

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR
DE 1HP DE CAPACIDAD QUE USA REFRIGERANTE R404A, CON
VARIACIÓN DEL MEDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL
EVAPORADOR Y DEL CONTROL DE FLUJO DE REFRIGERANTE
PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA DEL
D.E.C.E.M.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

Desarrollado por:

**JUAN ANÍBAL MARTÍNEZ ALMEIDA
CÉSAR ENRIQUE ZAMBRANO IBARRA**

**DIRECTOR: Ing. Ángelo Villavicencio
CODIRECTOR: Ing. Ernesto Soria**

Sangolquí, 2011-09-29

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR DE 1HP DE CAPACIDAD QUE USA REFRIGERANTE R404A, CON VARIACIÓN DEL MEDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL EVAPORADOR Y DEL CONTROL DE FLUJO DE REFRIGERANTE PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA DEL D.E.C.E.M.” fue realizado en su totalidad por JUAN ANÍBAL MARTÍNEZ ALMEIDA y CÉSAR ENRIQUE ZAMBRANO IBARRA, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Ángelo Villavicencio

DIRECTOR

Ing. Ernesto Soria

CODIRECTOR

Sangolquí, 2011-09-29

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR DE 1HP DE CAPACIDAD QUE USA REFRIGERANTE R404A, CON VARIACIÓN DEL MEDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL EVAPORADOR Y DEL CONTROL DE FLUJO DE REFRIGERANTE PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA DEL D.E.C.E.M.”

ELABORADO POR:

JUAN A. MARTÍNEZ ALMEIDA

CÉSAR E. ZAMBRANO IBARRA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Ing. Xavier Sánchez

DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANGOLQUÍ, 2011-09-29

DEDICATORIA

El presente trabajo, lo dedico a Dios por darnos salud y fuerza para lograr nuestros objetivos, a mis padres quienes me enseñaron a ser una persona responsable, educada y por todo el apoyo que siempre supieron darme a lo largo de mi carrera, a mi hermana con la cual he compartido buenos y malos momentos.

A mis amigos César, Jefferson, Luis, Roddy, Carlos con quienes compartí grandes momentos a lo largo de mi etapa Universitaria y lo más importante una verdadera amistad.

Juan A. Martínez Almeida

Dedico el presente proyecto de grado a Dios quien me ha brindado la oportunidad de vivir una experiencia maravillosa, por la sabiduría, salud y fortaleza.

A mis padres que fueron las personas que siempre me apoyaron a lo largo del transcurso de mi carrera; por su sacrificio, esfuerzo y por haberme guiado por un buen camino los cuales me van a ayudar a ser una buena persona y un buen profesional.

A mis hermanos y a mis amigos que siempre estuvieron presentes y me brindaron su apoyo y comprensión.

César E. Zambrano Ibarra

AGRADECIMIENTO

Los más sinceros agradecimientos a todos quienes conforman el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, por su ayuda en el desarrollo de la presente tesis.

A los Ingenieros Ángelo Villavicencio y Ernesto Soria, Directores de Tesis, por su apoyo y guía constante durante la ejecución del presente proyecto de grado.

Al Ing. Roberto Buenaño y a todos quienes aportaron con su conocimiento y experiencia durante la etapa de construcción del banco de pruebas.

Finalmente agradecemos a todos los profesores y compañeros de la carrera de Ingeniería Mecánica que tuvimos a lo largo de nuestra vida estudiantil, por ayudarnos y guiarnos durante nuestra formación profesional.

