tabla 15 detallada a continuación.

**Tabla 15.** Análisis de la eficiencia del compresor.

<b>Eficiencia del compresor</b>					
<b>Concentración</b>	<b>0,5 %</b>	<b>1,2 %</b>	<b>2,5 %</b>	<b>3,8 %</b>	<b>5 %</b>
<b>Eficiencia</b>	58,96	58,06	57,21	55,62	57,57

Con estos resultados, en el sistema existe una disminución de eficiencias debido a la presencia de las diferentes concentraciones de la mezcla y por ende el del trabajo elevado del compresor disminuye proporcionalmente.

Teniendo como un valor en estado puro (solo refrigerante) del 67 % de eficiencia, mientras con las concentraciones se muestra un valor máximo de eficiencia del 57%.

#### 4.1.5 Análisis de la potencia del condensador

El fluido comprimido por el compresor, sigue su paso al condensador en estado líquido, liberando el calor transportado por la mezcla hacia el ambiente, por lo que se considera calcular una potencia suficiente para que exista un equilibrio en el equipo de evaluación, en la tabla 16 se describe cada una de las potencias calculadas a diferentes concentraciones porcentuales.

**Tabla 16.** Análisis de la potencia del condensador.

<b>Potencia del Condensador [W]</b>					
<b>Concentración</b>	<b>0,5 %</b>	<b>1,2 %</b>	<b>2,5 %</b>	<b>3,8 %</b>	<b>5 %</b>
<b>Potencia</b>	231,64	230,51	229,67	227,97	226,60

Los resultados plasmados en la tabla 16, muestran un decrecimiento a mayor concentración porcentual de la mezcla, siendo el caso de la concentración al 5 % que refleja una potencia de 226,6 W, la cual necesita el condensador para cambiar la temperatura y la presión de la mezcla.

#### 4.1.6 Análisis de la potencia del evaporador

El próximo componente del equipo es el evaporador, el cual reduce la presión y la temperatura de la mezcla, formado del condensador permitiendo el cambio de fase a vapor, la tabla 17 muestra el análisis del evaporador a diferentes mezclas.

**Tabla 17.** Análisis de la potencia del evaporador.

<b>Potencia del Evaporador [W]</b>					
<b>Concentración</b>	<b>0,5 %</b>	<b>1,2 %</b>	<b>2,5 %</b>	<b>3,8 %</b>	<b>5 %</b>
<b>Potencia</b>	193,07	193,24	191,34	189,07	187,10

Por lo tanto, se concluye que a un mismo flujo másico en el evaporador corresponde una determinada variación de entalpia, donde la potencia disminuye debido a las propiedades de transporte de la mezcla, siendo el caso de la concentración del 0,5 % teniendo una potencia inicial de 193,07 W mientras que la concentración al 3,8 % determina una disminución de potencia por el trabajo del evaporador con 189,07 W, esto por el trabajo del compresor y la adición de aceite miscible.

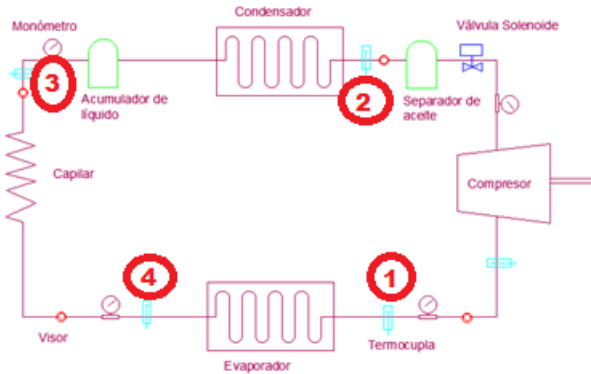
#### 4.1.7 Análisis comparativo del COP

Para el análisis comparativo se miden temperaturas en varios puntos del equipo de evaluación, la figura 31 muestra la ubicación de las termocuplas en el ciclo de



refrigeración, estos datos son utilizados para la obtención del ciclo real de refrigeración, y el cálculo del COP.

Las temperaturas se obtuvieron mediante termopares de tipo “J”, conectadas al equipo.



**Figura 31.** Termopares ubicados en el ciclo de evaluación.

La carga en gramos del refrigerante R600a en el sistema de refrigeración será considerablemente menor a la relación de otros refrigerantes, es así que la carga del isobutano para el caso de estudio presenta un 50 % de la carga del R134a. Para este caso de estudio se cargó 650 gramos en estado de gas.

La intención es conocer el comportamiento del refrigerante R600a y aceite miscible operando en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, que fue diseñado para la implementación de la carga porcentuales de aceite desde 0,5 % al 5 % donde en cada carga fue tomado datos de temperatura y presión.

Con la variación de las temperaturas a diferentes concentraciones porcentuales de aceite PAO es posible determinar el COP con la ayuda de entalpías del ciclo de refrigeración.

La tabla 18, muestra los valores obtenidos en cada concentración porcentual influyentes en el ciclo de refrigeración.

**Tabla 18.** Análisis del COP.

Coeficiente de operatividad (COP)					
Concentración	0,5 %	1,2 %	2,5 %	3,8 %	5 %
COP	6,05	6,26	6,08	6,08	5,89

La disminución del coeficiente de rendimiento en cada concentración porcentual realizada, va relacionado a la saturación del refrigerante dentro del sistema de evaluación, exponiendo a un mayor trabajo a la compresión del ciclo.

## 4.2 Análisis de costos del equipo

En todo proceso de desarrollo y construcción es imprescindible garantizar un control de recursos directos e indirectos que permitan analizar y conocer los costos con el fin de obtener un apoyo para determinar de manera adecuada decisiones de rentabilidad y optimización de recursos.

### 4.2.1 Costos directos

Se trata de un breve análisis de los precios unitarios para dar inicio a la ejecución del proyecto, basándose en lo que, a materiales, equipos, mano de obra y obtener una retroalimentación detallada de las necesidades a cumplir si existe algún inconveniente al modificar la ejecución del proyecto; tal como se detalla a continuación.

#### 4.2.1.1 Materiales y equipos

Para la construcción del equipo de evaluación del proceso de evaporación se adquirió los componentes necesarios descritos en la tabla 19.

**Tabla 19.** Tabla de costos de materiales y equipos.

Ítem	Descripción	Referencia	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Compresor recíprocante	LBP Refrigerante R600a	1 und	125,50	125,50
2	Serpentín condensador	1/8 HP CB-72	1 und	80,00	80,00
3	Serpentín evaporador	1/8 HP CB-72	1 und	80,00	80,00
4	Acumulador de aceite	1/2 A – AS – 384	1 und	38,00	38,00
5	Rollo tubería de cobre	3/8" tipo K	2 und	42,00	84,00
6	Tubería de cobre	1/4 Nacobre 1/4P	10 m	0,75	7,50
7	Tubo capilar	0,042 x pie	3 m	1,33	4,00
8	Manómetro	-15 a 800 PSI Everwell	4 und	5,00	20,00
9	Mirillas de refrigerante		1 und	3,00	3,00
10	Filtro secador unidireccional	1/4 DML – 032	1 und	8,00	8,00
11	Pote de refrigerante	R-600a	4 und	12,00	48,00
12	Aceite miscible	Aceite PAO	2 und	15,00	30,00
13	Caño aislante	3/8" x 1/2" x 2 metros	2 und	3,00	6,00
14	Ventilador	85 CFM 12V Dc	1 und	13,00	13,00
15	Válvula de carga	1/2 Nacobre 1/4 HP	5 und	1,00	5,00
				<b>Subtotal:</b>	<b>552,00</b>

Para la construcción, para esta selección se basó en el dimensionamiento previo y la adquisición de los materiales en el mercado nacional e internacional, esto con el fin de no tener ningún problema en la construcción de la misma, además se realizó una tabla en la cual se detalla cada material y equipo adquirido para la instalación en la máquina.

Los equipos adquiridos, son en base a los cálculos previamente realizados y seleccionados conforme a los existentes en el mercado, ofreciendo por parte del proveedor una garantía de un año contra defectos de fábrica.

#### 4.2.1.2 Accesorios eléctricos

Para la construcción del equipo de evaluación del proceso de evaporación se adquirió los materiales y equipos detallados en la tabla 20.

