

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

**IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DIDÁCTICO PARA
CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO DE AGUA PARA EL
LABORATORIO DE TECNOLOGÍA INDUSTRIAL ESFOT-EPN**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
TECNÓLOGO EN ELECTROMECAÁNICA.**

ERICK FABRICIO CRUZ ALDAZ

erick.cruz03@epn.edu.ec

EMERSON ALEXANDER QUILUMBA PACCHA

emerson.quilumba@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. HUGO ZÚÑIGA M.Sc.

hugo.zuniga@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. CARLOS NARANJO Ph.D.

carlos.naranjo@epn.edu.ec

Quito, enero 2022

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Cruz Aldaz Erick Fabricio y Quilumba Paccha Emerson Alexander, como requerimiento parcial a la obtención de título de Tecnólogo en Electromecánica, bajo nuestra supervisión.



Firmado electrónicamente por:
**HUGO FRANCISCO
ZUNIGA PUEBLA**

Ing. Hugo Zúñiga M.Sc.

DIRECTOR DEL
PROYECTO



Firmado electrónicamente por:
**CARLOS ANDRES
NARANJO MENDOZA**

Ing. Carlos Naranjo Ph.D.

CODIRECTOR DEL PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, Cruz Aldaz Erick Fabricio y Quilumba Paccha Emerson Alexander, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría, que no ha sido presentado previamente para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Sin perjuicio de los derechos reconocidos en el primer párrafo del artículo 144 del Código Orgánico de la Economía Social de los Conocimientos, Creatividad e Innovación - COESC -, somos titulares de la obra en mención y otorgamos una licencia gratuita, intransferible y no exclusiva de uso con fines académicos a la Escuela Politécnica Nacional.

Entregamos toda la información técnica pertinente, en caso de que hubiese explotación comercial de la obra por parte de la EPN, se negociarán los porcentajes de los beneficios conforme lo establece la normativa nacional vigente.

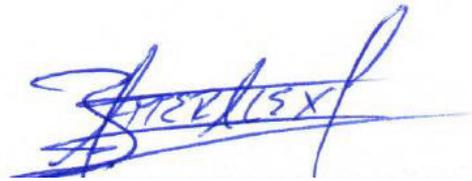


Cruz Aldaz Erick Fabricio

CI: 1723615660

Teléfono: +593 992870025

Correo: erick.cruz03@epn.edu.ec



Quilumba Paccha Emerson Alexander

CI: 1722971395

Teléfono: +593 998141203

Correo: emerson.quilumba@epn.edu.ec

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico a mis padres Marco y Jenny, quienes han sido el pilar fundamental para mi formación como persona. Agradezco a ellos por sus todas enseñanzas, el tiempo que dedicaron y su orientación para hacer de mí una persona respetuosa, responsable y honesta.

A mis hermanos John, Pamela, Michelle, Doménica y a mi prima Karen quienes siempre supieron brindarme su comprensión, cariño, consejos y su apoyo en cada momento.

Erick C

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme una familia que siempre supo apoyarse en las buenas y en las malas; gracias a mi familia por encaminarme a lograr cada meta, ellos quienes fueron mis primeros compañeros en esta vida y me mostraron la importancia del trabajo en equipo.

A mi colega Emerson con el que culminamos este proyecto que representa los arduos años que dedicamos al estudio. Al ingeniero Hugo que aparte de su calidad humana y profesional, supo guiarme en esta etapa de formación como tecnólogo electromecánico y su supervisión para el desarrollo de este proyecto.

A mi gran amiga Jessica que desde el momento que cursamos juntos nivelación ha sido un apoyo incondicional, siempre acompañándome durante este largo camino.

Agradezco a la Escuela Politécnica Nacional especialmente a la Escuela de Formación de Tecnólogos por todos los compañeros y amigos que supieron brindarme su apoyo social y académico durante toda la carrera. A los docentes que siempre me enseñaron a realizar trabajos de calidad.

Erick C.

DEDICATORIA

El presente trabajo escrito se lo dedico a mi familia, mi mamá María, a mi papá Jaime, y a mi hermano Jordan quienes a pesar de las adversidades que hemos llegado a pasar en esta travesía, nunca desistieron, nunca dejaron de apoyarme y siempre estuvieron para darme un buen consejo, dedicarme su tiempo, darme ese empujón necesario y sacarme una sonrisa cuando más lo he necesitado.

También dedico este trabajo a aquellas personas que me brindaron una amistad sincera y verdadera en mi corto andar por este camino llamado vida, pero ahora descansan en un sueño eterno.

Emerson Q.

AGRADECIMIENTO

Un agradecimiento especial a la santísima Virgen del Cisne, por darme la salud, fuerza y vida para poder compartir grandes momentos con mi familia, darme lecciones de vida que me han marcado y por darme su bendición para lograr cumplir este objetivo junto a las personas correctas.

A mis padres y hermano por ser ese motor y esa luz que alumbran mi caminar.

A Erick, mi compañero de carrera y tesis, por compartir momentos buenos y malos dentro de este caminar, y en la fecha culminar nuestro proyecto de titulación.

Al ingeniero Hugo, por ser un excelente profesional, una excelente calidad de persona tanto dentro como fuera de clases, le agradezco de corazón por guiarnos en este proyecto.

A los docentes que impartieron su conocimiento, dando lo mejor de ell@s para formar un profesional que lleve por delante su eficiencia y eficacia dejando así su esencia de calidad y decir orgullosamente soy de la “Escuela de Formación de Tecnólogos” de la “Escuela Politécnica Nacional”.

La verdad es que, las palabras faltarían para agradecer a las personas que hicieron posible alcanzar esta meta propuesta.

Emerson Q.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN.....	XIII
ABSTRACT	XIV
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Descripción del problema.	1
1.2. Justificación.	1
1.3. Objetivo general	2
1.4. Objetivos específicos.....	2
1.5. Fundamentos teóricos	2
Agente refrigerante	3
Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	3
Eficiencia isentrópica	4
COP del ciclo de refrigeración por compresión de vapor	5
Carga térmica	5
Transferencia de calor	6
Intercambiadores de calor	7
Coeficiente global de transferencia de calor	8
Transferencia de calor en una superficie cilíndrica	8
2. METODOLOGÍA.....	11
2.1. Descripción de la metodología usada	11
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	14
3.1. Estudio de ciclo de refrigeración y carga térmica.....	14
Evaluación de compresor recuperado.....	14
Condiciones previas al diseño del ciclo de refrigeración	15
Parámetros de diseño del ciclo de refrigeración.....	16
Análisis de ciclo de refrigeración.....	18
Tasa de flujo de calor en evaporador y condensador.....	20
Carga térmica en evaporador y condensador	22

Incremento en la temperatura del agua en el condensador	24
3.2. Intercambiadores de calor tipo espiral sumergido	25
3.3. Coeficiente de convección exterior.	25
Análisis por cilindro horizontal en convección natural	26
Análisis para espirales con correlaciones.	27
Comparación de métodos para el coeficiente de transferencia de calor por convección exterior (h_convección).....	29
Cálculo de longitud de intercambiadores de calor.....	30
3.4. Elementos del sistema de refrigeración	31
Selección de elementos secundarios de sistema de refrigeración	34
3.5. Sistema de control.....	36
Control <i>ON/OFF</i> con histéresis	36
Sistema eléctrico.	36
Sistema de control	38
3.6. Montaje y ensamble de equipo	40
Estructura.	40
Ensamble del equipo.	42
3.7. Pruebas	45
Prueba de fugas	45
Generación de vacío.....	46
Carga de gas refrigerante R-134a	47
3.8. Análisis de resultados.....	47
Temperatura del agua en el condensador y evaporador.....	47
Presión de alta y baja en el equipo de refrigeración.....	49
Propuesta de mejora del equipo con sistema de recirculación de agua.	50
Implementación del sistema de recirculación de agua.	51
3.9. Manual de Uso y Mantenimiento.....	52
3.10. Hojas guías	54
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	55

4.1. Conclusiones	55
4.2. Recomendaciones	56
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	58
ANEXOS.....	60

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Diagrama presión-entalpía (p-h) para el refrigerante R134a.....	3
Figura 1.2	Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	4
Figura 1.3	Tasa transferencia de calor por conducción.....	6
Figura 1.4	Transferencia de calor por convección.....	7
Figura 1.5	Transferencia de calor en un cilindro.....	9
Figura 2.1	Esquema de metodología aplicada.....	13
Figura 3.1	Diagrama P-T para R12 y R134a.....	14
Figura 3.2	Temperaturas registradas de 6:00am a 20:00pm.....	15
Figura 3.3	Temperaturas registradas durante siete días.....	16
Figura 3.4	Variación de temperaturas al condensar un fluido.....	17
Figura 3.5	Ciclo de refrigeración propuesto.....	19
Figura 3.6	Metodología para cálculo de carga térmica.....	21
Figura 3.7	Metodología para determinar longitud de intercambiadores de calor.....	25
Figura 3.8	Disposición de elementos del equipo de refrigeración.....	32
Figura 3.9	Tuberías de cobre utilizadas.....	32
Figura 3.10	Reducciones y T's de cobre utilizadas.....	32
Figura 3.11	Parámetros de ingreso en el programa <i>CoolSelector</i>	33
Figura 3.12	Válvula de expansión termostática "VET" TEN2 DANFOSS.....	33
Figura 3.13	Manómetros para R134a.....	35
Figura 3.14	Filtro deshidratador Danfoss 2.0 TR DML-032.....	35
Figura 3.15	Control On/Off con banda diferencial.....	36
Figura 3.16	Luces piloto.....	37
Figura 3.17	Selector de 2 posiciones.....	37
Figura 3.18	Medidor de energía eléctrica.....	38

Figura 3.19 Termostato STC 3008.	38
Figura 3.20. Lazo de control de temperatura.....	39
Figura 3.21. Conexión básica de sistema de control.	40
Figura 3.22 Estructura de aluminio para el equipo de refrigeración.....	40
Figura 3.23 Racores y tubo de aluminio de 1/2 (in).	41
Figura 3.24 Base de aluminio para sujeción de elementos.....	41
Figura 3.25 Fijación de tanques e inserción de bujes.....	42
Figura 3.26 Cometida de extracción de agua.	42
Figura 3.27. Tanque de acetileno, oxígeno y nitrógeno.....	42
Figura 3.28 Soldadura descarga del compresor.....	43
Figura 3.29 Montaje de filtro deshidratador.	43
Figura 3.30 Soldadura de trípode y acople para evaporador.....	43
Figura 3.31 Ubicación de VET con tuercas reforzadas.....	44
Figura 3.32 Soldadura a la succión del compresor.....	44
Figura 3.33 Sujeción de elementos a rosca.	45
Figura 3.34 Presurización con nitrógeno al módulo.....	45
Figura 3.35 Verificación de fugas en uniones soldadas y roscadas.....	46
Figura 3.36 Generación de vacío con bomba.....	46
Figura 3.37 Cilindro de gas refrigerante.	47
Figura 3.38 Temperatura de tanques de agua en función del tiempo.	48
Figura 3.39 Variable física de presión en función del tiempo.....	49
Figura 3.40 Espacios disponibles de la estructura del módulo.	51
Figura 3.41 Codo cachimba saliente de la llave de paso.....	51
Figura 3.42 Funcionamiento del módulo y resultados.	53
Figura 3.43 Manual de uso y mantenimientos.	53

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Determinación de temperatura de condensación.....	17
Tabla 3.2 Propiedades termodinámicas en ciclo de refrigeración.	19
Tabla 3.3 Energía y rendimiento de ciclo de refrigeración.	19
Tabla 3.4 Potencias y flujo másico de ciclo de refrigeración.	22
Tabla 3.5 Temperaturas de película.	28
Tabla 3.6 Constantes para varios rangos de Rayleigh.....	29
Tabla 3.7 Comparación de métodos en evaporador.	29
Tabla 3.8 Comparación de métodos en condensador.....	29
Tabla 3.9 Valores para determinar la longitud de los intercambiadores de calor.	30
Tabla 3.10 Longitudes de intercambiadores de calor.....	31
Tabla 3.11 Parámetros de rendimiento de VET seleccionada.	34
Tabla 3.12 Parámetros de rendimiento del filtro deshidratador.	35
Tabla 3.13. Parámetros de controlador STC 3008.....	39
Tabla 3.14 Temperaturas del evaporador y condensador.....	48
Tabla 3.15 Presiones del evaporador y condensador.....	50

RESUMEN

El objetivo del presente trabajo fue implementar un módulo didáctico de prácticas para la asignatura Análisis de Sistemas Termodinámicos del Laboratorio de Tecnología Industrial de la ESFOT-EPN.

Para esto, se recuperó un compresor de nevera de 1/3 (HP) que originalmente trabajaba con refrigerante R12. Para reutilizar el compresor se utilizó el refrigerante R134a como reemplazo del refrigerante R12.

El dimensionamiento e implementación del equipo inició por el análisis del ciclo de refrigeración por compresión de vapor que, en conjunto con el análisis del compresor, permitió obtener la tasa de calor del evaporador y del condensador. Estas tasas de calor fueron el punto de partida para el diseño de los intercambiadores de calor, así como para el diseño de la geometría y la configuración.

Con el fin de implementar los serpentines para el evaporador y condensador. Se estudiaron correlaciones de coeficiente de convección natural para espirales sumergidos y para cilindros horizontales. A partir de la comparación de métodos se estableció la longitud de cada intercambiador de calor.

Para la selección del dispositivo de expansión y otros elementos secundarios del circuito de refrigeración se hizo uso de herramientas informáticas como el programa CoolSelector.

Las pruebas de funcionamiento del equipo fueron realizadas con un control ON/OFF con banda diferencial. Para un tiempo estimado de diseño de 15 minutos, el equipo tardó un tiempo entre 19 y 20 minutos para enfriar agua desde 18,2 (°C) hasta 8 (°C). La repetitividad del tiempo entre pruebas de operación del módulo demostró un comportamiento estable y similar en las presiones y temperaturas de trabajo realizadas en tres encendidos y tres apagados, con las cuales se pudo realizar las curvas de funcionamiento respecto a los ciclos de encendido y apagado.

En base a los resultados, se concluyó que tanto el método de control, como la instrumentación y accionamientos del sistema, fueron los adecuados para comandar este sistema de respuesta lenta.

Palabras clave: refrigeración por compresión de vapor, intercambiadores de calor, correlaciones, mecanismos de transferencia de calor.

ABSTRACT

The objective of this document was to design and build an educational trainer equipment for the subject Analysis of Thermodynamic Systems to Laboratorio de Tecnología Industrial at ESFOT-EPN.

For this, a 1/3 (HP) refrigerator compressor which originally worked with R12 refrigerant was recovered. To reuse the compressor was used R134 such as replacement for R12 refrigerant.

The sizing and starting-up of the equipment began with the analysis of the vapor compression cycle, which together with the analysis of the compressor allowed obtaining the heat rate for the evaporator and condenser. These heat rates were the starting point for the design of the heat exchangers, as well as for the geometry and configuration design.

Natural convection coefficient correlations studied for immersed coils and for horizontal cylinders, in order to implement the coils for the evaporator and condenser. From the comparison of natural convection coefficients, it was established the length of each heat exchanger.

The selection of the expansion device and other secondary elements of the refrigeration circuit, it was using software Cool Selector by Danfoss.

Equipment performance tests focused on time and temperature using ON/OFF control with differential band. Although time sizing was 15 minutes, the equipment took between 19 to 20 minutes for cooling water from 18,2 (°C) to 8 (°C). Performance tests showed similar graphs of pressures and temperatures in similar times during three ON/OFF cycles.

Based on the results, control method, as well as the instrumentation and system drives concluded to be adequate to command this slow response system.

Keywords: steam-compression refrigeration cycle, heat exchanger, correlations, heat transfer mechanisms.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema.

Actualmente, el Laboratorio de Tecnología Industrial de la Escuela de Formación de Tecnólogos ESFOT cuenta con un limitado número de módulos didácticos de refrigeración que permiten poner en práctica la teoría de la asignatura: Sistemas Termodinámicos. Alrededor de 20 estudiantes toman esta materia por semestre, repartiéndose los equipos en grupos pequeños para realizar las prácticas. Sin embargo, al no contar con equipos didácticos adecuados, se impide generar y adquirir experiencias prácticas exitosas en el estudiante. Esto provoca una carencia en las habilidades de esta área específica dificultando la competitividad laboral del futuro profesional.