César Zambrano – Juan Martínez

ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN.....xii

NOMENCLATURA.....xiii

GENERALIDADES..... ;ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

1.1 INTRODUCCIÓN ;**ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

1.2 ANTECEDENTES ;**ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA ;**ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

1.4 OBJETIVOS ;**ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

1.4.1 OBJETIVO GENERAL..... ;**Error! Marcador no definido.**

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... ;**Error! Marcador no definido.**

1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA ;**ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

1.6 ALCANCE ;**ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

CAPITULO 2 ;ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

MARCO TEÓRICO ;ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

2.1 BANCOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR. ;**ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

2.1.1 INTRODUCCION A LA REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR ;**Error! Marcador no definido.**

2.1.2 CICLO DE CARNOT ;**Error! Marcador no definido.**

2.1.3 APLICACIONES DE LA REFRIGERACIÓN..... ;**Error! Marcador no definido.**

2.1.4 PROCESO DE REFRIGERACION..... ;**Error! Marcador no definido.**

2.1.5 RELACION PRESIÓN - TEMPERATURA (VOLUMEN CONSTANTE) ;**Error! Marcador no definido.**

2.1.6 COMPONENTES DE SISTEMAS DE REFRIGERACION ;**Error! Marcador no definido.**

2.2 REFRIGERANTES ;**ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

2.2.1 DEFINICIÓN..... ;**Error! Marcador no definido.**

2.2.2 IDENTIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES..... ;**Error! Marcador no definido.**

2.2.3 REQUERIMIENTOS DE LOS REFRIGERANTES ;**Error! Marcador no definido.**

2.2.4 PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS ;**Error! Marcador no definido.**

2.2.5 MEZCLAS DE REFRIGERANTES..... ;**Error! Marcador no definido.**

2.2.6 CÓDIGO DE COLORES PARA LAS BOTELLAS DE LOS REFRIGERANTES.....;Error!
Marcador no definido.

CAPITULO 3;ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

DISEÑO TÉRMICO.....;ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

3.1 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO.;Error! Marcador no definido.

3.1.1 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA UNIDAD CONDENSADORA. ..;Error! Marcador no
definido.

3.1.2 REQUERIMIENTOS DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO.;Error! Marcador no
definido.

3.1.3 REQUERIMIENTOS DE LA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO. ..;Error! Marcador no definido.

3.2 CARGAS DE ENFRIAMIENTO.;Error! MARCADOR NO DEFINIDO.

3.2.1 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO ;Error! Marcador no
definido.

3.2.2 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO.... ;Error! Marcador no
definido.

3.2.3 CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO;Error! Marcador no definido.

CAPÍTULO 4;ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

CICLO TERMODINÁMICO DEL BANCO DE PRUEBAS;ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

4.1 REFRIGERANTE R404A;Error! MARCADOR NO DEFINIDO.

4.1.1 PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE R404A.;Error! Marcador no definido.

4.1.2 ACEITES LUBRICANTES.....;Error! Marcador no definido.

4.2 DEFINICIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO;Error! MARCADOR NO DEFINIDO.

4.2.1 CONDICIONES AMBIENTALES DEL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGIA
;Error! Marcador no definido.

4.2.2 DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACION ;Error! Marcador no
definido.

4.2.3 DETERMINACIÓN DE LAS TEMPERATURAS Y PRESIONES DE EVAPORACIÓN....;Error!
Marcador no definido.

4.2.4 RAZON DE COMPRESION.....;Error! Marcador no definido.

4.2.5 TRAZADO DEL CICLO TERMODINÁMICO;Error! Marcador no definido.

4.2.6 TRAZADO DEL CICLO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. ..;Error!
Marcador no definido.

CAPÍTULO 5 ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES..... ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

5.1 ESQUEMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN;Error! Marcador no definido.

5.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS.;Error!

MARCADOR NO DEFINIDO.

5.2.1 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO.....;Error! Marcador no definido.