Este proceso de identificación de recursos es necesario para tener una idea clara sobre factores que pueden influir en el transcurso de ejecución del proyecto, detallado un análisis de costos descritos en el presente capítulo, los cuales también se encuentran desglosados para una mejor visualización

**Tabla 20.** Costos accesorios eléctricos

Ítem	Descripción	Referencia	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Capacitor de arranque	330V AC	1 und	25,00	25,00
2	Cable AWG	THHN Flex #14	6 m	5,00	30,00
3	Switch	Dos posiciones	4 und	4,50	18,00
4	Terminales eléctricos		12 und	0,10	1,20
5	Toma corriente		1 und	0,50	0,50
6	Controlador de temperatura		1 und	35,00	35,00
7	Canaleta para cableado	Dexson liso blanco	4 und	1,50	6,00
				<b>Subtotal:</b>	<b>115,70</b>

Para brindar un mayor rendimiento en la máquina, se emplean accesorios eléctricos de calidad, estos permiten una mayor eficiencia y seguridad en su funcionamiento.

#### 4.2.1.3 Diseño e ingeniería

Para el desarrollo del presente proyecto se necesitó un asesoramiento de personal capacitado en la parte técnica, así como ingenieros relacionados al ámbito de la refrigeración, los cuales brindaron el apoyo detallados en la tabla 21.

**Tabla 21.** Costo de diseño e ingeniería

Área	Especificación	Tiempo (h)	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
Autores	Diseño y proyección	120	4,00	480,00
Asesoría técnica	Instalación de equipos	5	7,00	35,00
Asesoría de ingeniería	Especificaciones y análisis	4	15,00	60,00
			<b>Subtotal:</b>	<b>575,00</b>

#### 4.2.1.4 Mano de obra

Mediante la contratación de mano de obra calificada se realiza el ensamblaje del equipo, tal y como se detalla en la tabla 22.

**Tabla 22.** Costo por mano de obra.

Servicio	Especificación	Tiempo (h)	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
Montaje en sistemas de refrigeración	Soldadura de cobre, carga y control del sistema	40	20,00	80,00
			<b>Subtotal:</b>	<b>80,00</b>

#### 4.2.1.5 Total costos directos

Se tiene un costo total a través de la suma de los costos subtotales mencionados anteriormente, tal como se detalla en la tabla 23.

**Tabla 23.** Total costos directos.

$\Sigma$ Subtotales	Valor Total [USD]
Materiales y equipos	552,00
Accesorios eléctricos	115,70
Diseño e ingeniería	575,00
Mano de obra	80,00
<b>Total:</b>	<b>1322,70</b>

#### 4.2.2 Costos indirectos

Para el desarrollo de la máquina se debe tomar en consideración los gastos de producción que intervienen para la transformación, acondicionamiento y ensamble de la máquina tal como se detallan a continuación.

#### 4.2.2.1 Materiales

En la construcción de la máquina, intervienen elementos necesarios, como materia prima sujeta a transformación mediante la intervención de la mano de obra aplicada al desarrollo de la máquina.

Mediante la experiencia y guía de un técnico especialista en el área de refrigeración se pudo adquirir los siguientes materiales en locales comerciales presentes en el país con un margen de descuento. Tal como se detalla en la tabla 24.

**Tabla 24.** Costos indirectos.

Ítem	Descripción	Referencia	Cantidad	Valor unitario [USD]	Valor Total [USD]
1	Soldadura de plata	Varilla de plata al 15%	6 und	4,50	27,00
2	Tanque de oxígeno	O <sub>2</sub> industrial 20 kg	1 und	10,00	10,00
3	Tanque de nitrógeno	N industrial 20 kg	1 und	12,00	12,00
4	Equipo de protección personal	Gafas, guantes, mascarilla	2 und	15,00	30,00
<b>Subtotal:</b>				<b>79,00</b>	

#### 4.2.2.2 Imprevistos

Estos se originan y varían en cuanto a su valor y tiempo durante el cual se proyecta la ejecución de la máquina hasta su culminación final, debido a esto se considera un parámetro en cual viene detallado en la tabla 25.

**Tabla 25.** Costo de imprevistos.

Detalle	Valor Total [USD]
Material de oficina	15,00
Movilización Estudiantes	30,00
Servicios básicos	10,00
<b>Subtotal:</b>	<b>55,00</b>

#### 4.2.2.3 Total de costos indirectos

Es la recopilación de los valores subtotales obtenidos de los costos indirectos, detallados a continuación reflejando las ventajas de la información de costos agrupadas y presentadas de una forma sencilla en la tabla 26.

**Tabla 26.** Total de costos indirectos.

$\Sigma$ Subtotales	Valor Total [USD]
Costos indirectos	79,00
Costos de imprevistos	55,00
<b>Total:</b>	<b>134,00</b>

#### 4.2.2.4 Costo total del proyecto

Se trata de la sumatoria de los valores totales reflejados en tablas anteriores detalladas en este capítulo. Como se muestra en la tabla 27.

**Tabla 27.** Costo total del proyecto.

$\Sigma$ Totales	Valor Total [USD]
Costos directos	1322,70
Costos indirectos	134,00
<b>Total:</b>	<b>1456,70</b>

### 4.3 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo se detalla, un análisis comparativo de los principales componentes que intervienen en la construcción del equipo de evaluación como es el compresor, condensador y evaporador. Además, el total de los costos utilizados para el desarrollo de la máquina de evaluación, el cual tiene un valor de 1.456,70 dólares americanos.

Una vez logrado la finalización del proyecto habiendo recurrido a la optimización de los recursos y la eficiencia de los mismos, se puede contemplar un ahorro sustancial en comparación a propuestas de construcción por completo en otras empresas privadas en el país.

## CONCLUSIONES

- El refrigerante R600a, posee condiciones de trabajo favorables hacia el medio ambiente, teniendo un ODP de cero y un impacto ambiental nulo sobre el efecto invernadero, además las temperaturas y presiones de trabajo son bajas por normativa internacional, determinando una temperatura máxima de 46 °C en el condensador y -2 °C en el evaporador, donde la presión en la línea de alta es de 100 psi y en la de baja de 15 psi.
- Mediante los cálculos realizados y la utilización del software EES para sistemas de refrigeración se determina un flujo másico de 0,0396 kg/min en estado puro, útiles para el diseño y la construcción del equipo de evaluación, que ofrece un COP de 3.01, con una potencia en el condensador y evaporador de 223 W y 169 W, respectivamente.
- Mediante las pruebas realizadas en el equipo de evaluación, con refrigerante a estado puro y la adición de varias mezclas porcentuales de aceite, fue posible la recopilación de datos para su análisis, después de los cuales se concluye que la entalpía tiende a incrementar en un 3,5% en la salida del compresor, esto debido a la densidad de la mezcla refrigerante aceite con una saturación máxima 677,85 kg/m<sup>3</sup>, requiriendo un mayor trabajo.
- Al existir una disminución del 28,18 % en la potencia del compresor debido a las fracciones de aceite incrementadas dentro del sistema de refrigeración, se concluye que la eficiencia generada por el compresor tiende a disminuir, siendo este de un valor inicial cuando el equipo tiene el refrigerante a estado puro, una eficiencia del 57 %, mientras que su decrecimiento conforme la cantidad de mezcla porcentual se ingrese, llega a un 51 %.
- Las propiedades térmicas de transporte en la mezcla aceite refrigerante tienen un aumento a mayor concentración porcentual, como es el caso de la densidad, viscosidad dinámica y calor específico, siendo este del 2,8 %, 3,1 % y 4 %, respectivamente. Por otro lado, el coeficiente global de transferencia de calor tiende a decaer conforme su concentración va en aumento, teniendo una disminución del 52,67 % y haciendo que las propiedades de transporte termodinámicas disminuyan.

## RECOMENDACIONES

- El uso y manejo del refrigerante R600a debe ser con la mayor precaución posible, ya que este es altamente inflamable, aún si no es un agente nocivo para la atmósfera y para la salud del ser humano, puede existir algún tipo de accidente durante su manejo y manipulación.
- Actualmente existen estudios de diseño y aplicación sobre bombas centrífugas fabricadas para el empleo en diversos refrigerantes, por lo que se sugiere un análisis extra sobre el uso de una bomba óptima considerando que los compresores para R600a son poco comunes en el país.
- El continuo aumento en la utilización de refrigerantes amigables con el medio ambiente, obliga a la construcción de mejores equipos para su utilización en aspectos prácticos, por lo que se recomienda la investigación de nuevos sistemas para evaluar mezclas entre refrigerantes y otros componentes aditivos que puedan mejorar la transferencia de calor.
- Ampliar la investigación sobre las propiedades térmicas de transporte en el proceso de evaporación, desarrollando modelaciones y simulaciones combinadas; basadas en la utilización del refrigerante R600a y aceites PAG y POE en varias concentraciones porcentuales.