Se prohibió la producción de refrigerantes como el R12, R502 entre otros por su potencial destrucción a la capa de ozono. Para mantener la operación de estos equipos se usan reemplazos de estos refrigerantes manteniendo la viabilidad de emplear el ciclo de refrigeración como un tipo de reemplazo a métodos de calefacción tradicionales [1], [2].

La técnica de climatización más empleada a nivel industrial, comercial y residencial es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Mediante este proceso se obtiene mayor potencia de enfriamiento o calefacción por potencia eléctrica consumida [2].

Por estas razones, es necesario que el estudiante de la carrera de Tecnología Superior en Electromecánica desarrolle los conocimientos, destrezas, técnicas básicas y un pensamiento crítico sobre el manejo de las distintas tecnologías de calentamiento y enfriamiento. Este proyecto, que tiene por base el diseño e implementación de un módulo didáctico para calentamiento y enfriamiento de agua, permite solventar la necesidad de equipos para prácticas de laboratorio para los estudiantes de Tecnología Superior en Electromecánica y la comprensión del funcionamiento de estos sistemas.

1.2. Justificación.

El módulo didáctico planteado está enfocado en fortalecer el nivel académico y técnico del estudiante de la carrera de Tecnología Superior en Electromecánica. Además, se facilitará la docencia con herramientas de enseñanza que permitan reforzar las prácticas de la asignatura. Los estudiantes podrían utilizar este módulo didáctico para adquirir las habilidades de trabajar con sistemas de refrigeración y relacionarlo con el comportamiento y uso en aplicaciones industriales.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el más utilizado en la actualidad en diversos procesos industriales. Los componentes principales de este sistema son: compresor, evaporador, condensador y elemento de expansión. Dependiendo del objetivo que quiere alcanzar el sistema, se emplea como refrigerador cuando se desea mantener un ambiente a una temperatura menor al extraer calor de este, y como bomba de calor cuando el objetivo es mantener un ambiente a una temperatura superior extrayendo calor de un ambiente más frío, todo esto sin cambiar los elementos principales del ciclo [2].

Para desarrollar soluciones a estos escenarios se analiza y relaciona conceptos como: requerimiento de enfriamiento y cargas térmicas por paredes, producto, servicio, etc. Todo de acuerdo con métodos de los capítulos de los manuales *Handbook of air conditioning and refrigeration* y *Handbook – Refrigeration (SI)* desarrollados por la *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* ASHRAE [3].

1.3. Objetivo general

Implementar un módulo didáctico para calentamiento y enfriamiento de agua para laboratorio de tecnología industrial, ESFOT EPN.

1.4. Objetivos específicos

- Analizar cargas térmicas en intercambiadores de calor (evaporador y condensador) en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
- Dimensionar los intercambiadores de calor.
- Establecer el sistema de control y de monitoreo adecuado para el equipo didáctico.
- Ensamblar el módulo didáctico.
- Realizar pruebas de funcionamiento del equipo.
- Redactar hojas guías de prácticas de laboratorio.

1.5. Fundamentos teóricos

Esta sección muestra la información y bases teóricas necesarias que permiten realizar el proyecto. Los conceptos se toman de ASHRAE *Handbook of air conditioning and refrigeration* [4], capítulo 9 y 10, ASHRAE *Handbook – Refrigeration (SI)* [3], capítulo 19 y 24, Termodinámica de Cengel [2], Transferencia de calor y masa de Cengel [5], y Fundamentos de transferencia de calor de Incropera [6].

Agente refrigerante

Refrigerante se denomina a la sustancia encargada de absorber y transmitir el calor en un sistema de refrigeración. Este fluido puede ser un único compuesto químico o una mezcla de ellos [5]. Los principales refrigerantes pueden ser serie metano, serie etano, hidrocarburo, mezclas zeotrópicas o azeotrópicas e incluso se emplea agua como agente refrigerante cuando el objetivo es refrigerar sobre el punto de congelación o en una combinación agua-glicol que permita alcanzar temperaturas inferiores a los 0 (°C) sin que el agua experimente cambio de fase [5].

Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Las propiedades del refrigerante sobre las que se gráfica el ciclo se sitúan en regiones de: saturación, mezcla, subenfriamiento y sobrecalentamiento como muestra la Figura 1.1.

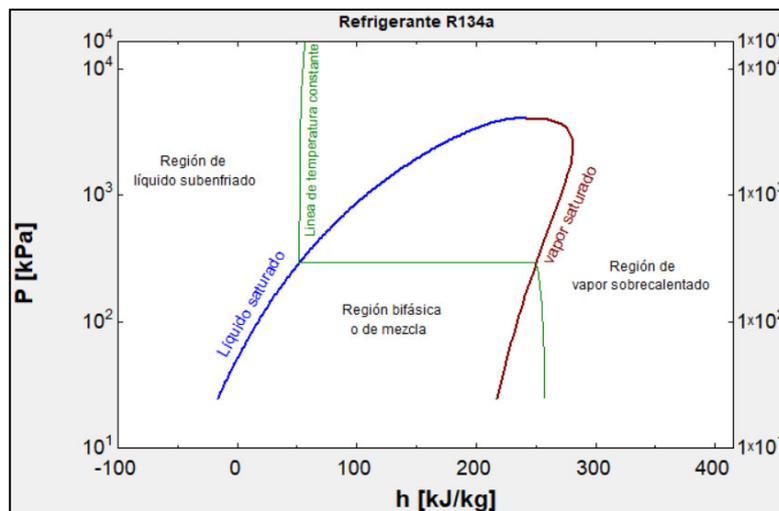


Figura 1.1 Diagrama presión-entalpía (p-h) para el refrigerante R134a [2].

En este ciclo de refrigeración procesos como: compresión, condensación, evaporación y la expansión permiten al fluido refrigerante cambiar sus propiedades termodinámicas y generar el efecto refrigerante. Este tiene aplicaciones en acondicionamiento de aire, refrigeración y bombas de calor al recuperar calor del ciclo [2], [5].

A continuación, se especifica los cambios que experimenta el refrigerante en estos procesos para lograr la transferencia de calor y su representación en la Figura 1.2

- Compresión 1-2: El refrigerante se comprime, en donde sube la presión y la temperatura.
- Condensación 2-3: El refrigerante en estado de vapor, que se encuentra a una temperatura mayor al ambiente, es condensado al rechazar calor.

- Estrangulamiento/expansión 3-4: El refrigerante, en estado líquido a alta presión y temperatura, se expande hasta alcanzar la presión de evaporación.
- Evaporación 4-1: El refrigerante se evapora al absorber calor del ambiente refrigerado a bajas presiones y temperaturas.

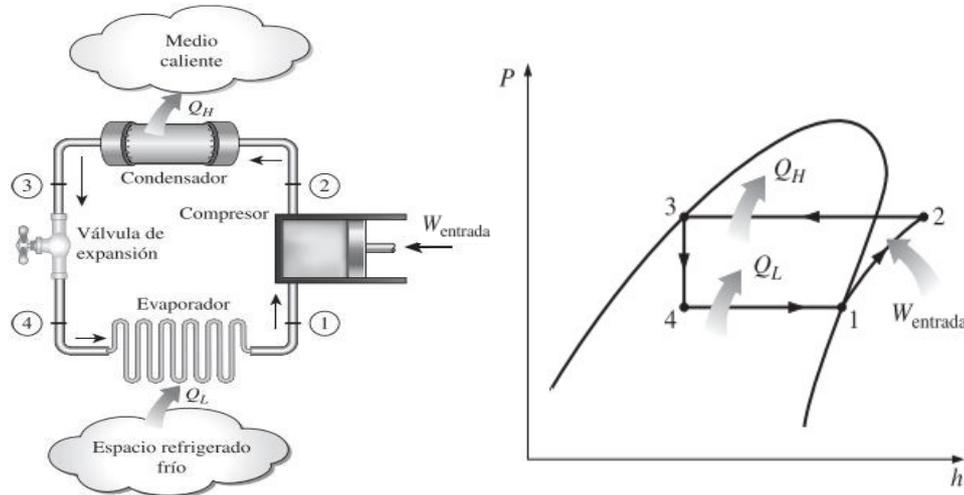


Figura 1.2 Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [2].

Eficiencia isentrópica

La eficiencia isentrópica considera las pérdidas por fricción en las turbomáquinas. Para compresores de refrigeración herméticos la eficiencia isentrópica se encuentra alrededor del 0,5 [7]. Por tanto, el compresor trabaja más para satisfacer las mismas condiciones de diseño. La eficiencia isentrópica en el ciclo de refrigeración se calcula a partir de la Ecuación 1.1

$$\eta_{sc} = \frac{\text{Trabajo de compresión isentrópico}}{\text{Trabajo real de compresión}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Ecuación 1.1 Eficiencia isentrópica en compresores [2].

Donde:

- η_{sc} : Eficiencia isentrópica
- h_{2s} : Entalpía isentrópica a la salida del compresor
- h_2 : Entalpía real a la salida del compresor
- h_1 : Entalpía a la entrada del compresor

COP del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El coeficiente de funcionamiento (COP por sus siglas en inglés), puede ir acompañado por el subíndice “ref” o “hp” cuando se habla de refrigeración o bombas de calor respectivamente. El COP es la relación dada entre el efecto refrigerante o el efecto bomba de calor respecto al trabajo del compresor [2], [4].

De acuerdo con la Figura 1.2, la entalpía en los distintos puntos puede ser calculada a partir de otras propiedades como la presión, la temperatura, la entropía, la calidad o título de vapor, etc. Los subíndices en la entalpía (h) de la Ecuación 1.2 y Ecuación 1.3 hacen referencia a la entalpía en puntos específicos del ciclo.

$$\text{COP}_{\text{ref}} = \frac{q_{\text{evap}}}{w_{\text{in}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Ecuación 1.2 Coeficiente de funcionamiento para refrigeración [2], [4].

$$\text{COP}_{\text{hp}} = \frac{q_{\text{cond}}}{w_{\text{in}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Ecuación 1.3 Coeficiente de funcionamiento para bomba de calor [2].

Donde:

COP : Coeficiente de funcionamiento.

q_{evap} : Calor retirado por evaporador (kJ/kg).

q_{cond} : Calor rechazado por condensador (kJ/kg).

w_{in} : Trabajo de compresión (kJ/kg).

h : Entalpía (kJ/kg).

Carga térmica

Se define a la carga térmica como la cantidad de calor a retirar o transferir del ambiente refrigerado en el evaporador o del ambiente que se calienta en el condensador. El análisis de la carga térmica es el punto de partida en el diseño y selección de equipos del sistema de refrigeración.

La carga térmica de refrigeración en contenedores o espacios cerrados comprende cargas por: conducción/aislamiento, producto, servicio, equipos, infiltración de aire, personas y luces [3].

Transferencia de calor

El objetivo de estudiar la transferencia de calor radica en analizar la rapidez con la que los mecanismos de transferencia de calor intercambian energía en forma de calor entre uno o varios cuerpos [6]. Los mecanismos a través de los cuales se logra la transferencia de calor son:

- **Transferencia de calor por conducción**

El proceso se produce principalmente en sólidos. La transferencia de calor se produce por vibraciones en una retícula. Los electrones libres sirven de medio entre moléculas energéticamente diferentes para producir este efecto [5], [6].

La rapidez con que se transfiere calor por este mecanismo depende de la geometría, el espesor y el material, siendo este último donde se presenta una propiedad inherente denominada conductividad térmica (k) que caracteriza al material con la capacidad que posee para transmitir calor [5]. La Ecuación 1.4 y Figura 1.3 ejemplifican la razón de transferencia de calor para paredes planas de distintos materiales.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

Ecuación 1.4 Razón de transferencia de calor por conducción [5].

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Tasa de transferencia de calor por conducción (W)

k : Conductividad térmica del material ($\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$)

A : Área (m^2)

ΔT : Diferencia de temperaturas ($^{\circ}\text{C}$)

Δx : Espesor (m)

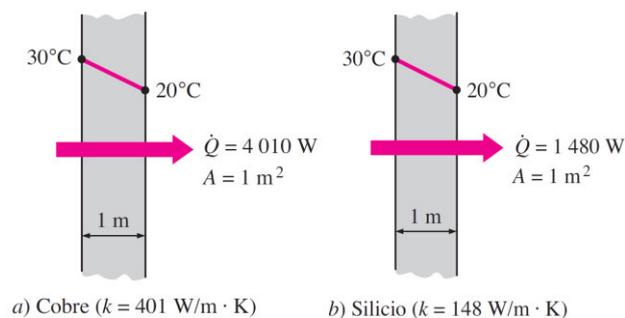


Figura 1.3 Tasa transferencia de calor por conducción [5].

- **Transferencia de calor por convección**

La convección de calor comprende la interacción de la conducción de calor y la dinámica del fluido entre una superficie sólida limitante y un fluido en movimiento adyacente [5]. Estos dos mecanismos operan simultáneamente, la conducción se genera a partir de la interacción molecular del fluido generando variación de temperatura y de densidad en el fluido induciendo movimiento a las moléculas del fluido [5], [8].

Como muestra la Figura 1.4, el estudio de la transferencia de calor por convección puede ser analizada como convección natural, convección forzada, ebullición, condensación o un proceso que comprenda una combinación de los anteriormente mencionados.

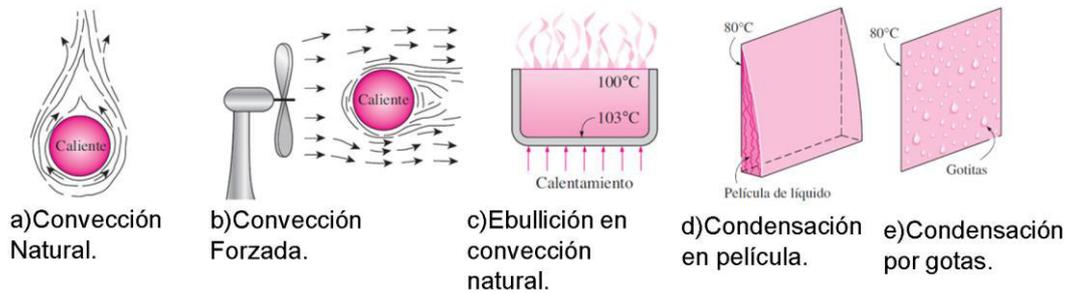


Figura 1.4 Transferencia de calor por convección [5].

La ecuación matemática para estudiar el fenómeno de convección obedece a la “Ley de enfriamiento de Newton”:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_{\infty})$$

Ecuación 1.5 Razón de transferencia de calor por convección [8].

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Tasa de transferencia de calor por convección (W).

A_s : Área de transferencia de calor (m^2).

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).

T_s : Temperatura de la superficie ($^\circ\text{C}$).

T_{∞} : Temperatura del fluido ($^\circ\text{C}$).

Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo que tiene por objetivo mejorar el proceso de transferencia de calor entre sustancias a distintas temperaturas [8].

Los intercambiadores de calor pueden ser diseñados de distintas maneras. Dependiendo de la aplicación se tiene: de tubos concéntricos, de tubo y coraza, de placas y armazón, refrigerativo, de espiral, etc. [5]. Las configuraciones de flujo más comunes son el flujo paralelo y el flujo cruzado.

Los intercambiadores mantienen procesos de convección del fluido y de conducción de la pared que los separa, por lo que resulta conveniente analizar los intercambiadores de calor empleando el “coeficiente global de transferencia de calor” (U) [5].

Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transmisión de calor (U) considera los diferentes mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Por lo tanto (U) puede definirse como la razón de la tasa de transferencia de calor entre el producto del área y la diferencia de temperatura de fluido caliente (T_c) y un fluido frío (T_f):

$$\dot{Q} = UA(T_c - T_f) = \frac{(T_c - T_f)}{R_{\text{Total}}}$$

Ecuación 1.6 Transferencia de calor de dos fluidos separados por una pared [8].

Donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor (W).

U: Coeficiente global de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).

A: Área de transferencia de calor (m^2).

T_c : Temperatura del fluido caliente ($^\circ\text{C}$).