5.2.2 SELECCIÓN DEL EVAPORADOR.;Error! Marcador no definido.

5.2.3 DISPOSITIVOS DE CONTROL DE FLUJO DE REFRIGERANTE.;Error! Marcador no
definido.

5.2.4 UNIDAD CONDENSADORA.....;Error! Marcador no definido.

5.2.5 SELECCIÓN DE LAS TUBERÍAS.;Error! Marcador no definido.

5.3 DISPOSITIVOS DE CONTROL.....;Error! MARCADOR NO DEFINIDO.

5.3.1 TERMOSTATOS.....;Error! Marcador no definido.

5.3.2 PRESOSTATOS.....;Error! Marcador no definido.

5.3.3 VÁLVULAS SOLENOIDES.;Error! Marcador no definido.

5.4 DISPOSITIVOS DE MEDICIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES ¡ERROR! MARCADOR NO
DEFINIDO.

5.5 DISPOSITIVOS ANEXOS.....;Error! MARCADOR NO DEFINIDO.

5.5.1 FILTRO.;Error! Marcador no definido.

5.5.2 VISOR DE LÍQUIDO;Error! Marcador no definido.

CAPÍTULO 6 ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

CONSTRUCCION Y MONTAJE..... ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

6.1 PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN;Error! MARCADOR NO DEFINIDO.

6.1.1 DIAGRAMA DE FLUJO;Error! Marcador no definido.

6.2 INSTALACION DE EQUIPOS Y ACCESORIOS.....;Error! MARCADOR NO DEFINIDO.

6.2.1 Montaje de la unidad de condensación y los módulos de refrigeración;Error! Marcador no
definido.

6.2.2 MONTAJE DE LOS EVAPORADORES.....;Error! Marcador no definido.

6.2.3 MONTAJE DE TUBERIAS Y ACCESORIOS.....;Error! Marcador no definido.

6.2.4 MONTAJE DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDIDA.;Error! Marcador no definido.

6.2.5 CONECCIONES ELÉCTRICAS.....;Error! Marcador no definido.

CAPITULO 7 ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO, GUÍAS DE PRÁCTICAS Y MANUAL DE OPERACIÓN DEL EQUIPO.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
7.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
7.2 TOMA DE DATOS	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
7.3 CALIBRACION DE INSTRUMENTOS Y ACCESORIOS.	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
7.4 REALIZACION DE UNA PRÁCTICA DE LABORATORIO PILOTO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
7.5 RESULTADOS	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
7.6 ANALISIS DE RESULTADOS	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
7.6.1 RESULTADOS DE CALCULOS	¡Error! Marcador no definido.
7.6.2 EJEMPLO DE CALCULOS	¡Error! Marcador no definido.
CAPÍTULO 8	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
8.1 ANÁLISIS ECONÓMICO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
8.1.1 COSTOS DIRECTOS	¡Error! Marcador no definido.
8.1.2 COSTOS INDIRECTOS	¡Error! Marcador no definido.
8.1.3 COSTO TOTAL	¡Error! Marcador no definido.
8.2 ANÁLISIS FINANCIERO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
8.2.1 FINANCIAMIENTO	¡Error! Marcador no definido.
CAPITULO 9	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
9.1 CONCLUSIONES	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
9.2 RECOMENDACIONES.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ANEXOS.....	I

INDICE DE TABLAS

TABLA 2.1	REFRIGERATES	25.
TABLA 2.2	GRUPOS DE TOXICIDAD	33.
TABLA 2.3	CLASIFICACIÓN COMBINADA.....	38.
TABLA 2.4	COMPATIBILIDAD CON ELASTÓMEROS	41.
TABLA 2.5	EFFECTO DE ALGUNOS REFRIGERANTES SOBRE LOS PLÁSTICOS	42.
TABLA 2.6	PESOS MOLECULARES Y OLORES DE ALGUNOS REFRIGERANTES.....	43.
TABLA 2.7	ESTABILIDAD TÉRMICA DE ALGUNOS REFRIGERANTES	53.
TABLA 2.8	EJEMPLOS DE AZEÓTROPAS	57.
TABLA 2.9	CÓDIGO DE COLORES PARA LOS CONTENEDORES DE REFRIGERANTES.....	60.
TABLA 3.1	CARGA TOTAL DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO.....	76.
TABLA 3.2	CARGA TOTAL DE LA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO	83.
TABLA 3.3	CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO	83.
TABLA 4.1	PROPIEDADES REFRIGERANTE R404A.....	86.
TABLA 4.2	CARACTERÍSTICAS DE LOS ACEITES LUBRICANTES	92.
TABLA 6.1	PLANOS DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	112.
TABLA 7.1	CONDICIONES UNIDAD DE CONGELAMIENTO	125.
TABLA 7.2	CONDICIONES UNIDAD DE ENFRIAMIENTO.....	125.
TABLA 7.3	TABLA DE TEMPERATURA.....	125.
TABLA 7.4	TABLA DE PRESIONES	126.
TABLA 7.5	TABLA DE TEMPERATURA (PRUEBAS)	127.
TABLA 7.6	TABLA DE PRESIONES (PRUEBAS)	128.
TABLA 7.7	TABLA DE TEMPERATURA DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO PILOTA (ETAPA 1)	134.
TABLA 7.8	TABLA DE PRESIONES DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO PILOTO (ETAPA 1)	134.
TABLA 7.9	TABLA DE TEMPERATURA DE LA PRÁCTICA DE LABORATORIO PILOTA (ETAPA 2)	135.