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. Callahan, "A History of Refrigeration," pp. 31–34, 1945.
- [2] A. Roccato, M. Uyttendaele, and J. M. Membré, "Analysis of domestic refrigerator temperatures and home storage time distributions for shelf-life studies and food safety risk assessment," *Food Res. Int.*, vol. 96, pp. 171–181, 2017.
- [3] C. Seckin, "Thermodynamic analysis of a combined power/refrigeration cycle: Combination of Kalina cycle and ejector refrigeration cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 157, no. December 2017, pp. 631–643, 2018.
- [4] N. G. Jara, F. Z. Reinoso, C. Isaza-Roldán, and J. L. Espinoza, "Impacts on the consumption of electric power by the use of efficient refrigerators - Ecuador case Impactos en el consumo de energía eléctrica por el uso de refrigeradores eficientes - caso Ecuador," pp. 53–63, 2017.
- [5] Indubel, "Refrigerantes," pp. 136–163, 2006.
- [6] Indubel, "Refrigerantes y Aceites," pp. 136–163, 2008.
- [7] D. Sánchez, I. Arauzo, J. G. Catalán, R. Cabello, R. L. Doménech, and E. Torrella, "Evaluación energética de una instalación frigorífica empleando refrigerantes de bajo GWP," in *VIII Congreso Ibérico / VI Congreso Iberoamericano de las Ciencias y Técnicas del Frío*, 2016, no. May.
- [8] A. Messineo, "Energy Procedia R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System," vol. 14, pp. 56–65, 2012.
- [9] M. A. L. I. Akhavan-behabadi, A. Torabian, and M. Nasr, "Effect of multi-wall carbon nanotubes on flow condensation heat transfer of R-600a/oil mixture," no. 5, pp. 84–88, 2016.
- [10] M. J. Molina and R. F. S., "Stratospheric for chlorofluoromethanes: chlorine atom- catalyzed destruction of ozone," *Nature*, vol. 249, no. 5460. pp. 810–812, 1974.
- [11] J. I. Yoon, H. S. Lee, K. B. Lee, J. D. Kim, and P. Bansal, "Condensing heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.7 mm smooth tube," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 42, no. 2, pp. 144–149, 2005.
- [12] H. S. Lee, J. I. Yoon, J. D. Kim, and P. K. Bansal, "Condensing heat transfer and pressure drop characteristics of hydrocarbon refrigerants," *Int. J. Heat Mass*

- Transf.*, vol. 49, no. 11–12, pp. 1922–1927, 2006.
- [13] G. Barai and K. Raahemifar, “Optimization of distributed communication architectures in advanced metering infrastructure of smart grid,” Instituto Politécnico Nacional, 2014.
- [14] J. PUEBLA, *Manual De Buenas Prácticas En Refrigeración*. 2003.
- [15] A. M. Domingo, “Apuntes de los temas de Termodinámica,” 2016.
- [16] S. K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. 2000.
- [17] H. Zhang *et al.*, “Enhancement of isobutane/butene alkylation by aromatic-compound additives in strong Bronsted acid,” *Fuel*, vol. 231, no. September 2017, pp. 224–233, 2018.
- [18] K. Barathiraja, A. J. J, R. Attin, B. R. S, A. R. A, and S. Jayakumar, “Experimental Investigation on R 290 and R 600a in a Vapor Compression Refrigeration,” vol. 6, no. 3, pp. 430–434, 2017.
- [19] Danfoss, “Información técnica Aplicación práctica del refrigerante R600a isobutano en sistemas refrigerados domésticos,” *Refrigeration and air conditioning*.
- [20] Refecol, *Refrigerantes Ecológicos*.
- [21] E. C. Corte Juela and C. A. Flores Suqui, “Estudio de los parámetros de operación de un refrigerador doméstico que opera con refrigerantes R600a,” Universidad Politécnica Salesiana, Sede Cuenca, 2015.
- [22] J. M. Calm, “The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 7, pp. 1123–1133, 2008.
- [23] J. T. McMullan, “Refrigeration and the environment - Issues and strategies for the future,” *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 1, pp. 89–99, 2002.
- [24] L. A. Chambers, D. C. Gooddy, and A. M. Binley, “Use and application of CFC-11, CFC-12, CFC-113 and SF6 as environmental tracers of groundwater residence time: A review,” *Geosci. Front.*, pp. 1–10, 2018.
- [25] R. Contreras, “Refrigerantes y su Impacto Ambiental,” pp. 1–46.
- [26] Yáñez Gildardo, “Refrigerantes HCFC.” [Online]. Available: <https://es.climalife.dehon.com/hcfc>. [Accessed: 13-Jun-2019].
- [27] A. Air-conditioning and C. C. Systems, *Automotive Air Conditioning and Climate Control Systems*.
- [28] L. O. Que *et al.*, “R-407C,” pp. 1–3.
- [29] G. Lorentzen, “The use of natural refrigerants: a complete solution to the

- CFC/HCFC predicament (Utilization des frigorigènes naturels: one solution complete an problem me des CFC et des HCFC),” *Int. J. Refrig. Vol.*, vol. 18, no. 3, pp. 190–197, 1995.
- [30] B. D. M. Santos, T. Aplicada, and A. L. A. Refrigeración, “Instalaciones frigoríficas,” pp. 1–85, 2010.
- [31] N. Caicedo, “Túnel Experimental para el Análisis de Procesos Térmicos para Sistemas de Aire Acondicionado,” p. 104, 2009.
- [32] Nissens, “Lubricación del sistema de AC/compresor,” p. 8700.
- [33] HTF IBERIAN PARTNERS, “Lubricantes para compresores de refrigeración.”
- [34] T. Centro, T. Norte, T. Sur, T. Oeste, and T. Rosario, “Aceites de Refrigeración Aceites de Refrigeración,” vol. 5052, no. 011, 2011.
- [35] E. en gas refrigerante (Gassevel), “Lubricantes POE.”
- [36] M. Glygoyle, “Lubricante de polialquilen glicol (PAG) para la lubricación de cojinetes y,” pp. 1–5.
- [37] K. Fisher, “TOTAL PLANETELF PAG,” p. 28042, 2004.
- [38] Exoil, “Aceites Lubricantes.”
- [39] E. Corte, C. Flores, N. Jara, and C. Isaza, “Sistemas de refrigeración doméstica - estado del arte de las mejoras en la eficiencia energética,” *Rev. la Fac. Ciencias Químicas la Univ. Cuenca Ecuador*, vol. 9, no. March 2015, pp. 19–40, 2014.
- [40] J. Puebla, *Manual De Buenas Prácticas En Refrigeración*. 2003.
- [41] M. Cengel, Yunus A; Boles, *Termodinámica*. México: McGraw-Hill, 2009.
- [42] “Análisis comparativo de la eficiencia de colectores solares térmicos y colectores solares termodinámicos utilizados en bombas de calor asistidas por energía solar para la generación de agua caliente en el se.pdf.”
- [43] R. Borgnakke, Claus; Sonntag, *Fundamentals of thermodynamics*, SEVENTH ED. Michigan: Don Fowley, 2009.
- [44] M. A. Cengel, Yunus A. Boles, *Termodinámica*, Séptima Ed. 2012.
- [45] O. A. Jaramillo, “Intercambiadores de Calor,” *Agric. Water Manag.*, vol. 22, no. 1–2, pp. xix–xx, 2007.
- [46] D. Da Silva, C. Hermes, and C. Melo, “Experimental Study of Frost Accumulation on Fan- Supplied Tube-Fin Evaporators,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 1957, pp. 1–7, 2010.
- [47] J. M. Franco Lijo, *Manual-de-Refrigeracion.pdf*. 2006.