T_f : Temperatura del fluido frío ($^\circ\text{C}$).

R_{Total} : Resistencia térmica equivalente ($^\circ\text{C}/\text{W}$).

Transferencia de calor en una superficie cilíndrica

La transferencia de calor a través de un cilindro se puede considerar unidimensional y estacionaria pues este se efectúa en dirección normal a la superficie del cilindro y la temperatura permanece igual en cualquier punto de la superficie [5].

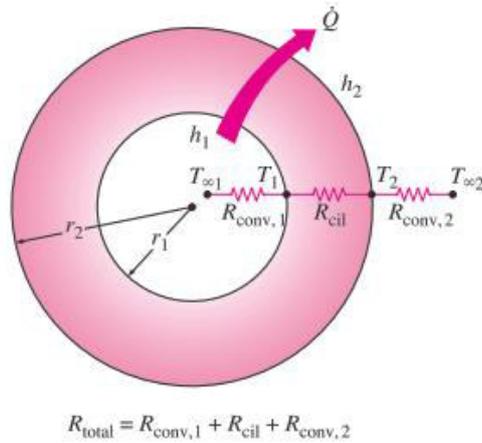


Figura 1.5 Transferencia de calor en un cilindro [5].

En términos como T_{∞} , R_{conv} , h , los subíndices (1 y 2) hacen referencia a fluidos distintos, y en términos de los radios de la tubería (r) se refieren al radio interno y externo (r_1 y r_2) respectivamente tal como se muestra en la Figura 1.5, Ecuación 1.7 y Ecuación 1.8 [5].

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{\infty}}{R_{Total}}$$

Ecuación 1.7 Tasa de transferencia de calor para una pared cilíndrica [5].

Donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor (W).

ΔT_{∞} : Diferencia de temperatura entre fluido exterior e interior ($^{\circ}\text{C}$).

R_{Total} : Resistencia térmica equivalente ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$).

Para lo cual la resistencia térmica considera aspectos de convección y conducción:

$$R_{Total} = R_{conv,1} + R_{cil} + R_{conv,2}$$

$$= \frac{1}{(2\pi r_1 L)h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(2\pi L)k} + \frac{1}{(2\pi r_2 L)h_2}$$

Ecuación 1.8 Resistencia térmica para fluidos separados en un cilindro [5].

Donde:

R_{conv} : Resistencia térmica de convección ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$).

R_{cil} : Resistencia térmica de conducción del cilindro ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$).

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$).

- L: Longitud del cilindro (m).
- k: Conductividad térmica del material ($\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$).
- r: Radio de la tubería (m).

2. METODOLOGÍA

2.1. Descripción de la metodología usada

Para el desarrollo del módulo se realizó una investigación de tipo aplicada [9], empleando los conocimientos adquiridos durante la carrera. Además, se revisaron conocimientos acerca de conceptos de transferencia de calor por convección natural [6], y correlaciones para espirales sumergidos [10].

En la Figura 2.1 se observa de manera detallada la metodología utilizada en el proyecto. Inicialmente, se analizaron las características técnicas del compresor reciclado y el refrigerante R134a como reemplazo del R12. Mediante el refrigerante seleccionado se estudió el ciclo de refrigeración y con las características conocidas del compresor se obtuvo la tasa de calor de enfriamiento para el evaporador y la tasa de calor de calentamiento para el condensador.

El análisis de carga térmica en el evaporador y condensador es necesario para el dimensionamiento de cada intercambiador de calor. Ya que el evaporador y condensador estarán sumergidos en agua, el cambio de temperatura (disminución o aumento respectivamente) en el agua es la carga térmica dominante. Con la premisa de que este equipo es un módulo didáctico y para observar la recuperación de calor del ciclo se utilizó la misma cantidad de agua en el evaporador y condensador.

El módulo fue diseñado bajo las condiciones de la ciudad de Quito y el agua que enfría el condensador es tomada de la red de agua potable.

La determinación de la carga térmica se realizó analizando las temperaturas inicial y final del agua, en conjunto con su calor sensible, es decir, el calor específico sobre el punto de congelación [3].

En base a conceptos teóricos, se evaluaron varios coeficientes de convección de calor en el evaporador y condensador. Mediante este análisis, se procedió a establecer las características constructivas de los intercambiadores de calor que serán usados en los tanques de agua.

Una vez analizado el comportamiento del ciclo de refrigeración y la carga térmica, posteriormente con la ayuda del programa CoolSelector de Danfoss [11] se seleccionaron los elementos requeridos y que se encontraban disponibles dentro del mercado local, estos elementos son: filtro deshidratador DML 032, válvula de expansión termostática TEN2 y orificio 00.

Se realizó la construcción del módulo didáctico implementando a este un sistema de control de temperatura basado en conocimientos adquiridos en la materia de instrumentación industrial [12]. Los dispositivos adicionales que se instalaron son: indicadores de presión, indicadores de temperatura y filtro secador o deshidratador.

Dentro del ensamblaje del módulo, se realizó la estructura donde se fijará cada elemento del sistema. Se procedió con la construcción de los reservorios de agua en los cuales irán sumergidos los intercambiadores de calor. A continuación, se armó el cuadro eléctrico de control y por último se procedió con la soldadura autógena por fusión con llama en cobre para el módulo [13].

Se realizaron procedimientos de ensamble en el equipo. En primera instancia se presurizó el sistema con nitrógeno, con el fin de detectar fugas en uniones soldadas y en uniones roscadas que conectaban a elementos dentro del sistema. Consecuentemente se realizaron pruebas de vacío para eliminar agentes de contaminación como aire o humedad dentro del sistema [14] y se cargó el refrigerante R134a.

Una vez finalizado el ensamblaje del equipo se puso en marcha, esto con la finalidad de recopilar datos de las variables físicas como temperatura, presión y verificar el control ON/OFF sobre las temperaturas de corte y encendido.

Para una correcta interpretación de datos, se realizaron varias pruebas de funcionamiento utilizando el control ON/OFF en diferentes días de la semana llegando a tener resultados idénticos entre sí.

Con estas pruebas realizadas se determinaron las curvas de funcionamiento con respecto al tiempo de trabajo estimado en 3 encendidos y 3 apagados del equipo que fueron realizados por el control antes mencionado.

Finalmente, se realizó el manual de mantenimiento y uso del equipo, además se plantearon hojas guías para la realización de prácticas en el laboratorio.

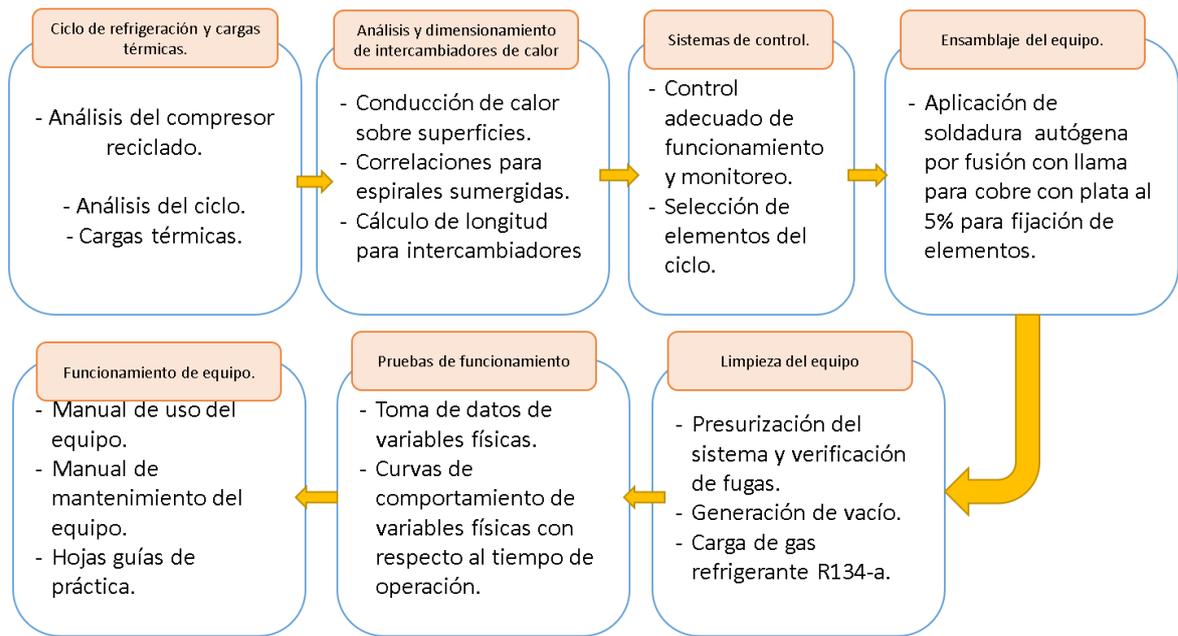


Figura 2.1 Esquema de metodología aplicada.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se construyó un módulo didáctico para el análisis de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor en el cual se aprovechó para calentar agua a partir del calor rechazado por el refrigerante en el condensador.

El equipo incluye los intercambiadores de calor utilizados en el evaporador y condensador diseñados en este estudio además de los elementos seleccionados para el circuito de refrigeración y la instrumentación eléctrica de control del equipo.

A continuación, se presenta el dimensionamiento del sistema de refrigeración, el diseño de intercambiadores de calor, selección de instrumentos, ensamble, pruebas de funcionamiento, manual de usuario, de mantenimiento y las hojas guías para prácticas de laboratorio. Todo esto sustentado bajo el Anexo I: Certificado de funcionamiento, mismo que indica el funcionamiento correcto del módulo de refrigeración.

3.1. Estudio de ciclo de refrigeración y carga térmica

Evaluación de compresor recuperado

El compresor recuperado modelo Embraco FFI 12BKW de 1/3 (HP) originalmente trabajaba con refrigerante R12. Este refrigerante fue descontinuado por su deterioro de la capa de ozono y se buscó un reemplazo. El conjunto motor-compresor puede alcanzar el 84% de eficiencia en compresores herméticos de velocidad fija [15].

La Figura 3.1 muestra como el refrigerante R134a trabaja a presiones similares al R12 y por qué se empleó para este proyecto. El cambio de refrigerante también repercute en el cambio de aceite del compresor para mantener la compatibilidad entre refrigerante y aceite. En este caso se utilizó 280 (ml) de aceite poliolester (POE) ISO 22.

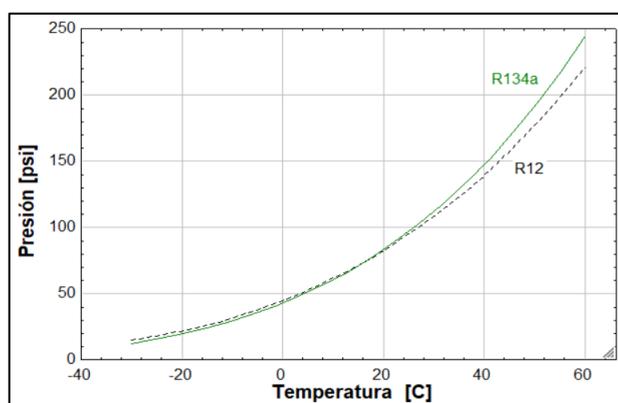


Figura 3.1 Diagrama P-T para R12 y R134a [2].

Condiciones previas al diseño del ciclo de refrigeración

El equipo fue diseñado como un ciclo de refrigeración agua-agua, esto significa que en el evaporador se enfría agua, mientras que en el condensador se calienta agua. Para establecer correctamente los parámetros de diseño se tomó en consideración el sistema de enfriamiento del condensador y la temperatura de enfriamiento deseada.

La temperatura de enfriamiento (T_{des}) que se desea alcanzar y sobre la que se estableció el método control del agua refrigerada fue de 8 ($^{\circ}\text{C}$).

El agua contenida en el tanque del evaporador y del condensador es tomada directamente de la red de suministro de agua potable. Por esta razón, en el diseño no se tomó la temperatura máxima ambiente como se lo haría en un condensador enfriado por aire o de otra fuente de agua expuesta a las condiciones ambientales.

La Figura 3.2 muestra el comportamiento de la temperatura ambiente y la temperatura del agua de la tubería durante catorce horas del día. Reflejando pequeñas variaciones en la temperatura del agua respecto a las variaciones en la temperatura ambiente, principalmente porque las tuberías se encuentran enterradas en el suelo.

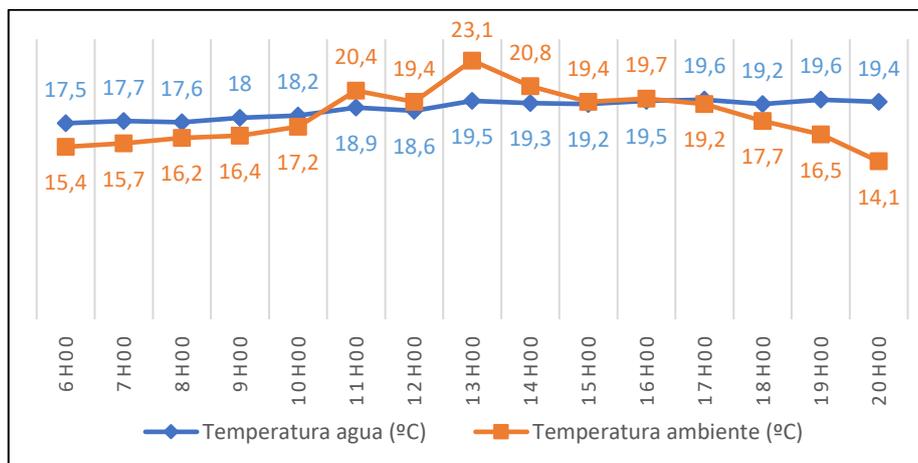


Figura 3.2 Temperaturas registradas de 6:00am a 20:00pm.

Para estimar correctamente la temperatura inicial de diseño del condensador se registró la temperatura ambiente y la temperatura del agua de tubería a las 12:00pm del día durante siete días como indica la Figura 3.3.

De esta manera, se aproximó la temperatura inicial (T_{max}) a 20 ($^{\circ}\text{C}$) puesto que la temperatura máxima del agua registró 19,8 ($^{\circ}\text{C}$).

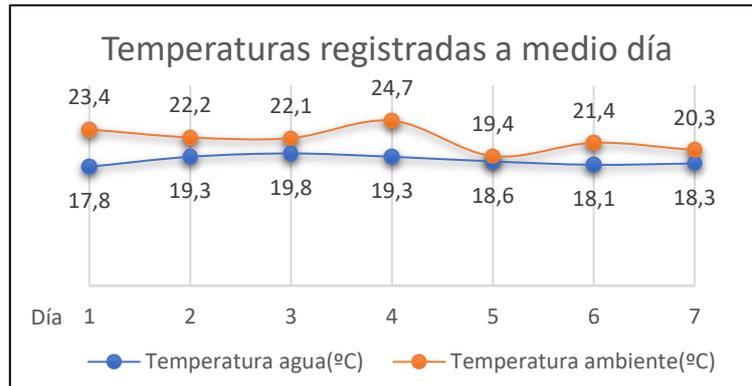


Figura 3.3 Temperaturas registradas durante siete días.

Parámetros de diseño del ciclo de refrigeración

- **Temperaturas de diseño**

Con las temperaturas iniciales establecidas se determinaron las temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante de acuerdo con la Ecuación 3.1. Para mantener una transferencia de calor adecuada entre el refrigerante y el agua, autores como Franco [16] y Danfoss [17] sugieren un salto térmico entre 8 (°C) a 12 (°C) para evaporadores en convección natural y entre 5 (°C) a 10 (°C) para condensadores en convección forzada.

Como se transfiere calor por convección natural en el evaporador y el condensador, se decidió emplear un salto térmico de 13 (°C) para ambos casos, considerando que el valor es adecuado respecto a la sugerencia del párrafo anterior.

$$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{des}} - \Delta T_x \quad \text{a)}$$

$$T_{\text{condensación}} = T_{\text{max}} + \Delta T_x \quad \text{b)}$$

Ecuación 3.1 Temperaturas de diseño, a) Temperatura de evaporación, b) Temperatura de condensación.

Donde:

$T_{\text{evaporación}}$: Temperatura de evaporación (°C).

$T_{\text{condensación}}$: Temperatura de condensación (°C).