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1	BANCO DE PRUEBAS	5.
FIGURA 1.2	BANCO DE PRUEBAS	6.
FIGURA 2.1	CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION	8.
FIGURA 2.2	CICLO DE CARNOT (T vs S).....	9.
FIGURA 2.3	DIAGRAMA (P – h) DEL CICLO TEORICO DE REFRIGERACION	10.
FIGURA 2.4	CICLO DE REFRIGERACION (DIAGRAMA P – h)	11.
FIGURA 2.5	DIAGRAMA (P – h) DEL CICLO REAL DE REFRIGERACION	12.
FIGURA 2.6	TIPOS DE COMPRESORES	15.
FIGURA 2.7	POTENCIA vs TIPO DE COMPRESOR.....	16.
FIGURA 2.8	COMPRESOR HERMETICO	17.
FIGURA 2.9	EVAPORADOR DE TUBO LISO	18.
FIGURA 2.10	EVAPORADOR ALETEADO.....	19.
FIGURA 2.11	EVAPORADOR DE CONVECCION FORZADA.....	20.
FIGURA 2.12	CONDENSADOR DE TUBO CON ALETAS DE CIRCULACION FORZADA	21.
FIGURA 2.13	FUNCIONAMIENTO TEV	22.
FIGURA 2.14	VALVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICAS	23.
FIGURA 3.1	CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD CONDENSADORA.....	62.
FIGURA .3.2	UNIDAD DE CONGELAMIENTO.....	70.
FIGURA 3.3	UNIDAD DE ENFRIAMIENTO	80.
FIGURA 4.1	RANGO DE APLICACIONES (REFRIGERANTES)	85.
FIGURA 4.2	COMPARACION DE PRESIONES R 404A/R 502	86.
FIGURA 4.3	ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES	86.
FIGURA 4.4	DIAGRAMA PRESION ENTALPIA DEL R404A	87.
FIGURA 4.5	VELOCIDADES EN TUBERIAS PARA EL REFRIGERANTE R404 A	88.
FIGURA 4.6	CAIDA DE PRESION EN LAS TUBERIAS PARA EL R 404A	89.
FIGURA 4.7	DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION DE UNA ETAPA CON DOS NIVELES DE REFRIGERACION	94.

RESUMEN

La carrera de ingeniería mecánica tiene muchos y variados campos de aplicación siendo uno de ellos la refrigeración, son pocos los ingenieros que optan por esta rama aun cuando las oportunidades de crecimiento son muchas, el Laboratorio de Conversión de Energía de la Carrera de Ing., Mecánica cuenta con algunos equipos de refrigeración los cuales aportan a nuestro conocimiento sin embargo nosotros como egresados y futuros profesionales vimos la necesidad de aportar a nuestra facultad con un banco de pruebas totalmente nuevo con el objetivo principal de contribuir en el aprendizaje de futuros estudiantes.

Los Bancos de Pruebas permiten simular condiciones dentro de un ambiente de desarrollo (controlado), evitando los riesgos que conllevan las pruebas dentro de un ambiente de producción.