- [48] O. G. Valladares, “Upc ctic,” *Univ. Cataluña*, 2000.
- [49] R. G. Beltrán, “Refrigerador Solar - Ciclo de Absorción Intermitente,” *Univ. los Andes*, vol. 1, no. 1, pp. 1–8, 2014.
- [50] W. M. William C. Whitman, *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado, Volumen 2*. Thompson-Paraninfo, 2000.
- [51] R. Geometry and G. Analysis, “Manual técnico de refrigeración comercial,” p. 59, 2010.
- [52] W. C. Whitman and W. M. Johnson, *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado: Fundamentos I*. 2000.
- [53] “China Condenser Coil, Evaporator Coil, Heat Exchanger, Refrigeration Evaporator, Cooler Suppliers - Changzhou Vrcoolertech Refrigeration Co., Ltd,” 2019. [Online]. Available: <http://www.vrcoolertech.com/>. [Accessed: 14-Jun-2019].
- [54] “Cambiadores de calor en la refrigeración como condensador y evaporador,” p. 97.
- [55] S. Basu, *Mass Flow Meter*. 2018.
- [56] R. L. Mott and J. A. Untener, *Mecánica de Fluidos-Mott 7 edición.pdf*. 2016.
- [57] Y. a. Cengel and M. E. Boles, “Termodinámica - Cengel 7th,” *Termodinámica*, p. 1456, 2011.
- [58] E. J. Córdoba Tuta and D. A. Fuentes Díaz, “Modelado y simulación del flujo de intercambiadores de calor de tubos y aletas con cambio de fase en el refrigerante,” CIMNE (Universidad Politécnica de Catalunya), 2016.
- [59] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill, 2011.
- [60] J. Peñaloza Pérez and F. Urgilés Remache, “Diseño Y Construcción De Un Intercambiador De Calor De Tubería Aletada Para El Laboratorio De Térmicas De La Facultad De Mecánica,” 2009.
- [61] M. J. Montes Pita, M. Muñoz Domínguez, and A. Rovira de Antonio, *Ingeniería térmica*. Madrid: UNED - Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2000.
- [62] B. Karlekar and R. Desmond, “Transferencia de Calor 2da ed Cengel.pdf.” p. 410, 1985.
- [63] A. M. Domingo and A. M. Domingo, “Apuntes de transmisión de calor,” *Univ. Politec. Madrid*, pp. 34–37, 2011.

- [64] M. Valdes, T. Metropolitano, C. No, J. Gonzalo, and A. Marín, “Heat Exchangers with Double Passive Enhancement,” vol. 11, no. 70, pp. 3445–3462, 2018.
- [65] D. Federal, “Instituto Politécnico Nacional,” pp. 39–103, 2005.
- [66] J. A. Irahola, “Aplicación para formular y resolver modelos matemáticos de sistemas de evaporación multiefecto,” *Inf. Tecnol.*, vol. 18, no. 2, pp. 37–42, 2007.
- [67] Y. A. Cengel, *Transferencia de calor y masa*, The McGraw. 2007.
- [68] L. del C. R. R. A. Lugmania Endara, “Análisis y simulación mediante CFD (computational fluid dynamics) de Ansys del comportamiento térmico del refrigerante 134a en un condensador dentro de un ciclo de refrigeración.,” Universidad Politécnica Salesiana, 2018.
- [69] ATECOS, “Bombas de Calor,” pp. 1–4, 2008.
- [70] F. P. Incropera and D. P. De Witt, *Fundamentos de transferencia de calor*. Prentice-Hall, 2015.
- [71] J. J. H. Adrover, J. R. Fernández, and J. S. Argent, *Transmisión de calor para ingenieros*. Cuenca, 2010.
- [72] F. P. Incropera and D. P. De Witt, “Fundamentos de la Transferencia de Calor.” p. 8, 2009.
- [73] F. Bozinovic, M. Rosenmann, and G. Ruiz, “Transferencia de calor, convección y gradiente altitudinal Heat Transfer, Convection and Altitudinal Gradient,” *Arch. Biol. Med. Exp*, vol. 20, pp. 85–88, 1987.
- [74] V. Želi and D. Zorica, “Analytical and numerical treatment of the heat conduction equation obtained via time-fractional distributed-order heat conduction law,” *Phys. A Stat. Mech. its Appl.*, vol. 492, pp. 2316–2335, 2018.
- [75] A. Bejan, “Heat tubes: Conduction and convection,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 137, pp. 1258–1262, 2019.
- [76] D. Bravo, “Modelo Matemático de un Tubo Intercambiador de Calor,” no. October, 2015.
- [77] V. Želi and D. Zorica, “Analytical and numerical treatment of the heat conduction equation obtained via time-fractional distributed-order heat conduction law,” *Phys. A Stat. Mech. its Appl.*, vol. 492, pp. 2316–2335, 2018.
- [78] E. P. Bandarra Filho, L. Cheng, and J. R. Thome, “Flow boiling characteristics and flow pattern visualization of refrigerant/lubricant oil mixtures,” *Int. J.*

*Refrig.*, vol. 32, no. 2, pp. 185–202, 2009.

- [79] J. Baustian, M. B. Pate, and A. E. Bergles, “Properties of Oil-Refrigerant Liquid Mixtures with Applications of Oil Concentration Measurement: Part I Thermophysical and Transport Properties,” 1986. [Online]. Available: [https://www.techstreet.com/standards/2937-rp-356-properties-of-oil-refrigerant-liquid-mixtures-with-applications-of-oil-concentration-measurement-part-i-thermophysical-and-transport-properties?product\\_id=1712125](https://www.techstreet.com/standards/2937-rp-356-properties-of-oil-refrigerant-liquid-mixtures-with-applications-of-oil-concentration-measurement-part-i-thermophysical-and-transport-properties?product_id=1712125). [Accessed: 16-Oct-2018].
- [80] D. R. Henderson, “Solubility, Viscosity and Density of Refrigerant / Lubricant Mixtures,” *Int. Refrig. Air Cond. Conf.*, no. 655, pp. 419–424, 1994.
- [81] W. McCabe, J. Smith, and P. Harriott, *Unit operations of chemical engineering*. 1991.
- [82] J. Smith, H. Van Ness, and M. Abbott, *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics 7th Ed.pdf*. 2005.
- [83] S. Perry, R. Perry, D. Green, and J. Maloney, *Perry’s Chemical Engineers’ Handbook*. 1997.
- [84] J. R. Thome, “Comprehensive thermodynamic approach to modeling refrigerant-lubricating oil mixtures,” *HVAC R Res.*, vol. 1, no. 2, pp. 110–125, 1995.
- [85] ASHRAE, *Handbook - Fundamentals (SI Edition)*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 2017.
- [86] H. Miyamoto and K. Watanabe, “A Thermodynamic Property Model for,” vol. 23, no. 2, pp. 3–14, 2002.
- [87] M. A. Akhavan-Behabadi, M. Nasr, and S. Baqeri, “Experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-600a/oil/CuO in a plain horizontal tube,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 58, pp. 105–111, 2014.
- [88] J. Peñaloza Pérez and F. Urgilés Remache, “Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubería aletada para el laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica,” 2009.
- [89] N. Jamshidi, M. Farhadi, D. D. Ganji, and K. Sedighi, “Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 644–652, 2013.
- [90] A. H. Tarrad, F. A. Saleh, and D. M. Mahmood, “A Thermal Assessment for Vertical Helical Immersion Coil Evaporator in a Water Chiller,” vol. 2, no. 5,

pp. 62–73, 2015.

- [91] Nacobre, “Manual Técnico Nacobre.”
- [92] I. Cavestri, Richard (Imagination Resources, “Measurement of Viscosity, Density, and Gas Solubility of Refrigerant Blends in Selected Synthetic Lubricants,” no. 655, p. 183, 1995.
- [93] J. (Universidad A. de N. L. González Marroquín, “Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor para convección libre y forzada,” Universidad Autónoma de Nuevo León.
- [94] S. J. Eckels, T. M. Doerr, and M. B. Pate, “Heat transfer coefficients and pressure drops for R-134a and an ester lubricant mixture in a smooth tube and a micro-fin tube,” *ASHRAE Trans.*, vol. 104, no. Pt 1A, pp. 366–375, 1998.
- [95] M. A. Marcelino Neto and J. R. Barbosa, “Solubility, density and viscosity of a mixture of R-600a and polyol ester oil,” *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 1, pp. 34–44, 2008.
- [96] R. Compressors, “Ficha técnica Modelo: TA1360M-DS1A.” pp. 140–141, 2019.
- [97] M. S. B. Cb and C. Generales, “Serpentines / condensadores,” p. 950, 2000.
- [98] V. M. Swanson, “Technical Note,” *JPO J. Prosthetics Orthot.*, vol. 4, no. 2, p. 119125, 1992.