T_{des} : Temperatura deseada (°C).

T_{max} : Temperatura máxima de ambiente (°C).

ΔT_x : Salto térmico (°C).

Se empezó por el análisis de la temperatura de condensación ya que es necesario utilizar la temperatura crítica del agua en el tanque del condensador. Como se mencionó anteriormente, se tiene agua quieta en el condensador, por lo tanto, la temperatura del agua aumenta gradualmente hasta idealmente alcanzar la temperatura de condensación del refrigerante como muestra la Figura 3.4.

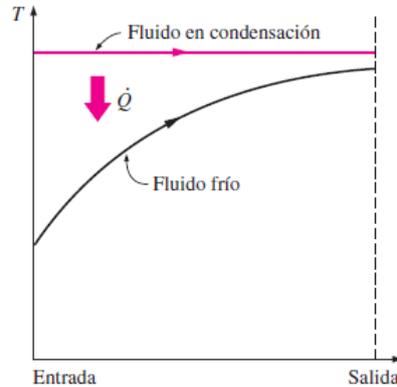


Figura 3.4 Variación de temperaturas al condensar un fluido [5].

Considerando este aspecto se realizó dos veces el cálculo de $T_{\text{condensación}}$, el primero con T_{max} de 20 ($^{\circ}\text{C}$) y el segundo con el primer resultado de $T_{\text{condensación}}$ como se indica en la Tabla 3.1. La temperatura de evaporación no necesita de este doble cálculo ya que la variable que modifica el funcionamiento del equipo es la temperatura del medio que enfría al condensador.

Tabla 3.1 Determinación de temperatura de condensación.

	T_{max} ($^{\circ}\text{C}$)	ΔT_x ($^{\circ}\text{C}$)	T_{cond} ($^{\circ}\text{C}$)
1 ^{ra} vez	20	13	33
2 ^{da} vez	33	13	46

Por lo tanto, las temperaturas de diseño para el ciclo de refrigeración fueron:

$$T_{\text{evaporación}} = -5 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$T_{\text{condensación}} = 46 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

- **Presiones de diseño**

Como los procesos de evaporación y condensación del refrigerante se dan en cambio de fase, las presiones de saturación a las temperaturas diseño son las presiones de diseño del equipo. Mediante la Ecuación 3.2 se calcula la presión de saturación del refrigerante R134a en función de las temperaturas de diseño.

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{sat}@T}$$

Ecuación 3.2 Presión de diseño.

Donde:

$P_{\text{diseño}}$: Presión de diseño para evaporador o condensador (kPa).

P_{sat} : Presión de saturación (kPa).

T : Temperatura ($^{\circ}\text{C}$).

Las presiones obtenidas fueron:

$$P_{\text{evaporación}} = P_{\text{sat}@-5(^{\circ}\text{C})} = 243,5 \text{ (kPa)}$$

$$P_{\text{condensación}} = P_{\text{sat}@46(^{\circ}\text{C})} = 1191 \text{ (kPa)}$$

- **Sobrecalentamiento y subenfriamiento en el ciclo de refrigeración**

Además de los parámetros de diseño anteriormente mencionados, se tomaron en cuenta efectos reales como temperatura de sobrecalentamiento y subenfriamiento en $12 (^{\circ}\text{C})$ [2]. El sobrecalentamiento del refrigerante es necesario para asegurar el ingreso de vapor al compresor; y, el subenfriamiento se empleó para asegurar refrigerante líquido a la entrada de la válvula de expansión e incremento de la capacidad de refrigeración.

Análisis de ciclo de refrigeración

Se emplearon las presiones, temperaturas de diseño y las propiedades del refrigerante tabuladas en [2], para encontrar especialmente la entalpía (h) entre los distintos procesos del ciclo de refrigeración.

Tomando en cuenta la eficiencia isentrópica del compresor y los conceptos expresados en la Ecuación 1.1, se modificaron los subíndices de las entalpías de acuerdo con los puntos mostrados en la de la Figura 3.5 para obtener la entalpía real (h_3) a la salida del compresor:

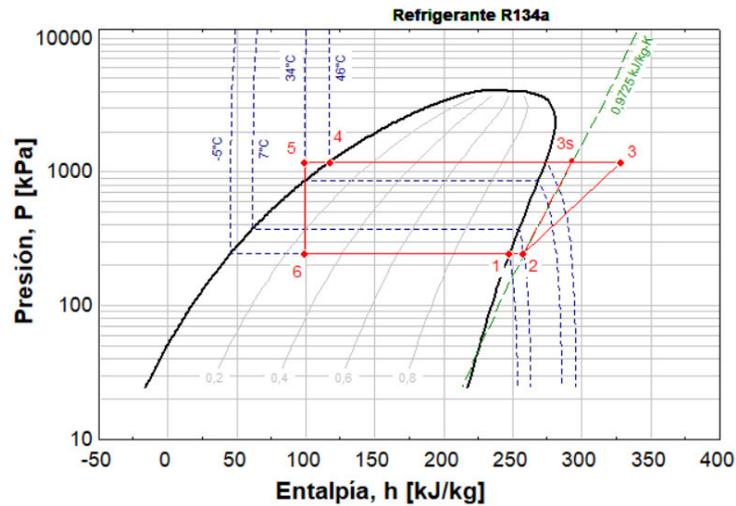


Figura 3.5 Ciclo de refrigeración propuesto.

La Tabla 3.2 muestra los valores obtenidos. Las celdas con (*) indican propiedades que pueden ser calculadas, pero no fueron necesarias para este trabajo. Mientras que las celdas con (-) indican que la propiedad no puede ser calculada o no existe en ese punto.

Tabla 3.2 Propiedades termodinámicas en ciclo de refrigeración.

Punto	Presión	Presión	Temperatura	Entalpía (h)	Entropía (s)	Calidad de
	(kPa)	(psia)	(°C)	(kJ/kg)	(kJ/kg.K)	Vapor (x)
1	243,5	35,32	-5	247,5	*	1
2	243,5	35,32	7	258	0,9725	-
3s	1191	172,7	*	293,2	0,9725	-
3	1191	172,7	95,83	328,4	1,072	-
4	1191	172,7	46	117,3	*	0
5	1191	172,7	34	99,37	*	-
6	243,5	35,32	-5	99,37	*	*

Se empleó diferencia de entalpías para el cálculo de: trabajo del compresor, calor en evaporador y condensador, y COP para refrigeración y bomba de calor como muestra la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 Energía y rendimiento de ciclo de refrigeración.

Proceso analizado	Representación	Forma de cálculo	Resultado
Evaporación	$q_{\text{evaporación}}$	$h_2 - h_6$	158,6 (kJ/kg)

Tabla 3.3 Energía y rendimiento de ciclo de refrigeración. Continuación.

Proceso analizado	Representación	Forma de cálculo	Resultado
Condensación	$q_{\text{condensación}}$	$h_3 - h_5$	229,0 (kJ/kg)
Compresión	$w_{\text{compresor}}$	$h_3 - h_2$	70,44 (kJ/kg)
Refrigerador	COP_{ref}	$\frac{q_{\text{evap}}}{w_{\text{comp}}}$	2,25
Bomba de calor	COP_{hp}	$\frac{q_{\text{cond}}}{w_{\text{comp}}}$	3,25

Como muestran los resultados de los coeficientes de funcionamiento propuestos para este ciclo y bajo estas condiciones de diseño, se consiguió más del doble de energía para refrigeración y más del triple de energía para calefacción por energía consumida.

Tasa de flujo de calor en evaporador y condensador

Se estudió la tasa de calor respecto a los intercambiadores de calor y el agua. Para ello, fue necesario definir una cantidad de agua y un tiempo adecuado para la implementación del equipo y redactar las hojas guías de laboratorio.

Se trabajó principalmente en la tasa de calor o carga térmica del evaporador considerando aspectos como los requerimientos de enfriamiento, los procesos del ciclo de refrigeración y los datos técnicos del compresor, para poder calcular la cantidad de agua necesaria.

Con el fin de mostrar el calor recuperado del ciclo se utilizó la misma cantidad de agua calculada para el evaporador en el condensador.

Al trabajar sobre la carga térmica de refrigeración, se considera aspectos como: pérdida de calor por paredes, la cantidad de producto, infiltraciones de aire y carga térmica interna de equipos y luces [3].

El objetivo principal del equipo didáctico es refrigerar agua y utilizar el calor generado en el ciclo termodinámico para calentar agua. En ambos casos se desea actuar sobre agua, por lo cual, de los aspectos presentados para la carga térmica de refrigeración, la cantidad de producto (agua) es el aspecto principal de análisis para la transferencia de calor en el evaporador y el condensador.

La manera en que se relacionó el compresor reciclado y el ciclo de refrigeración para determinar la carga térmica se representa en la Figura 3.6.



Figura 3.6 Metodología para cálculo de carga térmica.

Del compresor reciclado se obtuvieron datos como la potencia eléctrica comercial de 1/3 (HP) o 0,2483 (kW) y una eficiencia máxima de 0,84. Mediante la Ecuación 3.3 se determinó la potencia de compresión y el flujo másico del refrigerante en el ciclo de refrigeración. Se empleó además el flujo másico para calcular la tasa de calor del evaporador y condensador como se muestra en la Ecuación 3.4.

$$\eta_{\text{motor-compresor}} = \frac{\dot{W}_{\text{compresor}}}{\dot{W}_{\text{motor}}} = \frac{\dot{m}_{\text{r134a}} \cdot W_{\text{compresor}}}{\dot{W}_{\text{motor}}}$$

Ecuación 3.3 Eficiencia de conjunto motor-compresor [2].

Donde:

$\eta_{\text{motor-compresor}}$: Eficiencia de conjunto motor-compresor.

\dot{W}_{motor} : Potencia eléctrica comercial (kW).

$\dot{W}_{\text{compresor}}$: Potencia de compresión (kW).

$W_{\text{compresor}}$: Trabajo del compresor (kJ/kg)

\dot{m}_{r134a} : Flujo másico de refrigerante (kg/s).

$$\dot{Q}_{\text{evaporador}} = \dot{m}_{\text{r134a}} \cdot q_{\text{evaporación}} \quad \text{a)}$$

$$\dot{Q}_{\text{condensador}} = \dot{m}_{\text{r134a}} \cdot q_{\text{condensación}} \quad \text{b)}$$

Ecuación 3.4 Potencia térmica, a) en evaporador, b) en condensador [2].

Donde:

$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$: Tasa de calor absorbida en evaporador(kW).

$\dot{Q}_{\text{condensador}}$: Tasa de calor entregada en condensador (kW).

Los resultados obtenidos de emplear las dos ecuaciones anteriores se muestran en la Tabla 3.4 en unidades bases.

Tabla 3.4 Potencias y flujo másico de ciclo de refrigeración.

$\dot{W}_{\text{compresor}}$	208,6 (W)
\dot{m}_{r134a}	2,96 (gr/s)
$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$	469,6 (W)
$\dot{Q}_{\text{condensador}}$	678,2 (W)

Carga térmica en evaporador y condensador

Se parte de la carga térmica del evaporador previamente calculada en el ciclo de refrigeración ($\dot{Q}_{\text{evaporador}}$). Esta representa la carga térmica total de refrigeración.

A partir de esta se desglosaron las cargas térmicas que comprenden este proyecto como carga por producto, aislamiento y un factor de seguridad.

Mediante este análisis se puede determinar la cantidad de agua que se puede enfriar en el evaporador, la misma cantidad se utiliza en el condensador, pero la diferencia de temperatura será distinta.

- **Factor de seguridad**

El factor de seguridad para determinar la capacidad refrigeración a partir de la carga térmica según ASHRAE es de 10% [3]. Por lo tanto, para mantener el 10% de seguridad se trabaja la capacidad de evaporación al 90% ($\dot{Q}_{\text{evap,fs}}$), teniendo lo siguiente:

$$\dot{Q}_{\text{evap,fs}} = 0,9 \cdot \dot{Q}_{\text{evaporador}} = 422,64 \text{ (W)}$$

- **Carga térmica por aislamiento**

La carga térmica por aislamiento ($\dot{Q}_{\text{aislamiento}}$) hace referencia a la transferencia de calor por conducción entre: ambiente interno, paredes y ambiente externo; que se define por la Ecuación 3.5. El contenedor de agua para el evaporador y condensador, se realizó en cristal laminado de 6 (mm) de espesor sin ningún tipo de aislamiento térmico.

$$\dot{Q}_{\text{aislamiento}} = UA(\Delta T)$$

Ecuación 3.5 Tasa de calor perdida por aislamiento.

Por la diversidad de las cargas se puede considerar que la carga térmica más importante sobre la que se selecciona los equipos a menudo oscila entre 0,7 y 0,85 de la carga térmica total [3]. Razón por la que se consideró una pérdida de calor de 20% por aislamiento de la capacidad de refrigeración con factor de seguridad ($\dot{Q}_{\text{evap,fs}}$) y se obtuvo como resultado la carga térmica del agua en el evaporador.

$$\dot{Q}_{\text{agua}} = 0,8 \cdot \dot{Q}_{\text{evap,fs}} = 338,1 \text{ (W)}$$

- **Cantidad de agua como carga térmica**

La carga térmica del agua en el evaporador (\dot{Q}_{agua}) depende de los requerimientos para refrigerar o congelar como: calor a retirar, cantidad de agua, temperaturas y el tiempo requerido para alcanzar temperatura. Al obtener \dot{Q}_{agua} del análisis anterior, se pudo determinar la cantidad de agua necesaria de acuerdo con la Ecuación 3.6.

Como el equipo está diseñado para ser empleado por estudiantes para realizar prácticas. Se desea refrigerar agua hasta los 8 (°C) en 15 minutos, si el agua ingresa a 20 (°C) como se especificó en los parámetros de diseño de la sección 3.1.

$$\dot{Q}_{\text{agua}} = \frac{\text{Calor para refrigerar}}{\text{Tiempo}} = \frac{m_{\text{agua}} \cdot C_{p_{\text{agua,l}}} \cdot (T_{\text{in}} - T_{\text{des}})}{t}$$

Ecuación 3.6 Carga térmica por producto [3].

Donde:

\dot{Q}_{agua} : Carga térmica del agua (kW).

m_{agua} : Cantidad de agua (kg).

$C_{p_{\text{agua,l}}}$: Calor específico de agua líquida (kJ/kg·°C).

T_{in} : Temperatura a la que ingresa agua (°C).

T_{des} : Temperatura a alcanzar (°C).

t : Tiempo para alcanzar temperatura (s).

El valor de $C_{p_{\text{agua,l}}}$ puede ser conseguido en tablas, para agua líquida se tiene un valor de 4,18 (kJ/kg·°C) [2]. Como se aprecia en la Ecuación 3.6, la carga térmica del agua

principalmente se modifica por la cantidad de sustancia a emplear. Las otras variables se consideran constantes a menos que se desee una temperatura o tiempo diferente.

La cantidad de agua necesaria en el evaporador (m_{agua}) fue de 6,03 (kg), es la misma cantidad de agua usada en el condensador para apreciar la recuperación de calor. Por comodidad se expresó la cantidad de agua en unidades de volumen al usarse la relación $1 (\text{kg}_{\text{agua}}) = 1 (\text{lt}_{\text{agua}})$, el volumen de agua que se deposita en cada uno de los contenedores es de:

$$V_{\text{agua}} = 6,0 (\text{lt})$$

Incremento en la temperatura del agua en el condensador

Por fines didácticos la cantidad de agua calculada en el evaporador es la misma cantidad de agua utilizada en el condensador. Considerando que el equipo trabajará durante los 15 minutos con agua estancada en el condensador la temperatura de descarga del compresor y la presión de evaporador también aumentarán durante este periodo de tiempo.

Con este fenómeno considerado en los parámetros de diseño del equipo y utilizando la misma Ecuación 3.6, se puede estimar una temperatura teórica que alcanzará el agua (T_{fin}) a los 15 minutos de funcionamiento.