El equipo construido está provisto de dos unidades de enfriamiento, para distintas operaciones, a niveles térmicos diferentes, centralizando toda la instalación en un solo sistema, para ello, se dispone de dispositivos de expansión en paralelo los cuales nos ayudaran a obtener las condiciones requeridas.

Mediante este banco de pruebas el estudiante podrá familiarizarse con el funcionamiento de cada uno de los componentes de un sistema de refrigeración y de esta manera complementar su aprendizaje y estar preparado para afrontar la problemática inherente al montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas.

El desarrollo del presente proyecto de grado, está dividido en 4 etapas principales iniciando con el diseño térmico, luego de concluir la etapa de diseño continuamos con la construcción y montaje de los componentes, instrumento y equipos que componen el banco de pruebas el tercer paso consiste en realizar las pruebas de funcionamiento para finalmente proceder con la toma de datos y con el análisis de los mismos.

NOMENCLATURA

q	Carga Térmica
U	Coeficiente global de transferencia de calor
A	Superficie de transferencia de calor
T	Temperatura
P	Presión
Q1	Carga térmica por estructura unidad de congelamiento
Q2	Carga térmica por producto unidad de congelamiento
Q3	Carga térmica por equipo unidad de congelamiento
Q4	Carga térmica por cambio de aire unidad de congelamiento
Qt1	Carga térmica total unidad de congelamiento
Q5	Carga térmica por estructura unidad de enfriamiento
Q6	Carga térmica por producto unidad de enfriamiento
Qt	Carga térmica total del sistema de refrigeración
Treq	Temperatura de conservación del producto
Ti	Temperatura ambiente
V	Volumen de agua
Ti1	Temperatura inicial del agua
cp	Calor específico
hfg	Calor latente de fusión
δ	Densidad
ρ	Densidad
e	Espesor
hi	Coeficiente de convección interno
ho	Coeficiente de convección externo
K	Coeficiente de transferencia de calor
v	Velocidad del aire
Pr	Numero de Prant
Re	Numero de Reynolds
	Numero Nusselt
vh	Volumen específico (Líquido)

vg	Volumen específico (Vapor)
h	Entalpia
m1'	Caudal Másico de refrigerante en el evaporador de la unidad de congelamiento
V1	Caudal Volumétrico de refrigerante entrando en la VET de la unidad de congelamiento
m2'	Caudal Másico de refrigerante en el evaporador de la unidad de enfriamiento
V2	Caudal Volumétrico de refrigerante entrando en la VET de la unidad de enfriamiento
mt	Caudal Másico Total de refrigerante
V'c	Caudal Volumétrico de refrigerante en el compresor
RC	Razón de Compresión
η_m	Rendimiento Mecánico
η_v	Rendimiento Volumétrico
η_T	Rendimiento Total del Moto-Compresor
Pc	Potencia en el compresor
Qf	Potencia Frigorífica
Qc	Potencia Calorífica Evacuado en el Condensador
FOF	Factor de Performance del Sistema de Refrigeración
COP	Coeficiente de Performance del sistema de refrigeración

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

Los Bancos de Pruebas de Refrigeración permiten desarrollar ciertas pruebas dentro de un ambiente de desarrollo (controlado), evitando los riesgos que conllevan las pruebas dentro de un ambiente de producción; lo cual el estudiante puede complementar su aprendizaje y estar preparado para afrontar la problemática inherente al montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas.

Para identificar fallos en una instalación frigorífica, es necesario contar con conocimientos sobre la estructura y el funcionamiento de los componentes de la misma.

El presente proyecto de grado “Diseño y Construcción de un banco de pruebas para un sistema de refrigeración por compresión de vapor de 1HP de capacidad que usa refrigerante R404A, con variación del medio de transferencia de calor en el evaporador y del control de flujo del refrigerante para la realización de prácticas en el laboratorio de Conversión de Energía del D.E.C.E.M.” está conformado por cuatro etapas principales iniciando con el diseño térmico, luego de concluir la etapa de diseño continuamos con la construcción y montaje de los componentes, instrumento y equipos que componen el banco de pruebas el tercer paso consiste en realizar las pruebas de funcionamiento para finalmente proceder con la toma de datos y con el análisis de los mismos.