## ANEXOS

### Anexo 1. Datos técnicos del compresor



Ficha técnica

5/04/2019

**Modelo:** TA1360M-DS1A

**Descripción del producto**

**Tipo:** Reciprocating Compressors  
**Solicitud:** LBP - Low Back Pressure  
**Descripción del producto:** R-600a  
**Tensión / Frecuencia:** 115-127V ~ 60Hz  
**Versión:** NA



Condición	Voltaje de prueba	CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN			POTENCIA DE ENTRADA	EFICIENCIA (E)		
		Btu / h	kcal / h	W	W	Btu / Wh	kcal / Wh	W / W
ASHRAE	115V 60HZ	575	145	169	110,5	5,2	1,31	1,5
ASHRAE	127V 60HZ	575	145	169	111,5	5,16	1,3	1,5

TEMPERATURA DEL EVAPORADOR	CONDICIÓN	TEMPERATURA AMBIENTE	GAS DE VUELTA	TEMPERATURA LIQUIDA
- 23°C ( - 10°F)	54°C ( 130°F)	32°C ( 90°F)	32°C ( 90°F)	32°C ( 90°F)
- 23°C ( - 10°F)	54°C ( 130°F)	32°C ( 90°F)	32°C ( 90°F)	32°C ( 90°F)

Fuente:[96]



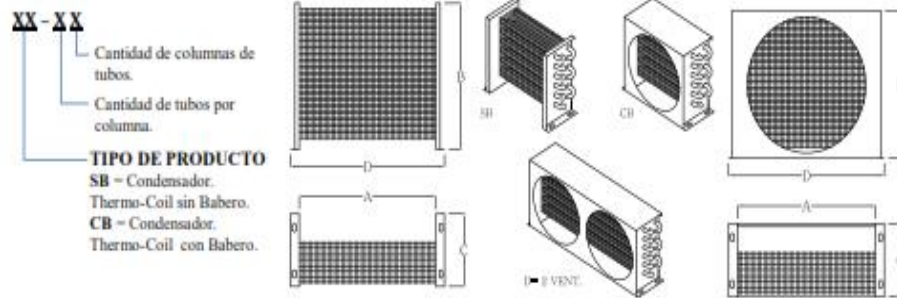
Anexo 2. Ficha técnica del condensador y evaporador.



SERPENTINES / CONDENSADORES

MODELOS SB-CB

El rendimiento indicado se calculó tomando como referencia temperatura ambiente 95 °F, diferencial de temperatura de 25 °F y altura sobre el nivel del mar menor a 2000 pies. Para otras condiciones de funcionamiento debe aplicar los factores indicados en la guía para selección de condensadores.



Fuente:[97]

CARACTERÍSTICAS GENERALES											
ITEM	MODELO	REFERENCIA COMERCIAL		MEDIDAS (mm)				VENTILADOR		RENDIMIENTO	
		BT	MT	A	B	C	D	CAUDAL (CFM)	Nº x DIA (mm)	BTUH	WATT
1	SB-72 CB-72	1/4	1/8	210	215	85	250	445	1 x 200	2.04	596

Anexo 3. Dimensiones de la tubería de cobre de tipo “K”

Nominal Size	Outside Diameter		Wall Thickness		Inside Diameter			Flow Area	
	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft <sup>2</sup> )	(mm <sup>2</sup> )
1/8	0.250	6.35	0.035	0.889	0.180	0.0150	4.572	1.767 x 10 <sup>-1</sup>	1.642 x 10 <sup>-1</sup>
<b>¼</b>	<b>0.375</b>	<b>9.53</b>	<b>0.049</b>	<b>1.245</b>	<b>0.277</b>	<b>0.0231</b>	<b>7.036</b>	<b>4.185 x 10<sup>-1</sup></b>	<b>3.888 x 10<sup>-1</sup></b>
<b>3/8</b>	<b>0.500</b>	<b>12.70</b>	<b>0.049</b>	<b>1.245</b>	<b>0.402</b>	<b>0.0335</b>	<b>10.21</b>	<b>8.814 x 10<sup>-1</sup></b>	<b>8.189 x 10<sup>-1</sup></b>
½	0.625	15.88	0.049	1.245	0.527	0.0439	13.39	1.515 x 10 <sup>-1</sup>	1.407 x 10 <sup>-1</sup>
5/8	0.750	19.05	0.049	1.245	0.652	0.0543	16.56	2.319 x 10 <sup>-1</sup>	2.154 x 10 <sup>-1</sup>
¾	0.875	22.23	0.065	1.651	0.745	0.0621	18.92	3.027 x 10 <sup>-1</sup>	2.812 x 10 <sup>-1</sup>
1	1.125	28.58	0.065	1.651	0.995	0.0829	25.27	5.400 x 10 <sup>-1</sup>	5.017 x 10 <sup>-1</sup>
1 ¼	1.375	34.93	0.065	1.651	1.245	0.1037	31.62	8.454 x 10 <sup>-1</sup>	7.854 x 10 <sup>-1</sup>
1 ½	1.625	41.28	0.072	1.829	1.481	0.1234	37.62	1.169 x 10 <sup>-1</sup>	1.111 x 10 <sup>-1</sup>
2	2.125	53.98	0.083	2.108	1.959	0.1632	49.76	2.093 x 10 <sup>-1</sup>	1.945 x 10 <sup>-1</sup>
2 ½	2.625	66.68	0.095	2.413	2.435	0.2029	61.85	3.234 x 10 <sup>-1</sup>	3.004 x 10 <sup>-1</sup>
3	3.125	79.38	0.109	2.769	2.907	0.2423	73.84	4.609 x 10 <sup>-1</sup>	4.282 x 10 <sup>-1</sup>
3 ½	3.625	92.08	0.120	3.048	3.385	0.2821	85.98	6.249 x 10 <sup>-1</sup>	5.806 x 10 <sup>-1</sup>
4	4.125	104.8	0.134	3.404	3.857	0.3214	97.97	8.114 x 10 <sup>-1</sup>	7.538 x 10 <sup>-1</sup>
5	5.125	130.2	0.160	4.064	4.805	0.4004	122.0	1.259 x 10 <sup>-1</sup>	1.170 x 10 <sup>-1</sup>
6	6.125	155.6	0.192	4.877	5.741	0.4784	145.8	1.798 x 10 <sup>-1</sup>	1.670 x 10 <sup>-1</sup>
8	8.125	206.4	0.271	6.883	7.583	0.6319	192.6	3.136 x 10 <sup>-1</sup>	2.914 x 10 <sup>-1</sup>
10	10.125	257.2	0.338	8.585	9.449	0.7874	240.0	4.870 x 10 <sup>-1</sup>	4.524 x 10 <sup>-1</sup>
12	12.125	308.0	0.405	10.287	11.315	0.9429	287.4	6.983 x 10 <sup>-1</sup>	6.487 x 10 <sup>-1</sup>

Fuente:[56]