Para este caso \dot{Q}_{agua} hace referencia a la tasa de calor en el condensador ($\dot{Q}_{\text{condensador}}$), despejando T_{fin} se espera obtener una temperatura cercana a 43,11 ($^{\circ}\text{C}$).

$$\dot{Q}_{\text{agua}} = \frac{\text{Calor recuperado}}{\text{Tiempo}} = \frac{m_{\text{agua}} \cdot C_{p_{\text{agua,l}}} \cdot (T_{\text{fin}} - T_{\text{in}})}{t}$$

Aspectos reales que pueden incrementar la temperatura alcanzada en el agua pueden ser:

- Reducir de la cantidad de agua en el condensador.
- Sobrecalentamiento excesivo del refrigerante a la succión del compresor.
- Sobrecargar con agua el evaporador.
- Carga excesiva de refrigerante en el sistema.

Los tres primeros pueden identificarse en la temperatura del cuerpo del compresor y pueden perjudicar la refrigeración de este. En el caso del último ítem, incrementa el trabajo que debe realizar el compresor, pues debe comprimir mayor cantidad de refrigerante y esto a su vez incrementa la presión y temperatura a la descarga del compresor.

3.2. Intercambiadores de calor tipo espiral sumergido

Los intercambiadores de calor se emplean en diversidad de aplicaciones industriales. Su principio radica en mejorar la transferencia de calor entre dos fluidos sin necesidad de mezclarlos [2].

Debido a la estructura compacta en su manufactura, facilidad de mantenimiento y una alta tasa de transferencia de calor en tuberías tipo serpentín o espiral en procesos industriales, se eligió esta configuración geométrica para la manufactura de los intercambiadores de calor dentro del equipo de refrigeración.

Por tanto, la Figura 3.7 muestra los parámetros necesarios para dimensionar la longitud de los intercambiadores de calor.

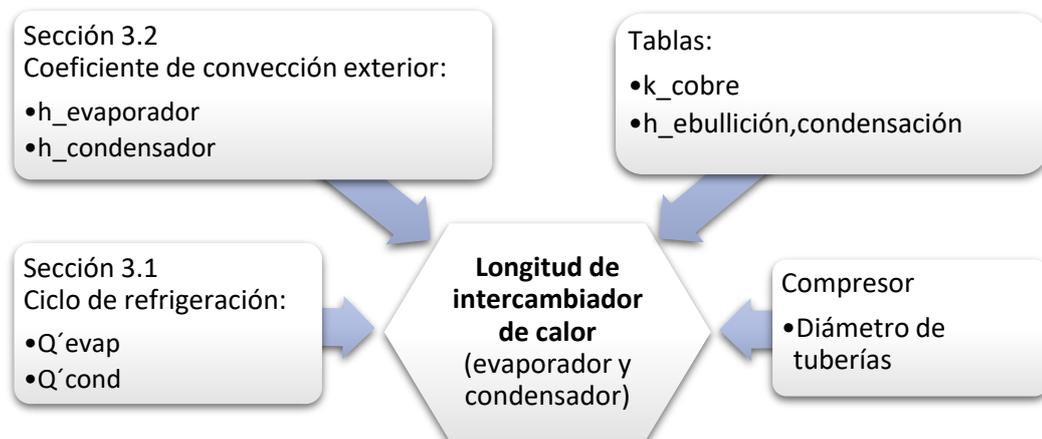


Figura 3.7 Metodología para determinar longitud de intercambiadores de calor.

El proyecto trabaja con los intercambiadores de calor sumergidos en agua estancada. Por tanto, debe analizarse como convección natural entre el intercambiador de calor y el agua.

Este tipo de transferencia de calor depende de varios factores como: geometría, orientación, el material de la superficie y la variación de temperatura entre la superficie y el fluido. Además, intervienen las propiedades termofísicas del fluido a trabajar [5][6].

3.3. Coeficiente de convección exterior.

Para el dimensionamiento de intercambiadores de calor tipo serpentín o espiral, se estudió las correlaciones para espirales sumergidos en convección natural de autores como Ali [18] y Morgan [10].

La bibliografía también indica que se puede aproximar el análisis de los espirales a un cilindro horizontal. La configuración geométrica escogida para los intercambiadores es solamente este cilindro horizontal hecho espiras [10].

Análisis por cilindro horizontal en convección natural

Se decidió utilizar este método porque un serpentín no es más que un cilindro enrollado. La correlación empleada depende del número de Rayleigh, y a su vez este depende del diámetro exterior de la tubería (D) [5]. Se reemplazó el diámetro en la longitud característica de la Ecuación 3.10 expresándose como la Ecuación 3.7:

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} Pr$$

Ecuación 3.7 Número de Rayleigh en función del diámetro externo.

Donde:

Ra_D : Número de Rayleigh en función del diámetro externo

g : Gravedad (9,81 m/s²).

β : Coeficiente de expansión volumétrica (K⁻¹).

T_s : Temperatura de la superficie (K).

T_∞ : Temperatura del fluido lejos de la superficie (K).

D : Diámetro externo (m).

ν : Viscosidad cinemática (m²/s).

Pr : Número de Prandtl.

La Ecuación 3.8 se restringe por $Ra_D \leq 10^{12}$, sin embargo, los valores en el evaporador y condensador cumplían y se hizo uso de esta. Véase la subsección Comparación de métodos, en donde se muestran los valores obtenidos para evaporador y condensador.

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

Ecuación 3.8 Número de Nusselt para cilindro horizontal [5].

Donde:

Nu: Número de Nusselt.

Ra_D: Número de Rayleigh en función del diámetro exterior.

Pr: Número de Prandtl.

Análisis para espirales con correlaciones.

Por la complejidad del estudio de intercambiadores de calor, se revisaron diferentes correlaciones empíricas desarrolladas por autores como Ali [18] y Morgan [10] para comparar el coeficiente de transferencia de calor de convección (h). El coeficiente de convección se lo calculó a partir de otros valores adimensionales como el número de Nusselt o el número de Rayleigh como indica la Ecuación 3.9.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} = C(Gr_{L_c} \cdot Pr)^n = C \cdot Ra^n$$

Ecuación 3.9 Número de Nusselt [5].

Donde:

Nu: Número de Nusselt.

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m²·°C).

L_c: Longitud característica (m).

k: Conductividad térmica del fluido (W/m·°C).

C, n: Constantes que dependen de la configuración geométrica y régimen de flujo.

Gr_{L_c}: Número de Grashof en función de la longitud característica.

Pr: Número de Prandtl.

Ra: Número de Rayleigh.

El número de Nusselt calculado en cada método que se muestra a continuación, fue utilizado el número de Rayleigh o lo que es lo mismo el producto del número de Grashof y el número de Prandtl, como se muestra la Ecuación 3.10.

$$Ra_{L_c} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \cdot Pr$$

Ecuación 3.10 Número de Rayleigh en función de la longitud.

Donde:

Ra_{L_c} : Número de Rayleigh en función de la longitud característica.

g : Gravedad (9,81 m/s²).

β : Coeficiente de expansión volumétrica (K⁻¹).

T_s : Temperatura de la superficie (K).

T_∞ : Temperatura del fluido lejos de la superficie (K).

ν : Viscosidad cinemática (m²/s).

Todas las propiedades termofísicas se evaluaron a la temperatura de película T_f (°C) o (K) que se calcula con la Ecuación 3.11.

Se utilizaron tablas para hallar las propiedades: β , ν , k ; por lo que se utilizó también la presión atmosférica de Quito de 71,9 (kPa).

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Ecuación 3.11 Temperatura de película [5].

Tabla 3.5 Temperaturas de película.

	T_f (°C)
Evaporador	7,5
Condensador	33

Se analizaron dos correlaciones específicas para espirales sumergidos en agua y en proceso de transferencia de calor por convección natural, la primera no se la utilizó porque no cumplía su restricción. Pero la segunda presentó varios rangos de número de Rayleigh y valores de las constantes a utilizar.

- **Correlación de Morgan**

Morgan [10] define una correlación para obtener el número de Nusselt de un serpentín sumergido en agua en función del número de Rayleigh, que depende del diámetro exterior del tubo, idéntico a calcularlo como un tubo horizontal. Nusselt se obtiene de la siguiente forma:

$$Nu_D = C \cdot Ra_D^m$$

Ecuación 3.12 Correlación de Morgan [10].

Donde (D) es el diámetro de la tubería del serpentín y, (C) y (m) son constantes para varios rangos de Rayleigh como muestra la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 Constantes para varios rangos de Rayleigh [10].

Rango de Ra_D	C	m
$10^{-10} - 10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-2} - 10^2$	1,020	0,148
$10^2 - 10^4$	0,850	0,188
$10^4 - 10^7$	0,480	0,250
$10^7 - 10^{12}$	0,125	0,333

En la subsección siguiente se muestran los valores obtenidos para evaporador y condensador.

Comparación de métodos para el coeficiente de transferencia de calor por convección exterior ($h_{convección}$).

Como se indicó en la subsección anterior, el número de Nusselt se obtuvo por los métodos: análisis de cilindro horizontal y la correlación de Morgan.

Al aplicar la Ecuación 3.9 se determinó el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección (h). La longitud característica (L_c) para los métodos desarrollados tiene que ver con el diámetro de la tubería de cobre a utilizar.

Para el compresor se tiene tubos de succión y de descarga con un diámetro interno de 1/4 de pulgada (0,00635 m), razón por la cual se utiliza tubería de cobre con diámetro exterior de 1/4 de pulgada.

Tabla 3.7 Comparación de métodos en evaporador.

Número de Rayleigh en evaporador:				$1,7 \times 10^4$	
conductividad térmica del agua k (W/m·C):				0,5626	
Método	Restricción	C	m	Nu	h_2 (W/m ² ·°C)
Cilindro Horizontal	$Ra_D \leq 10^{12}$	-	-	6,05	536,4
Correlación de Morgan	$10^2 \leq Ra_D \leq 10^4$	0,85	0,188	5,03	469,8

Tabla 3.8 Comparación de métodos en condensador.

Número de Rayleigh en condensador:				$1,9 \times 10^5$	
conductividad térmica del agua k (W/m·C):				0,6076	
Método	Restricción	C	m	Nu	h_2 (W/m ² ·°C)
Cilindro Horizontal	$Ra_D \leq 10^{12}$	-	-	11,4	1066
Correlación de Morgan	$10^4 \leq Ra_D \leq 10^7$	0,85	0,188	10,1	966,7

Los valores del coeficiente de transferencia de calor externo (h_2) obtenidos en las tablas Tabla 3.7 y Tabla 3.8 para los intercambiadores de calor, muestran una relación cercana entre ellas, para este caso de estudio se toma la correlación de Morgan como prioridad para trabajar ya que esta correlación se la usa para los intercambiadores tipo serpentín o espiral sumergidos en agua estancada.

Cálculo de longitud de intercambiadores de calor

Para determinar la longitud de los intercambiadores de calor se empleó de manera combinada la Ecuación 1.7 y Ecuación 1.8 como se muestra a continuación:

$$\dot{Q}_{\text{evaporador}} = \frac{T_{\infty} - T_{\text{evaporación}}}{\frac{1}{(2\pi r_1 L_{\text{evap}})h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(2\pi L_{\text{evap}})k_{\text{cu}}} + \frac{1}{(2\pi r_2 L_{\text{evap}})h_2}}$$

$$\dot{Q}_{\text{condensador}} = \frac{T_{\text{condensación}} - T_{\infty}}{\frac{1}{(2\pi r_1 L_{\text{cond}})h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(2\pi L_{\text{cond}})k_{\text{cu}}} + \frac{1}{(2\pi r_2 L_{\text{cond}})h_2}}$$

En la Tabla 3.9 se muestra cada término necesario y su valor a manera de resumen.

Tabla 3.9 Valores para determinar la longitud de los intercambiadores de calor.

Término	Valor	Unidad
$\dot{Q}_{\text{evaporador}}$	469,6	(W)
$\dot{Q}_{\text{condensador}}$	678,2	(W)
T_{∞}	20	(C)
$T_{\text{evaporación}}$	-5	(C)
$T_{\text{condensación}}$	46	(C)
r_1	0,0023	(m)
r_2	0,0037	(m)
L_{evap}	A calcular	(m)
L_{cond}	A calcular	(m)
h_1	2500	(W/m ² ·°C)
k_{cu}	401	(W/m·°C)

Los coeficientes de transferencia de calor por convección calculados por los dos métodos en la Tabla 3.7 y Tabla 3.8 son los valores entre la superficie de los intercambiadores de

calor y el agua (h_2), los mismos que, en conjunto con los valores de la Tabla 3.9, permiten calcular la longitud por cada intercambiador de calor.

La conductividad del cobre (k_{cu}) se obtuvo del libro de Cengel [5] tabla A3. De igual manera el coeficiente de convección por ebullición y condensación (h_1) comprende valores típicos entre 2500 - 100000 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) [5]. Se eligió 2500 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) por ser el valor más conservador y debido a la complejidad de estudio de transferencia de calor en cambio de fase.

Los diámetros de las tuberías como se explicó en la comparación de métodos, es tubería de 1/4 (in) de cobre con radio (r_2) externo de 0,0032 (m) y radio interno (r_1) de 0,0023 (m).

Con los coeficientes de convección (h_2) de la Tabla 3.7 y Tabla 3.8, y los valores de la Tabla 3.9. Se puede observar que la única incógnita para el evaporador y el condensador es la longitud de la tubería. Por tanto, las longitudes resultantes del estudio se muestran en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Longitudes de intercambiadores de calor.

Longitud evaporador (m)		Longitud condensador (m)	
Cilindro horizontal	Morgan	Cilindro horizontal	Morgan
2,24	2,52	1,90	2,06

Como se muestra en la Tabla 3.10, para el diseño planteado la correlación de Morgan fue el caso de estudio por lo que se dimensionó las longitudes de los intercambiadores de calor con valores redondeados de los obtenidos. Se terminó empleando una longitud de 2 (m) para la tubería del condensador y una longitud de 3 (m) para la tubería del evaporador.

3.4. Elementos del sistema de refrigeración

En la Figura 3.8 se muestran los componentes que conforman el esquema del equipo de refrigeración en el cual se encuentran elementos como el compresor mencionado en la sección 3.1, los manómetros de alta y baja, los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) dimensionados en la sección 3.2, por lo que es necesario seleccionar la VET, y el filtro deshidratador.

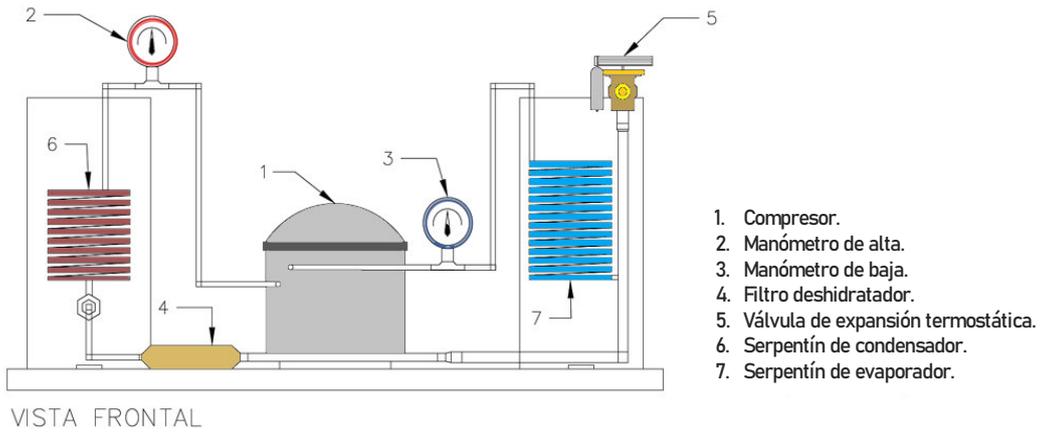


Figura 3.8 Disposición de elementos del equipo de refrigeración.