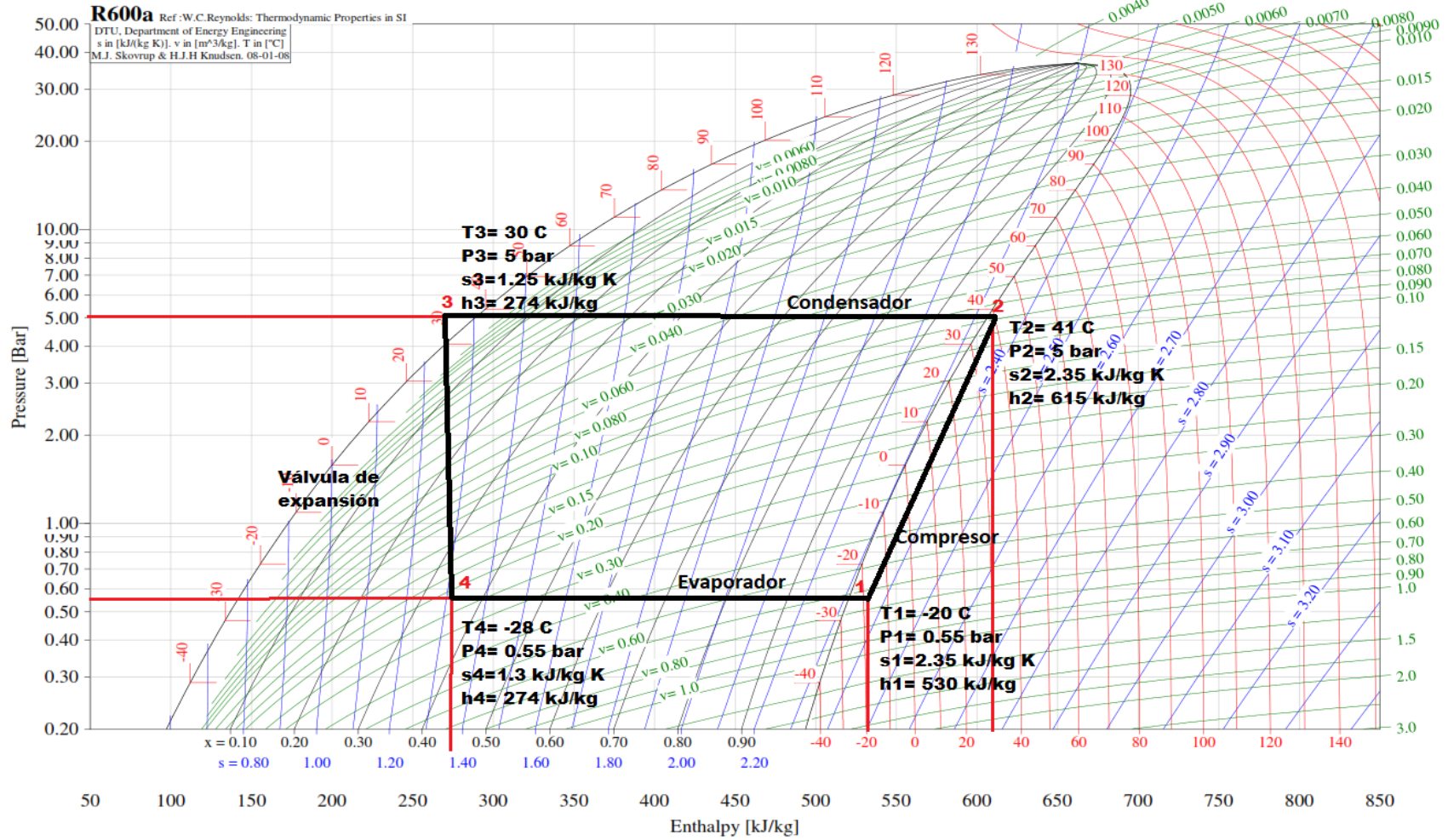
**Anexo 4.**Tubería de cobre temple rígido tipo “K”

<b>Medida Nominal</b>	<b>Diámetro Exterior</b>	<b>Diámetro Interior</b>	<b>Espesor de Pared</b>	<b>Peso</b>	<b>Peso por tramo</b>	<b>Presión Máxima</b>	<b>Presión Constante</b>	<b>Flujo</b>
Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Lb/pie kg/m	libras kilogramos	PSI kg/cm <sup>2</sup>	PSI kg/cm <sup>2</sup>	G. P. M. L. P. M.
3/8"	0.500"	0.402"	0.049"	0.269	5.385	8,820	1,760	1.754
9.50 mm	12.700	10.210	1.245	0.400	2.445	620.04	124.00	6.640
1/2"	0.625"	0.527"	0.049"	0.344	6.890	7,056	1,411	3.304
12.7 mm	15.875	13.385	1.245	0.512	3.128	496.03	99.19	12.507
3/4"	0.875"	0.745"	0.065"	0.640	12.813	6,685	1,337	8.611
19 mm	22.225	18.923	1.651	0.954	5.817	469.95	93.99	32.594
1"	1.125"	0.995"	0.065"	0.840	16.799	5,200	1,040	19.826
25 mm	28.575	25.273	1.651	1.250	7.627	209.00	73.11	75.042
1 1/4"	1.375"	1.245"	0.065"	1.041	20.824	4,260	852	34.940
32 mm	34.925	31.623	1.651	1.549	9.454	299.47	59.89	132.270
1 1/2"	1.625"	1.481"	0.072"	1.361	27.231	3,988	797	56.074
38 mm	41.275	37.617	1.829	2.026	12.363	280.35	56.02	212.240
2"	2.125"	1.959"	0.083"	2.062	41.249	3,515	703	120.158
51 mm	53.975	49.759	2.108	3.070	18.727	247.10	49.42	454.800

Fuente:[91]



Anexo 6. Ciclo real por compresión de vapor del R600a.



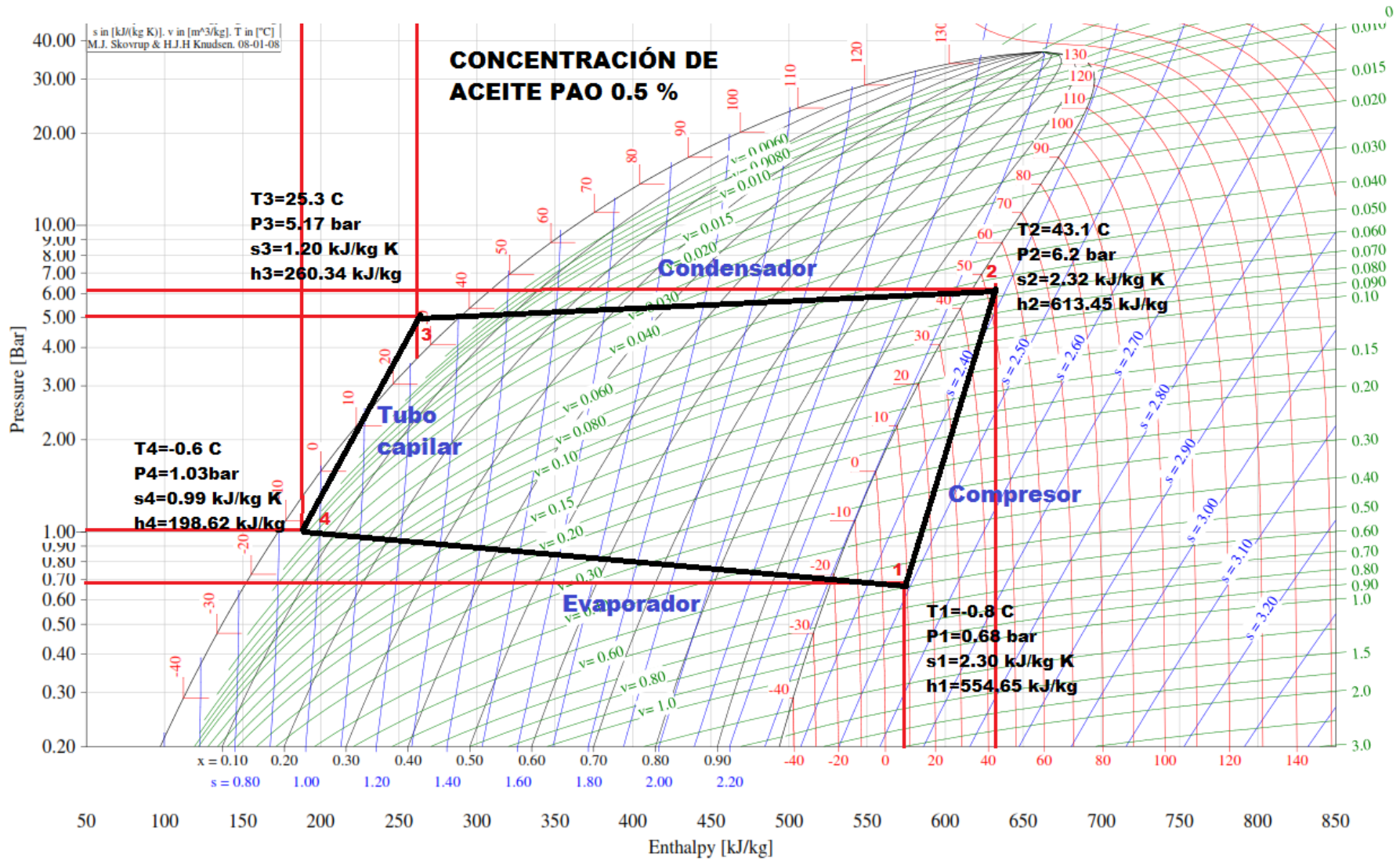
Fuente: [85]

Anexo 7. Recomendaciones de tubos capilares en R600a.

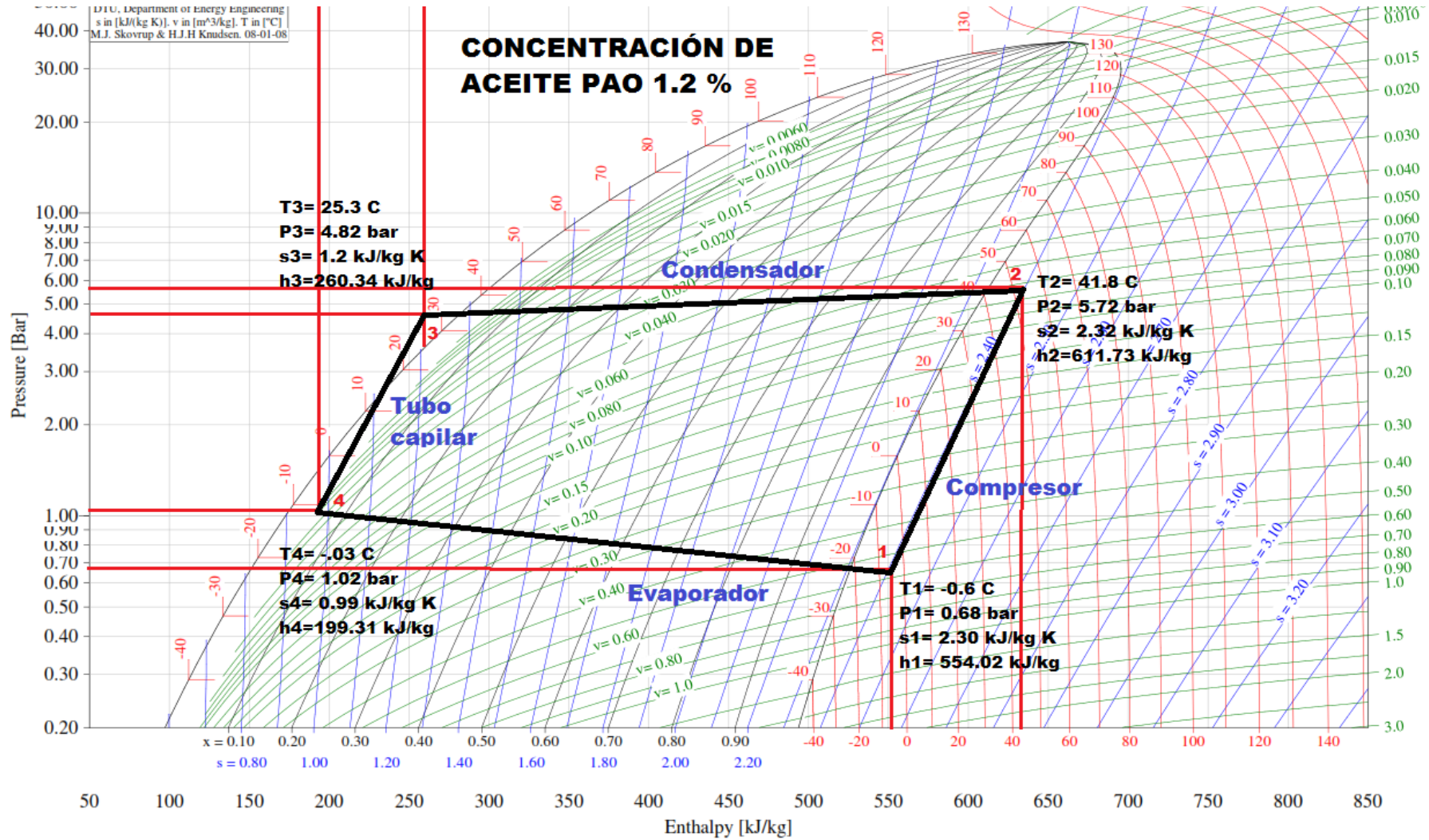
TABLE FOR REFRIGERANT R600a (LBP)											
Qash	M	Capillary tube length (m) Capillary tube internal diameter (mm) & Evaporating temperature (°C)									
		0,6		0,7		0,8		0,9		1	
kcal/h	kg/h	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3	-30	-23,3
55	0,69	3,13	3,28								
60	0,75	2,64	2,77								
65	0,81	2,26	2,36								
70	0,87	1,95	2,05								
75	0,93	1,71	1,79								
80	1,00	1,51	1,58								
85	1,06	1,34	1,40	3,03	3,18						
90	1,12	1,20	1,25	2,71	2,84						
95	1,18	1,08	1,13	2,43	2,55						
100	1,25			2,20	2,31						
105	1,31			2,00	2,09						
110	1,37			1,82	1,91						
115	1,43			1,67	1,75						
120	1,49			1,54	1,61	3,14	3,28				
130	1,62			1,31	1,37	2,67	2,80				
140	1,74				1,19	2,31	2,42				
<b>150</b>	<b>1,87</b>					<b>2,01</b>	<b>2,11</b>				
160	1,99					1,77	1,85	3,33	3,49		
170	2,12					1,57	1,64	2,95	3,10		
180	2,24					1,40	1,47	2,64	2,77		
190	2,37					1,26	1,32	2,37	2,49		
200	2,49					1,14	1,19	2,14	2,25		
210	2,62					1,03	1,08	1,95	2,04	3,39	3,56
220	2,74							1,77	1,86	3,09	3,25
230	2,87							1,63	1,71	2,82	2,97
240	2,99							1,49	1,57	2,59	2,73
250	3,11							1,38	1,45	2,39	2,51

Fuente:[98]

Anexo 8. Diagrama P-h de la concentración de aceite al 0,5 %.

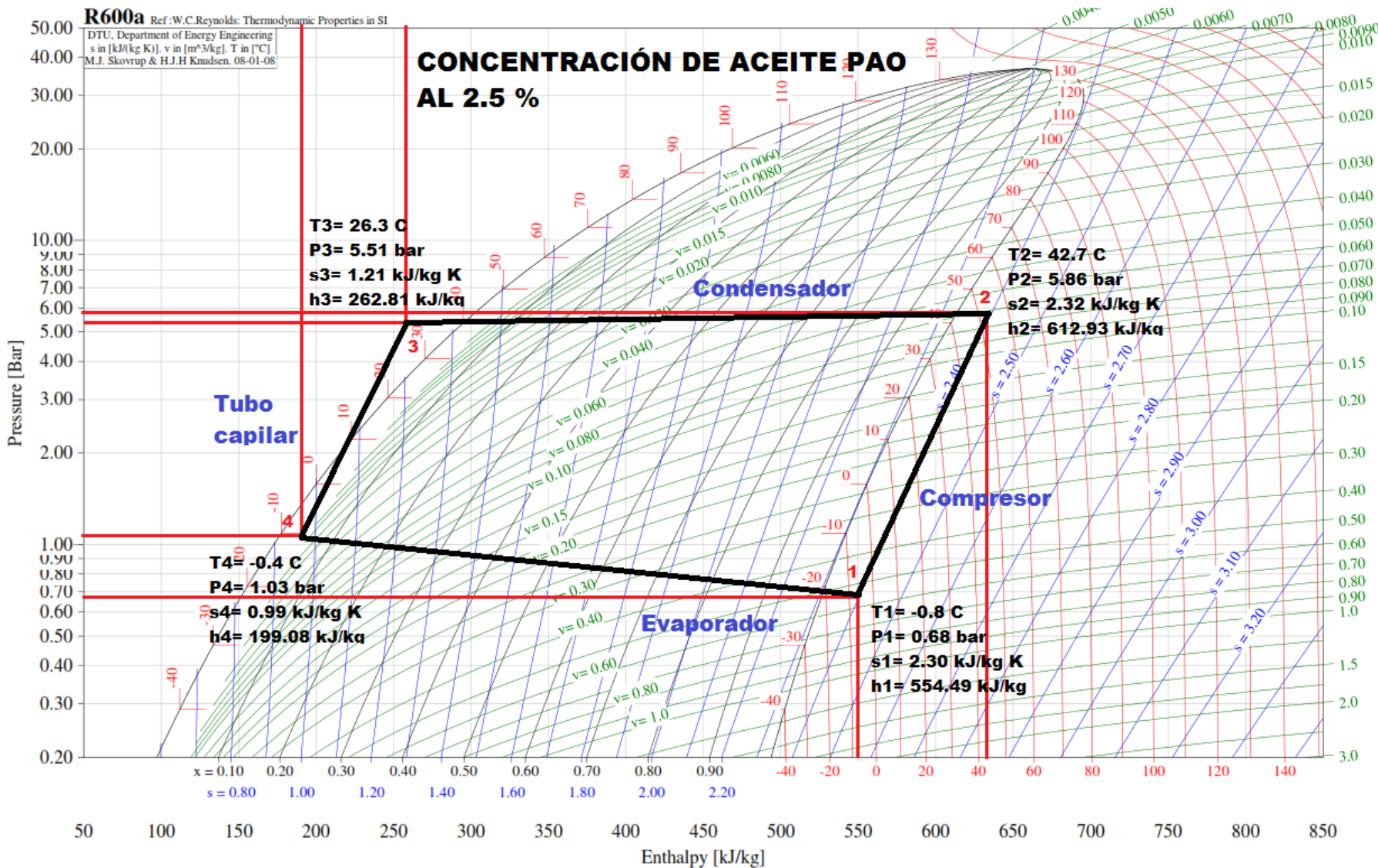


Anexo 9. Diagrama P-h con la concentración de aceite al 1,2 %.