De igual manera se muestran la tubería de cobre de 1/4 (in), 3/8 (in) y 1/2 (in) utilizadas respectivamente como se muestra en la Figura 3.9, las t's y reducciones para la interconexión de estos elementos como se muestra en la Figura 3.10, entre otros accesorios que para detalles más precisos se encuentran en el Anexo II: Planos estructurales

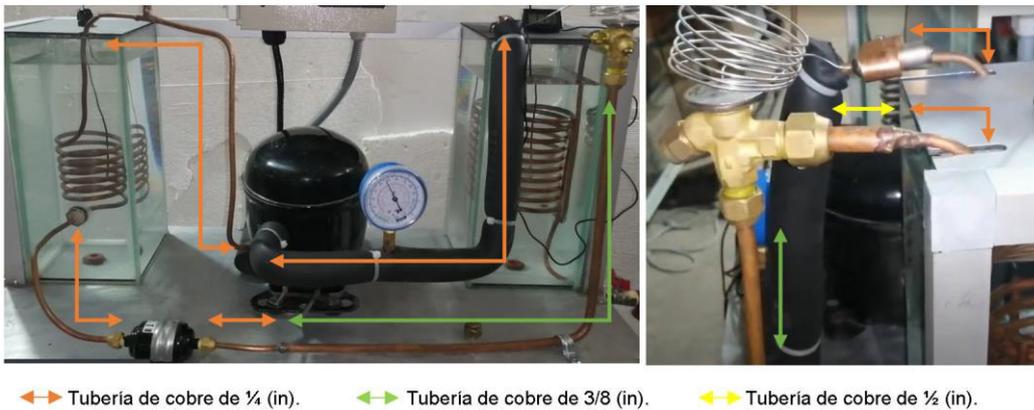


Figura 3.9 Tuberías de cobre utilizadas.



Figura 3.10 Reducciones y T's de cobre utilizadas.

En la Figura 3.10, se observan con mayor detenimiento los elementos que fueron trabajados y dimensionados del equipo de refrigeración. En la parte central del equipo se encuentra el compresor mencionado en la sección 3.1 con el cual se trabajó el ciclo de refrigeración, y a los costados de este se encuentran los intercambiadores de calor, condensador y evaporador, dimensionados en la sección 3.2.

- **Válvula de expansión**

Se seleccionó la válvula de expansión termostática (VET) y el filtro deshidratador con el programa de uso libre de Danfoss llamado *CoolSelector* [11].

Como se muestra en la Figura 3.11 los parámetros ingresados en la parte superior del programa son los parámetros obtenidos en la sección 3.1: capacidad de refrigeración, temperaturas de diseño y temperatura de recalentamiento y subenfriamiento.

Condiciones de funcionamiento					
Capacidad:		Evaporación:		Condensación:	
Capacidad de refrigeración:	0.470 kW	Temperatura:	-5.0 °C	Temperatura:	46.0 °C
Caudal másico en la línea:	0.002976 kg/s	Recalentamiento útil:	12.0 K	Subenfriamiento:	12.0 K
Capacidad de calefacción:	0.615 kW	Recalentamiento adicional:	0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K
Criterios de selección:					
Carga:	100 %				
Caída de presión en el distribuidor:	0 bar				

Figura 3.11 Parámetros de ingreso en el programa *CoolSelector* [11].



Figura 3.12 Válvula de expansión termostática "VET" TENU2 DANFOSS [19].

En la Figura 3.12 se aprecia la válvula VET adquirida, la misma que regula la inyección del refrigerante al evaporador en función del recalentamiento del refrigerante cometido en el bulbo y capilar de este [20].

Considerando el orificio requerido de acuerdo con el refrigerante, la capacidad frigorífica del evaporador y la temperatura de condensación, se adquirió un orificio 00 que permite una capacidad de refrigeración mayor a 1 (kW).

Si la selección del orificio no es la adecuada puede presentar deficiencias en el comportamiento y rendimiento de la VET y por lo tanto en el comportamiento de todo el ciclo.

Este elemento cumple con los parámetros de rendimiento de la Tabla 3.11, dándonos a conocer las capacidades de trabajo en condiciones máximas y mínimas [21].

Tabla 3.11 Parámetros de rendimiento de VET seleccionada [7].

Descripción	Unidad	Entrada
Máxima presión de trabajo, manométrica	(kPa)	3400
Temperatura de evaporización máxima.	(°C)	15,0
Grado de apertura	(%)	100,0
Estado de válvula	-	Abierta
Estrangulado	-	No
Capacidad	(%)	35,46
Capacidad máxima	(kW)	1,210

Selección de elementos secundarios de sistema de refrigeración

- **Manómetros**

En la Figura 3.13, se aprecian instrumentos indicadores de presión, el manómetro azul se usó para mostrar la presión baja hasta los 120 (psi) y el manómetro rojo para mostrar la presión alta hasta los 350 (psi).

Este tipo de instrumentos al ser concéntricos y poseer diferentes escalas graduadas poseen una mayor resolución en su medición y lecturas más precisas respecto a la variable de proceso en las diferentes líneas de presión [12].

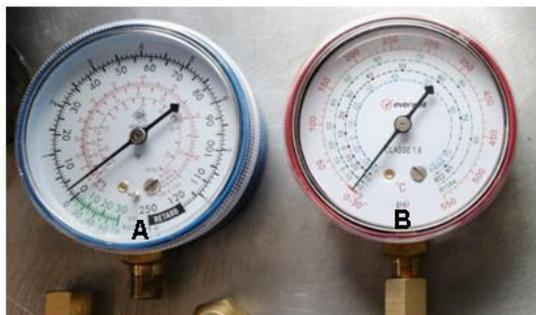


Figura 3.13 Manómetros para R134a.

- **Filtro deshidratador**

Este elemento evita la contaminación de la VET y el compresor por posibles agentes de obstrucción y humedad que pudieron haber quedado dentro del sistema, evitando reparaciones frecuentes y prolongando la vida útil de los elementos del equipo [22].

La Figura 3.14 muestra el filtro deshidratador que se adquirió tomando en cuenta las opciones proporcionadas del programa *CoolSelector*, además de su rendimiento y disponibilidad.



Figura 3.14 Filtro deshidratador Danfoss 2.0 TR DML-032.

Tabla 3.12 Parámetros de rendimiento del filtro deshidratador [7].

Descripción	Unidad	Entrada
Máxima presión de trabajo, manométrica	(kPa)	4600
Temperatura de funcionamiento máxima.	(°C)	70
Temperatura de funcionamiento mínima.	(°C)	-40
Núcleos	-	1
Velocidad	m/s	0,12
Caudal másico	Kg/s	0,0026

3.5. Sistema de control

Esta sección se enfoca en el sistema de control y los instrumentos ocupados para un manejo adecuado del equipo.

Para una operación confiable y estable, el equipo usó instrumentos de lectura (termistores), control (termostato), maniobra (relé) y actuación (compresor). En combinación con otros instrumentos como manómetros, luces piloto y un selector para mantener la operación segura del equipo.

Para evitar conmutaciones innecesarias del relé que comanda el compresor y mantener la vida útil de partes mecánicas internas mientras el equipo se encuentre trabajando, se decidió emplear un control *on/off* para agua refrigerada entre un valor superior de 10 (°C) y un valor inferior de 8 (°C).

Control *ON/OFF* con histéresis

El sistema de control *ON/OFF* se caracteriza por ser un sistema todo o nada. Esto quiere decir que enciende o apaga a un elemento final de control a partir de un valor de consigna o *set point* [12].

Para evitar altas frecuencias de encendido y apagado se trabaja con una banda de histéresis o diferencial como muestra la Figura 3.15, se establece un valor máximo y un valor mínimo donde el elemento a controlar mantenga un estado fijo [12].

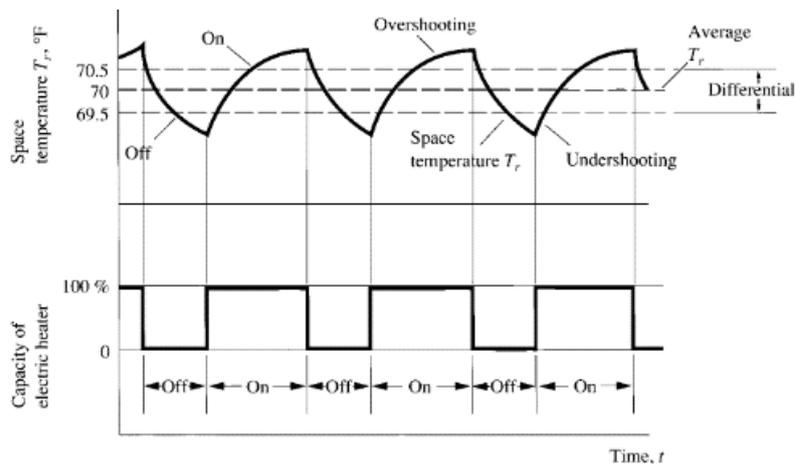


Figura 3.15. Control On/Off con banda diferencial [4].

Sistema eléctrico.

El sistema eléctrico se compone de elementos de maniobra, control, medidores y monitoreo de las diversas variables del equipo para poder realizar el control ON/OFF.

Para indicar la energización del equipo y la activación del compresor se adquirieron dos luces piloto y siguiendo la norma IEC 60204-1 se determinaron los colores de estas como se puede observar en la Figura 3.16, donde la luz de color azul representa un estado de servicio en el que el módulo se encuentra energizado mientras que el color verde representa el encendido y apagado del compresor [23].



Figura 3.16 Luces piloto.

Para energizar el compresor de manera controlada y no depender únicamente de la conmutación de las salidas del controlador de temperatura se usó un selector de dos posiciones como el que se puede observar en la Figura 3.17.

Cuando este se encuentra en la posición 0 no se permitirá el arranque del compresor, pero cuando el selector se encuentra en la posición 1 dará arranque al compresor para cumplir el ciclo de refrigeración.



Figura 3.17 Selector de 2 posiciones.

En la Figura 3.18 se observa el medidor de energía eléctrica que se utilizó para poder visualizar valores como voltaje, corriente, potencia, frecuencia y factor de potencia consumidas por el compresor.



Figura 3.18 Medidor de energía eléctrica.

Sistema de control

Se ocupó un termostato STC 3008 como unidad de control para el módulo implementado, ver la Figura 3.19. El equipo fue seleccionado de acuerdo a la necesidad de medir y visualizar la temperatura del agua en el evaporador y el condensador simultáneamente.



Figura 3.19 Termostato STC 3008.

Las características principales del controlador STC-3008 son:

- Pantalla independiente para cada grupo.
- Rango de temperatura: -55 (°C) a 120 (°C).
- 2 termistores NTC de 10 (kΩ).
- Resolución de 0,1 (°C).
- Precisión de 1 (°C).
- Fuente: 110-220 (Vac) / 50-60 (Hz).

Los parámetros que maneja el controlador son 4 que se distribuyen de acuerdo con la Tabla 3.13. De acuerdo con el diseño del equipo se configuró los parámetros P2 y P3 con valores de 4 (°C) y 50 (°C) respectivamente.

Tabla 3.13. Parámetros de controlador STC 3008 [12].

Parámetro	Descripción	Valor mínimo	Valor máximo	Valor por defecto
P0	Retardo de encendido de grupo 1.	0 (min)	60 (min)	0 (min)
P1	Retardo de encendido de grupo 2.	0 (min)	60 (min)	0 (min)
P2	Alarma de alta temperatura	P3	120 (°C)	120 (°C)
P3	Alarma de baja temperatura	-55 (°C)	P2	-55 (°C)

Se ocupó un lazo cerrado como muestra la Figura 3.20 tomando como referencia la temperatura deseada de refrigeración de 8 (°C) para realizar el control ON/OFF con banda de histéresis. Empleando una diferencia de dos grados encendiendo el equipo nuevamente a los 10 (°C).

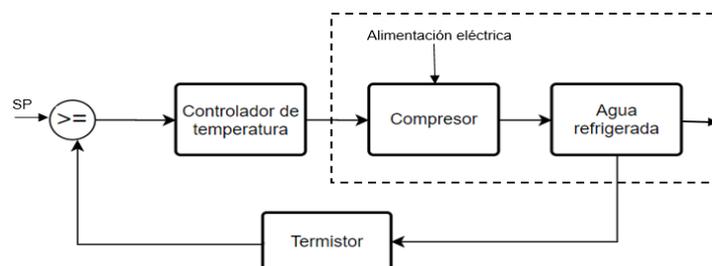


Figura 3.20. Lazo de control de temperatura.

En el controlador de temperatura STC-3008 configuró los dos valores deseados para el control antes mencionado, en donde si la temperatura sale de estos valores este tomará la acción de desconectar o conectar el suministro eléctrico al compresor para trabajar dentro de los valores de temperatura del agua en el evaporador.

En la Figura 3.21 se aprecia las conexiones del controlador de temperatura para gobernar el equipo. Se utilizan los relés del controlador en serie como seguridad para evitar el encendido del compresor si el agua en el condensador supera los 50 (°C).

En la sección Anexo III: Planos (Eléctrico y P&ID) puede observarse a manera detallada el plano eléctrico y la totalidad de elementos como: protecciones eléctricas, selector de mando, relé de potencia, luces piloto, borneras, compresor, controlador y medidor de energía.

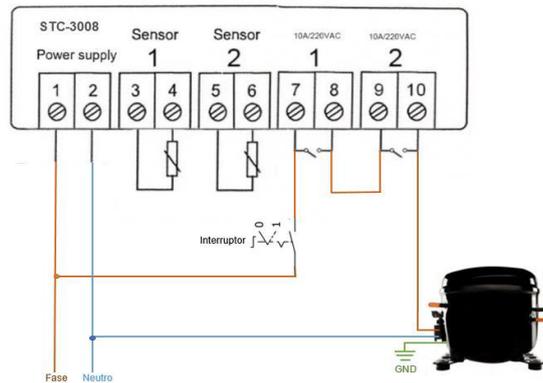


Figura 3.21. Conexión básica de sistema de control.

3.6. Montaje y ensamble de equipo

Estructura.

En la Figura 3.22 se muestra la estructura de aluminio en donde se sitúa el equipo de refrigeración, en el Anexo II: Planos estructurales se detalla toda la estructura y sus elementos.

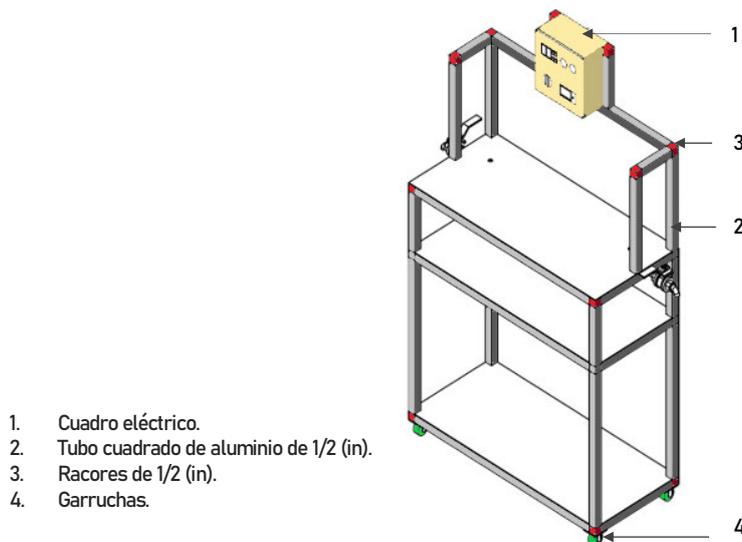


Figura 3.22 Estructura de aluminio para el equipo de refrigeración.

En la Figura 3.23 se muestra como la estructura se encuentra construida con tubería cuadrada de aluminio de 1/2 (in), y que se encuentra unida mediante racores de 1/2 (in) de 90 grados con 2, 3 y 4 salidas, además, para su traslado se le agregaron 4 ruedas o garruchas en la parte inferior del módulo.



- Racores de 1/2 (in) de 90 grados.
- Tubo de aluminio de 1/2 (in).

Figura 3.23 Racores y tubo de aluminio de 1/2 (in).

En la Figura 3.24 se muestra la base en donde irán asentados los elementos del equipo de refrigeración, así como los tanques de agua, se colocó una plancha de aluminio siendo esta una plancha de aluminio de 4 (mm) de espesor que fue sujeta mediante tornillos de 8 (mm) de cabeza.



- Plancha de aluminio.
- Tornillos de ajuste.

Figura 3.24 Base de aluminio para sujeción de elementos.

En la Figura 3.25 se muestra la fijación del tanque del condensador y del evaporador a la estructura, de igual forma se aprecia como en la parte central de este tiene un buje. Este buje forma parte de la acometida realizada en PVC para la facilitación de la extracción de agua mediante una llave de paso tipo bola en la parte inferior de los tanques de cada intercambiador de calor como se muestra en la Figura 3.26.