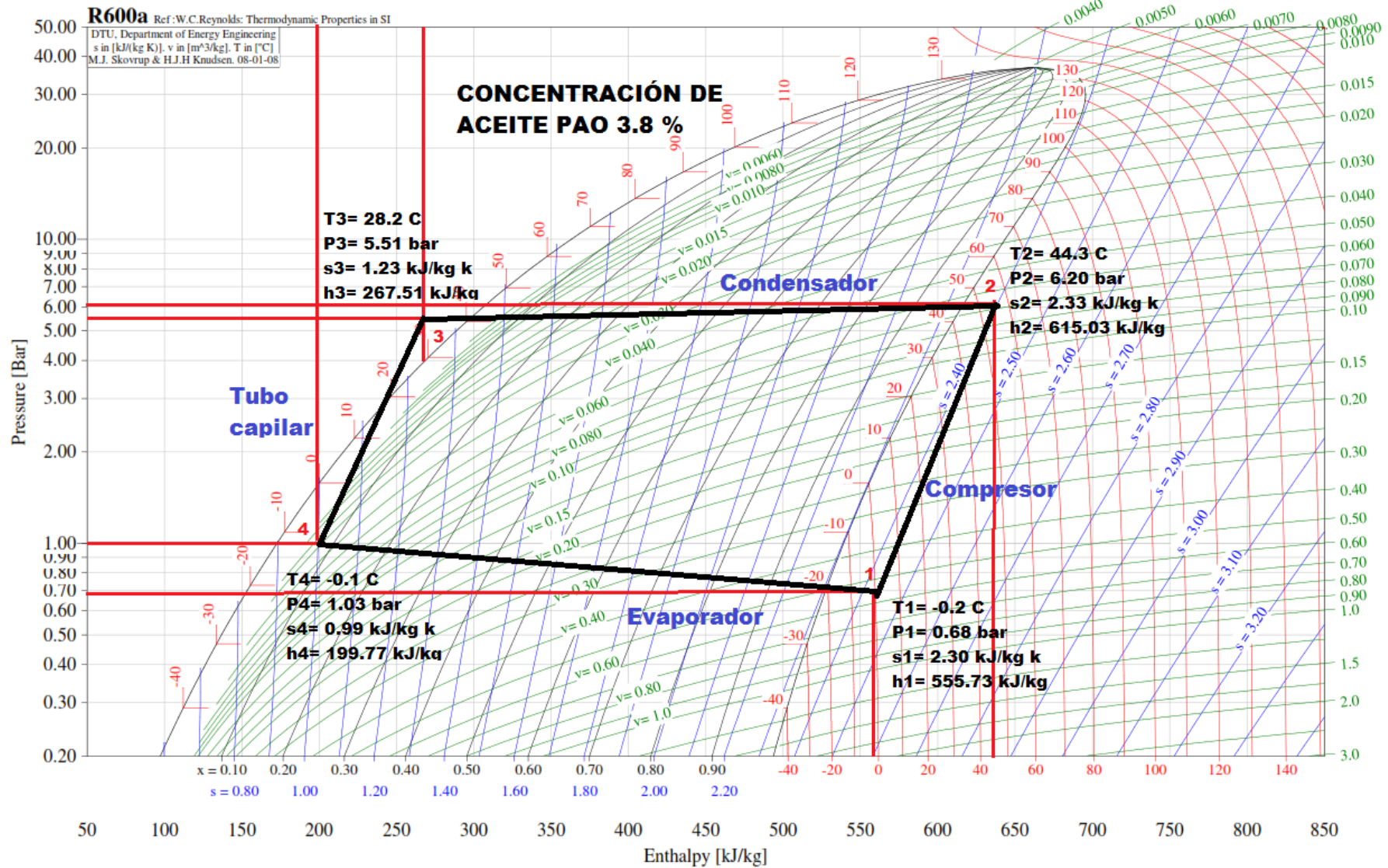




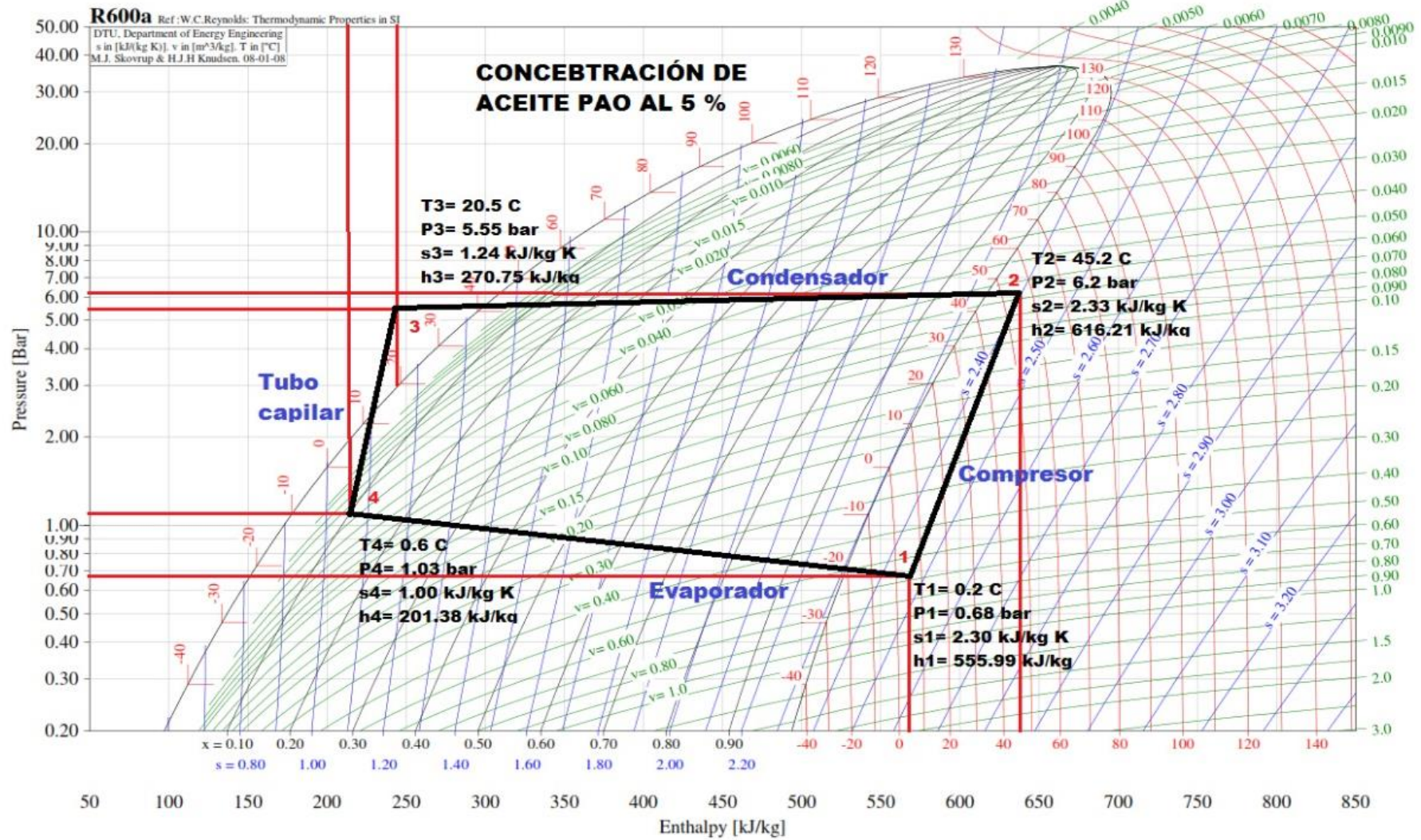
Anexo 10. Diagrama P-h con la concentración de aceite al 2,5 %.



Anexo 11. Diagrama P-h con la concentración de aceite al 3,8 %.



Anexo 12. Diagrama P-h con la concentración de aceite al 5 %.



Anexo 13. Construcción de la máquina.