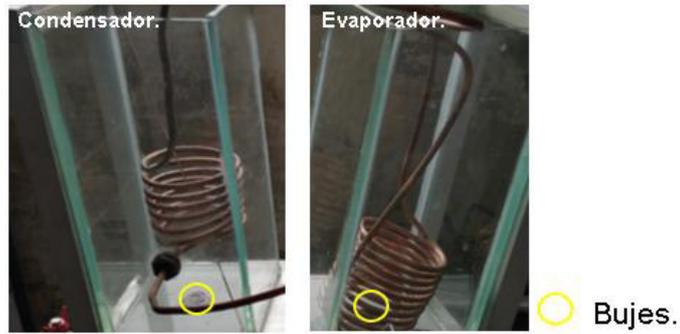


Figura 3.25 Fijación de tanques e inserción de bujes.

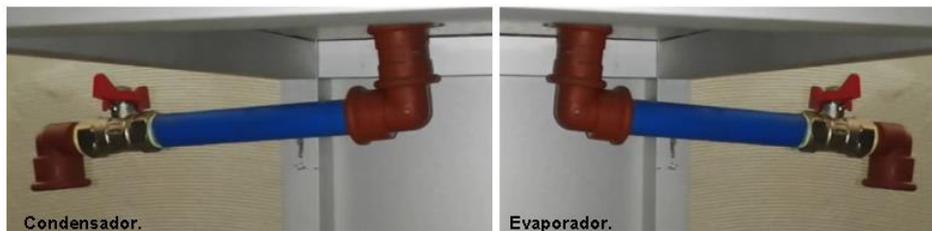


Figura 3.26 Cometida de extracción de agua.

Ensamble del equipo.

El proceso de soldadura utilizado en este módulo conocida por su acrónimo en inglés OAW o soldadura oxiacetilénica. Se utilizó con una varilla de plata al 5% para materiales de cobre y sus aleaciones [24].

Se ocupó un cilindro de oxígeno y uno de acetileno con sus respectivos reguladores, soplete y válvula de control de gas formando el equipo para esta soldadura [24].

En la Figura 3.27 se muestran los cilindros correspondientes al oxígeno y acetileno a un costado del módulo.



Figura 3.27. Tanque de acetileno, oxígeno y nitrógeno.

Se abrieron los reguladores de ambos cilindros y con la válvula de control de gas del soplete se reguló la cantidad de oxígeno y acetileno en relación de 1:1 para crear una llama neutra para la soldadura [24].

El proceso de soldadura comenzó por la descarga del compresor como se puede observar en la Figura 3.28 conectando la tubería de 1/4 (in) que se soldó con el acople del manómetro de alta y esta con la entrada del serpentín del condensador.



Figura 3.28 Soldadura descarga del compresor.

En la Figura 3.29 se realizó el montaje del filtro deshidratador, utilizando tuercas reforzadas para su sujeción, una vez colocado el filtro deshidratador se procedió a soldar extensiones al serpentín del evaporador las mismas que sirvieron como trípode y lo sostuvieron en el centro del tanque de agua correspondiente, tal como se puede observar en la Figura 3.30.

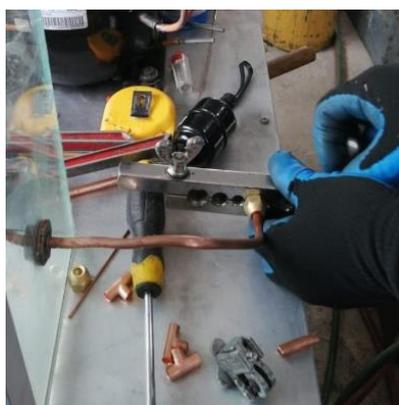


Figura 3.29 Montaje de filtro deshidratador.



Figura 3.30 Soldadura de trípode y acople para evaporador.

Desde el filtro deshidratador se hizo un acople con tubería de cobre flexible de 1/4 (in) y de 3/8 (in), mediante roscas reforzadas se sujetaron a la entrada de la VET.

Para la salida de la VET se realizó un acople con tubería de cobre de 1/2 (in) y 3/8 (in) para soldar a la entrada del serpentín del evaporador por la parte inferior, como se puede ver en la Figura 3.31.



Figura 3.31 Ubicación de VET con tuercas reforzadas.

En la Figura 3.32 se observa como la salida por la parte superior del serpentín del evaporador se soldó con el acople del manómetro de baja y esta última a la succión del compresor.



Figura 3.32 Soldadura a la succión del compresor.

Una vez que se finalizó con la soldadura de todos los elementos del módulo se procedió a ajustar los manómetros de alta y baja, así como las tuercas del filtro deshidratador y VET con la utilización de llaves de ajuste, como se puede observar en la Figura 3.33.



Figura 3.33 Sujeción de elementos a rosca.

En el Anexo III: Planos (Eléctrico y P&ID), se encuentra la representación en diagrama P&ID del módulo de refrigeración de acuerdo con la norma ANSI/ISA 5.1 para la representación de elementos y lazos de control [28].

3.7. Pruebas

Prueba de fugas

Para verificar fugas en las uniones roscadas y puntos de soldadura se realizó la presurización con nitrógeno en el módulo [25].

Se conectó en serie el nitrógeno a la parte alta del reloj de refrigeración y esta a la tubería de servicio del compresor llegando a cargar el sistema a una presión de 150 (psi), como se puede observar en la Figura 3.34.



Figura 3.34 Presurización con nitrógeno al módulo.

Se colocó agua con detergente en cada unión de soldadura y en cada unión realizada con las roscas, como se puede observar en la Figura 3.35, con el fin de buscar fugas en estas. Este proceso tardó 25 (min) en ser realizado.



Figura 3.35 Verificación de fugas en uniones soldadas y roscadas.

Generación de vacío

Al terminar con la presurización del módulo y con la seguridad de que la soldadura y uniones se encontraban bien realizadas se procedió a la generación de vacío en el sistema para la eliminación del aire y humedad dentro del módulo [25].

En la Figura 3.36 se observa la conexión de la parte baja del reloj de refrigeración la tubería de servicio del compresor y en la parte media la bomba de vacío, este proceso tardo 20 (min) en ser realizado debido a que el módulo es relativamente pequeño.



Figura 3.36 Generación de vacío con bomba.

Carga de gas refrigerante R-134a

Posterior a realizar el proceso de vació, se conectó el tanque del gas refrigerante R134a en la manguera de servicio del juego de manómetros, y con el cuadro de control eléctrico previamente realizado se encendió el módulo, para la realización de carga del gas, como se puede observar en la Figura 3.37.



Figura 3.37 Cilindro de gas refrigerante.

3.8. Análisis de resultados.

Para comprobar el rendimiento del módulo se realizaron varias pruebas de funcionamiento registrando los valores obtenidos cada 2 minutos por un periodo de 20 minutos para el encendido y para el módulo apagado cada 10 o 15 minutos por un periodo cercano a 2 horas.

Las pruebas de funcionamiento se lo realizaron mediante el control ON/OFF efectuado con el controlador STC-3008 configurado con un valor de temperatura de corte de 8 (°C) y un valor de encendido de 10 (°C) para el agua en el evaporador, llegando a realizar 3 encendidos y 3 apagados del equipo.

Temperatura del agua en el condensador y evaporador.

Se realizó la medición de temperatura en ambos tanques de agua mediante los sensores de temperatura NTC del controlador.

En la Figura 3.38 se observa que en el momento en el que se enciende el compresor la temperatura del condensador y la del evaporador que se encuentran a la misma temperatura comienza a ascender y descender respectivamente hasta llegar a su valor de corte por temperatura.

Una vez apagado el compresor se espera a que la temperatura del evaporador se estabilice y comience a ascender hasta llegar a su valor de 10 (°C) en donde el controlador enciende nuevamente el compresor.

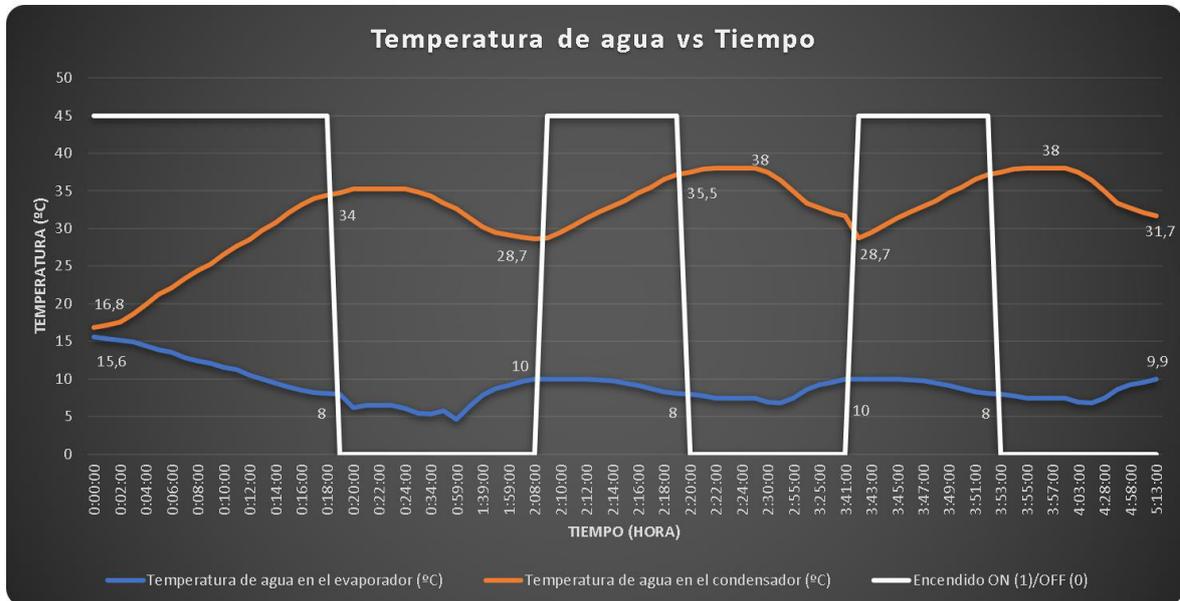


Figura 3.38 Temperatura de tanques de agua en función del tiempo.

Se toma en cuenta el primer encendido y el primer apagado del sistema ya que estos parten desde condiciones ambientales. El tiempo para llegar a las condiciones de diseño fue de 19 (min) tal como se muestra en la Tabla 3.14.

Como la temperatura de evaporación del refrigerante es menor al punto de congelación del agua, alrededor del serpentín se formó hielo. Una vez apagado el módulo el agua en el tanque del evaporador desciende a una temperatura de 4,6 (°C) a los 35 (minutos).

Para generar un segundo encendido como se muestra en la Figura 3.38. Se esperó hasta que el agua en el evaporador alcanzó los 10 (°C) en un tiempo de 1 hora con 50 minutos.

Tabla 3.14 Temperaturas del evaporador y condensador.

	Temperatura del módulo (°C)	Temperatura de película (°C)	Temperatura deseada (°C)	Tiempo (min)
Evaporador	8	7.5	8	19
Condensador	34.7	33	43.11	

Presión de alta y baja en el equipo de refrigeración.

En la Figura 3.39, se muestran las presiones de alta y baja tabuladas con las lecturas de los manómetros correspondientes ubicados en el módulo de refrigeración.

La Figura 3.39 muestra que en condiciones iniciales las presiones manométricas de alta y baja se encuentran igualadas en 50 (psig), cuando el compresor se enciende la presión de alta sube a 110 (psig) y la de baja se encuentra en 6,3 (psig). Hasta realizar el primer apagado las presiones ascienden hasta que la presión de alta llega a 171 (psig) y la de baja 11 (psig), una vez apagado el compresor las presiones se estabilizan en 40 (psig).

En el tiempo que dura apagado el compresor se observa como la presión sube de 40 (psig) en ambas gráficas de manera similar hasta llegar a 50 (psig) en donde el controlador enciende nuevamente el compresor.

En estos dos encendidos la presión mínima es de 140 (psig) hasta 179 (psig) en el condensador y en el evaporador de 8 (psig) a 11,2 (psig), y en sus dos apagados la presión es similar y asciende de 40 (psig) a 50 (psig).

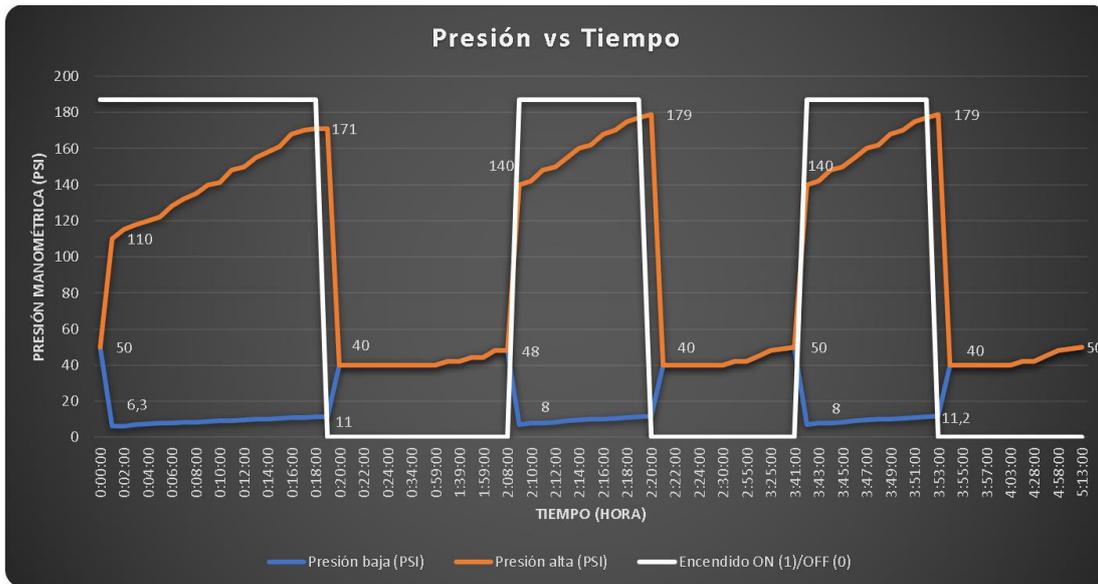


Figura 3.39 Variable física de presión en función del tiempo.

El compresor del módulo en su descarga aumenta la presión del refrigerante haciendo que este pase por el serpentín del condensador, el filtro deshidratador hasta llegar a la VET la cual disminuye la presión y pasa al serpentín del evaporador y llega a la succión del compresor, debido a eso se colocaron los manómetros que se muestran en la Figura 3.13.

Como se ha mencionado en el apartado anterior las presiones leídas en los manómetros son presiones manométricas, para poder saber el comportamiento con respecto al refrigerante es necesario tener la lectura de la presión absoluta.

$$P_{ABS} = P_{MANOMÉTRICA} + P_{ATMOSFÉRICA}$$

Ecuación 3.13 Presión absoluta [2].

Donde:

P_{ABS} : Presión absoluta (kPa)

$P_{MANOMÉTRICA}$ Lectura de manómetros (kPa)

$P_{ATMOSFÉRICA}$ Presión en la ciudad de Quito de 71,9 (kPa)

En la Ecuación 3.13, se muestra cómo se puede obtener la presión absoluta, en donde variará si el módulo se localiza a distintas alturas sobre el nivel del mar [2].

En la Tabla 3.15, se muestran las presiones obtenidas del módulo realizadas en el primer encendido, tomando en cuenta la presión absoluta del módulo y en comparación con las tablas de propiedades termodinámicas del refrigerante trabajado [26], el sistema se encuentra trabajando dentro de los rangos operativos de este.

Tabla 3.15 Presiones del evaporador y condensador.

	Presión manométrica (psig)	Presión manométrica (kPa)	Presión absoluta (kPa)	Tiempo (min)
Evaporador	11.5	79,289	151,189	19
Condensador	171	1179	1250,9	

Propuesta de mejora del equipo con sistema de recirculación de agua.

Es necesario implementar un sistema de recirculación de agua en el intercambiador de calor del condensador del módulo de refrigeración para mejorar la transferencia de calor entre el serpentín al medio (agua).

Se reduce el sobrecalentamiento del refrigerante R134a a la succión del compresor. Por lo tanto, se puede tener una temperatura y presión de condensación más estable dentro del sistema de refrigeración todo el tiempo y se reduce el trabajo sobre el compresor.

Al utilizar este sistema de recirculación de agua en el condensador se podrá cargar más refrigerante si el agua recirculada es enfriada por otro sistema y teniendo como resultado una mayor capacidad de refrigeración.

El incremento del caudal del refrigerante debe ser tomado en cuenta. El filtro deshidratador con su capacidad actual no podrá satisfacer los parámetros de trabajo, por ende, se deberá cambiar a uno de mayor capacidad que esté disponible en el mercado y que se ajuste a las características de trabajo.

Implementación del sistema de recirculación de agua.

La idea de este sistema de recirculación es aprovechar la parte inferior de los espacios disponibles en la estructura como se puede observar en la Figura 3.40 para colocar un reservorio de agua y una bomba de agua debido a que es un equipo pequeño.

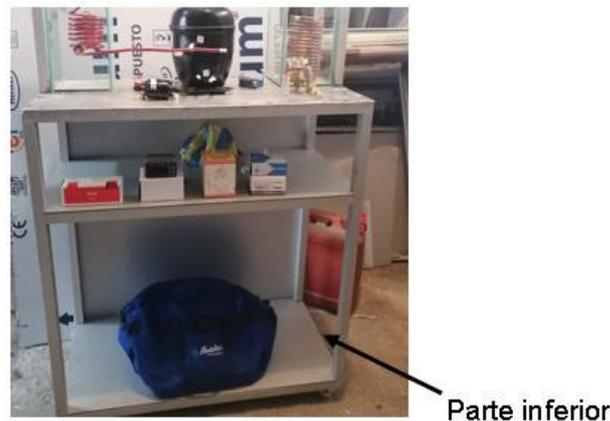


Figura 3.40 Espacios disponibles de la estructura del módulo.

Se aprovecharía el codo que sale de la llave de paso, como se muestra en la Figura 3.41 para que este se conecte mediante tubería PVC de $\frac{1}{2}$ (in) y se lo deposite en el reservorio.

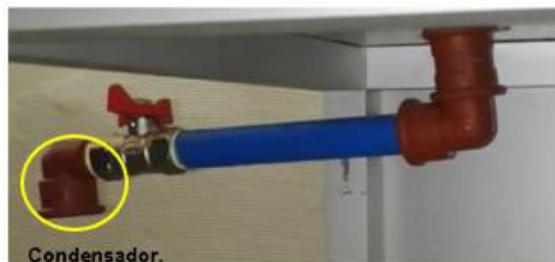


Figura 3.41 Codo cachimba saliente de la llave de paso.

La entrada de la bomba de agua estaría conectada al reservorio ubicado en la parte inferior de la estructura, y conectada a la salida, una red de tubería PVC que lleve el agua a la entrada del tanque de agua del condensador.

Además, se deberá crear un control eléctrico adicional del sistema de bombeo. Se puede implementar usando un control externo al existente, mediante un presostato conectado a la salida del compresor para controlar el encendido del sistema de bombeo. O empleando el relé del controlador STC-3008, utilizado como seguridad para desenergizar el equipo por alta temperatura.

3.9. Manual de Uso y Mantenimiento

Los manuales de uso y mantenimiento son guías que se han desarrollado para operar y mantener el equipo en condiciones óptimas.

Se dividió en manual de uso, manual de mantenimiento preventivo y manual de mantenimiento correctivo. Además, se presentan párrafos que muestran el contenido general existente en los mismos.

Los manuales antes mencionados detallan en el Anexo IV: Manual de uso y mantenimiento.

- Manual de uso

Se muestra el uso de elementos del equipo como controlador de temperatura, medidor de energía eléctrica, válvula de expansión termostática y lo que se busca conseguir mediante la realización de las prácticas establecidas.

- Manual de mantenimiento preventivo

Se presenta una guía con una serie de actividades que permite realizar un seguimiento adecuado para verificar el estado de los componentes del circuito de refrigeración y el circuito de control eléctrico.

- Manual de mantenimiento correctivo

Se presentan posibles fallos que comprenden la parte de control eléctrico y el funcionamiento del ciclo de refrigeración. Como los fallos pueden ser causados por diversas circunstancias, se presenta también un instructivo para que el operario pueda diagnosticar la falla descartando posibles causas.

Se realizaron dos videos de los cuales uno de ellos explica el funcionamiento del módulo didáctico y el otro indica el manual de uso y mantenimiento a ser realizados en el módulo.

El ingreso a estos videos se los realiza mediante los códigos QR que se encuentran en la Figura 3.42 y en la Figura 3.43.



Figura 3.42 Funcionamiento del módulo y resultados.



Figura 3.43 Manual de uso y mantenimientos.

3.10. Hojas guías

Las hojas guías se desarrollaron con el fin de que el estudiante adquiriera la capacidad de comprender el funcionamiento del ciclo de refrigeración. Así como la identificación de componentes y la importancia de las aplicaciones de refrigerantes y equipos.

Se las pueden encontrar en el Anexo V: Hojas guías de laboratorio

Reconocimiento, manejo de instrumentos y funcionamiento de equipo de refrigeración

Con el objetivo de que el estudiante reconozca y aprenda a manipular los instrumentos del equipo de refrigeración. Se busca que el estudiante comprenda la interacción de los instrumentos en el circuito de refrigeración y que de esta manera puedan relacionarse no solamente con equipos de condensador enfriados por aire sino también con equipos de condensador enfriados por agua.

Y la importancia de comprender y diagnosticar el funcionamiento de un equipo real respecto a factores que modifican el comportamiento de este. Principalmente el medio en que rodea los intercambiadores de calor y la selección adecuada del refrigerante, dependiendo de la aplicación con la que se diseña el sistema de refrigeración.

Ciclo de refrigeración y carga térmica en intercambiadores de calor

El objetivo de esta práctica radica en desarrollar en el estudiante la habilidad de justificar criterios de diseño a partir de la comparación entre el diseño del ciclo ideal de refrigeración y el equipo implementado.

Se lo puede abordar desde diferentes puntos de vista como: el cumplimiento del tiempo para refrigerar el agua, las presiones de trabajo se acerquen a las de diseño, la obtención de la tasa de calor para verificar la elección adecuada de equipos como el compresor, válvula de expansión, filtros e intercambiadores de calor.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- La implementación del módulo de enfriamiento y calentamiento de agua tiene la finalidad de que los estudiantes de la carrera de Tecnología Superior en Electromecánica desarrollen habilidades técnicas y un pensamiento crítico sobre el funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión de vapor y esto sea relacionado con los conocimientos adquiridos dentro de la materia.
- Se tomaron en cuenta las presiones, temperaturas de diseño, y las propiedades del refrigerante R134a para determinar las distintas propiedades termodinámicas ideales. Teniendo en cuenta estas propiedades y sabiendo la eficiencia isentrópica del compresor para calcular la entalpía real a la salida del compresor, se obtuvo el trabajo del compresor, la tasa de calor en el evaporador y condensador y bajo estas condiciones se consiguió el doble del coeficiente de rendimiento para refrigeración ($COP=2,25$) y más del triple del coeficiente de rendimiento para la calefacción ($COP=3,25$) por energía consumida.
- Se trabajó con la correlación de Morgan para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección ya que aplica a espirales sumergidas en agua estancada. Para la validación de los datos obtenidos de la longitud del serpentín se utilizó la correlación de cilindro horizontal porque un espiral no es más que un cilindro horizontal enrollado, en la comparación de los resultados de ambos métodos se obtuvo un margen de error para el condensador de 7,7 % y para el evaporador de 11%.
- Entendiendo que, incrementar la temperatura del agua en el condensador no solo incrementa el trabajo del compresor sino también la temperatura y presión de descarga del compresor, se decidió realizar un doble cálculo de la temperatura de condensación en el diseño del ciclo de refrigeración. Esto permitió considerar el trabajo adicional del compresor, el dimensionamiento correcto del condensador y la selección adecuada de la válvula de expansión y el filtro deshidratador.
- Se utilizó un controlador o termostato STC-3008 para realizar el control ON/OFF con banda de histéresis del equipo de refrigeración. Este fue configurado con la temperatura del tanque del evaporador para que corte la energía del equipo a 8 (°C) y lo vuelva a encender a 10 (°C). Este control ON/OFF fue implementado porque el sistema no requiere de controles más complicados, además el tiempo de respuesta de la variable de proceso a controlar (temperatura) es muy lento.

- La distancia de separación entre los elementos es corta, por lo tanto, el módulo implementado es pequeño en su capacidad de almacenar refrigerante en él; para no exigir mayor potencia al compresor durante el funcionamiento, la cantidad de refrigerante cargada al equipo no permitió alcanzar los 22 (psig) para evaporar R134a a -5 (°C). Por lo tanto, esta falta de refrigerante mantiene al equipo trabajando a presiones menores a las deseadas, esto resultó en un aumento de 4 minutos de los 15 minutos estimados para refrigerar agua a 8 (°C) considerando que es un tiempo adecuado para que los estudiantes puedan realizar las prácticas.
- Considerando que es utilizada una misma cantidad de agua en el evaporador y condensador, se observa que por cada grado Celsius que el agua se refrigera en el evaporador, el agua en el condensador incrementa en un valor superior a los 2,3 (°C). Por lo tanto, la tasa de calor rechazada en el condensador es mayor a la tasa de calor absorbida en el evaporador.
- Las longitudes de los intercambiadores de calor empleados también afectaron al comportamiento del ciclo de refrigeración. Al redondear la longitud del serpentín del evaporador a 3 (m), los 50 (cm) de tubería adicionales permitieron al refrigerante sobrecalentarse más e incrementó el trabajo del compresor. Sin embargo, el compresor recuperado solventó este y otros aspectos semejantes ya que el mismo es capaz de otorgar una potencia mayor o igual a 1/3 (HP).
- La implementación del módulo didáctico utilizó un capital de 510,00 USD. Un porcentaje del 42,13% corresponde a los elementos del circuito de refrigeración como: controlador, compresor, tubería de cobre, filtro deshidratador, la VET y el orificio; adicionalmente un porcentaje de 20,98% fue necesario para asegurar el montaje, proceso de soldadura y limpieza interna del circuito de refrigeración, el valor restante de 36,89% fue ocupado para la elaboración de la estructura del módulo. Por lo tanto, el costo del proyecto total en comparación con equipos ya existentes en el mercado tiene un precio razonable y fue completamente accesible para su elaboración partiendo desde su diseño.

4.2. Recomendaciones

- Para una correcta utilización del módulo didáctico se recomienda tener en cuenta los manuales de uso y mantenimiento para mantener la eficiencia en el equipo de refrigeración y alargar la vida útil sin daños ocasionados por un mal uso del equipo.
- Para soldar los elementos dentro del equipo de refrigeración es recomendable utilizar la soldadura autógena por fusión con llama, oxiacetilénica o también

conocida como OXIGAS utilizando una varilla de aporte de plata al 5% ya que se tiene un mejor control del calor y temperatura de la llama neutra al soldar en materiales no ferrosos como el cobre.

- Se recomienda presurizar el equipo de refrigeración con nitrógeno seco, ya que su presión dentro del sistema no es alterada con la temperatura externa del medio, además, este gas no tiene reacción química si en caso dentro del equipo se mezcla con otros gases u otros compuestos y finalmente este gas desplaza el aire que se encuentra dentro de las tuberías de cobre evitando la formación de óxido dentro de estas.
- Si el circuito de refrigeración se abre e ingresa aire, es necesario el reemplazo del filtro deshidratador. Para la puesta en marcha el equipo debe seguir los pasos especificados en el manual de mantenimiento correctivo del equipo, respetando la limpieza del equipo y la generación de vacío.
- Para evitar recalentamientos excesivos de los serpentines, se puede considerar incrementar la capacidad de circulación de refrigerante con la adición de un acumulador de líquido, incrementando la longitud de la línea de alta presión y como consecuencia del incremento del caudal de refrigerante se debe colocar un filtro deshidratador de mayor capacidad.
- El equipo opera mediante transferencia de calor por convección natural, por lo que la transferencia de calor es lenta; para mejorar y acelerar el proceso de transferencia de calor se puede implementar un sistema secundario que recircule el agua de los contenedores mediante la utilización de un sistema de bombeo que ofrezca caudales constantes y bajas presiones, puede usarse una bomba centrífuga, por ejemplo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] IRENA, *Renewable energy in district heating and cooling: A sector roadmap for Remap*. 2017.
- [2] Y. Cengel and M. Boles, *TERMODINÁMICA*, 8va ed. McGraw Hill, 2015.
- [3] ASHRAE, *ASHRAE handbook-Refrigeration (SI)*. ASHRAE, 2018.
- [4] ASHRAE and S. Wang, *ASHRAE Handbook of air conditioning and refrigeration*, 2nd ed. McGraw-Hill, 2015.
- [5] Y. Cengel and A. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa*, 4ta Edició. McGraw Hill, 2011.
- [6] F. P. Incropera and D. P. Dewitt, *Fundamentos de transferencia de calor*, 4th ed. Mexico: Prentice Hall, 1999.
- [7] Danfoss, "Thermodynamic limitations and opportunities for reaching high energy-efficient refrigeration, heat pump and air conditioning systems," 2010.
- [8] F. Kreith, R. M. Manglik, and M. S. Bohn, *Principios de Transferencia de Calor*, vol. 1. 2015.
- [9] R. H. Sampieri, *Metodología de la investigación.*, Sexta Edic. Mexico D.F.: McGraw Hill, 2014.
- [10] R. E. M. JR., "Model for an immersed, collector side heat exchanger," University of Wisconsin, 1987.
- [11] Danfoss, "Coolselector 2." Danfoss.
- [12] A. Creus, *Instrumentación industrial*, 8va ed. Alfaomega, 2010.
- [13] West Arco, "Manual de soldadura," *ESAB*, vol. 2, p. 207, 2015.
- [14] O. A. O. Giovanni Barletta ONU Ambiente, "Buenas prácticas en los procesos de instalación y mantenimiento de sistemas de refrigeración y aire acondicionado," p. 136, 2021.
- [15] EPA, "State of the art survey of motor technology applicable to hermetic compressors for domestic refrigerator/freezer." 1993.
- [16] J. M. Franco L, *Manual de refrigeración*. Barcelona, 2006.
- [17] Danfoss, *Refrigeration - an introduction to the basics*, vol. 6, no. 3. Nordborg, 2007.

- [18] M. Ali and S. Sadek, "Free Convection Heat Transfer from Different Objects," *IntechOpen*, pp. 9–11, Jun. 2018, doi: 10.5772/intechopen.75427.
- [19] Danfoss, "Thermostatic Expansion Valves," *Thermostatic expansion valves*. pp. 1–20, 2019.
- [20] Danfoss Inc, "T2 , TE2: Válvulas de Expansión Termostática Datos técnicos y pedidos."
- [21] R. Domínguez, "Conceptos sobre VET," pp. 1–17, 2013.
- [22] Danfoss, "Filtros secadores y Visores de líquido," *Refrig. air conditioning*, p. 16.
- [23] AENOR, "Norma internacional CEI IEC 60204-1," vol. 4, p. 34, 1998.
- [24] S. A. INDURA, "Sistema de Materiales y Soldadura," *Recuperado de [http://www.indura.com.ec/_file/file_2182_manual% 20de% 20soldadura% 20indura](http://www.indura.com.ec/_file/file_2182_manual%20de%20soldadura%20indura)*, 2007. .
- [25] V. R. . WELFORT, "Manual de buenas prácticas en Refrigeración," no. 6, pp. 1–56, 2019.
- [26] G. F. Hundy, A. R. Trott, and T. C. Welch, "Refrigerants," *Refrig. Air Cond. Heat Pumps*, pp. 41–58, 2016, doi: 10.1016/b978-0-08-100647-4.00003-6.

ANEXOS

Índice de anexos

Anexo I: Certificado de funcionamiento.

Anexo II: Planos estructurales.

Anexo III: Planos (Eléctrico y P&ID).

Anexo IV: Manual de uso y mantenimiento.

Anexo V: Hojas guías de laboratorio.