1.2 ANTECEDENTES

El Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica (D.E.C.E.M.), desde sus inicios ha contribuido decisivamente al prestigio de la Escuela Politécnica del Ejército (ESPE). Ya que este cuenta con laboratorios de gran importancia para el desarrollo del aprendizaje e investigación de los estudiantes.

La ingeniería mecánica es una carrera que tiene muchos campos de aplicación, uno de ellos, LA REFRIGERACION, sin embargo son pocos los ingenieros mecánicos que se especializan en esta rama; en la actualidad existen muchos y variados sistemas de refrigeración los cuales satisfacen las demandas de las grandes empresas, esto quiere decir que hay varias oportunidades de crecimiento en este campo.

Para ser competitivos e innovadores dentro de esta especialidad, debemos tener totalmente claro todos los principios básicos de la refrigeración como en cualquier otra carrera, esto es conocer a fondo todos los procesos de un sistema completo de refrigeración con todas las variaciones posibles.

Las fases del proyecto estarán compuestas por: Análisis, diseño, construcción, pruebas de laboratorio, manual de usuario, manual de mantenimiento, conclusiones y recomendaciones sobre futuros proyectos que pueden ser realizados.

1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, a través del Laboratorio de Conversión de Energía busca desarrollar el aprendizaje e investigación de los estudiantes en el área de la Refrigeración; preparándolos para afrontar la problemática inherente al montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas.

Por aquello se da la necesidad de contar con un equipo didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor con variación del medio de transferencia de calor en el evaporador y control de flujo de refrigerante, ya que este nos permite generar un análisis integral sobre los procesos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar el diseño y construcción de un banco de pruebas para un sistema de refrigeración por compresión de vapor de 1HP de capacidad que usa refrigerante R404A, con variación del medio de transferencia de calor en el evaporador y del control de flujo del refrigerante para la realización de prácticas en el laboratorio de Conversión de Energía del D.E.C.E.M.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar los principios básicos de los sistemas de refrigeración.
- Realizar el diseño térmico y mecánico del sistema de refrigeración por compresión de vapor.
- Construir el banco de pruebas en base a los diseños realizados.

- Realizar las pruebas del funcionamiento del equipo construido.
- Analizar los resultados obtenidos en las pruebas.
- Desarrollar un manual de utilización del equipo.
- Realizar las guías de prácticas de los ensayos que se realizan en el equipo estableciendo procedimientos, datos teóricos y prácticos que deben ser obtenidos.

1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Con la finalidad de contribuir en el desarrollo tecnológico del Laboratorio de Conversión de Energía del DECEM, nace la oportunidad de colaborar con la escuela a través de nuestro proyecto, el cual se basa, en un equipo didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor con variación del medio de transferencia de calor en el evaporador y control de flujo de refrigerante, ya que este nos permite generar un análisis integral sobre los procesos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor y los respectivos cálculos de las variaciones de rendimiento según las condiciones de funcionamiento.

El equipo que se va a construir, le permitirá al estudiante analizar las situaciones que se presentan en la práctica en lo que tiene que ver con la operación y mantenimiento de las unidades de refrigeración, con lo cual podrá complementar su aprendizaje y de ser el caso poder resolver los problemas que se le presenten sin ningún inconveniente.

Además se busca enseñar a los estudiantes los principios básicos de la refrigeración, para así asegurarse de que la próxima generación de ingenieros sea capaz de comprender y contribuir a los cambios fundamentales que están ahora dándose lugar en la industria de la refrigeración.

El Banco de Pruebas será similar a la mostrada en la fotografía adjunta cuyo costo aproximado en el mercado internacional es de 7524 dólares americanos, incluidos costos de envío; mientras que el Banco de Pruebas que se proyecta diseñar y construir tiene un costo aproximado de 4436,25 dólares americanos.

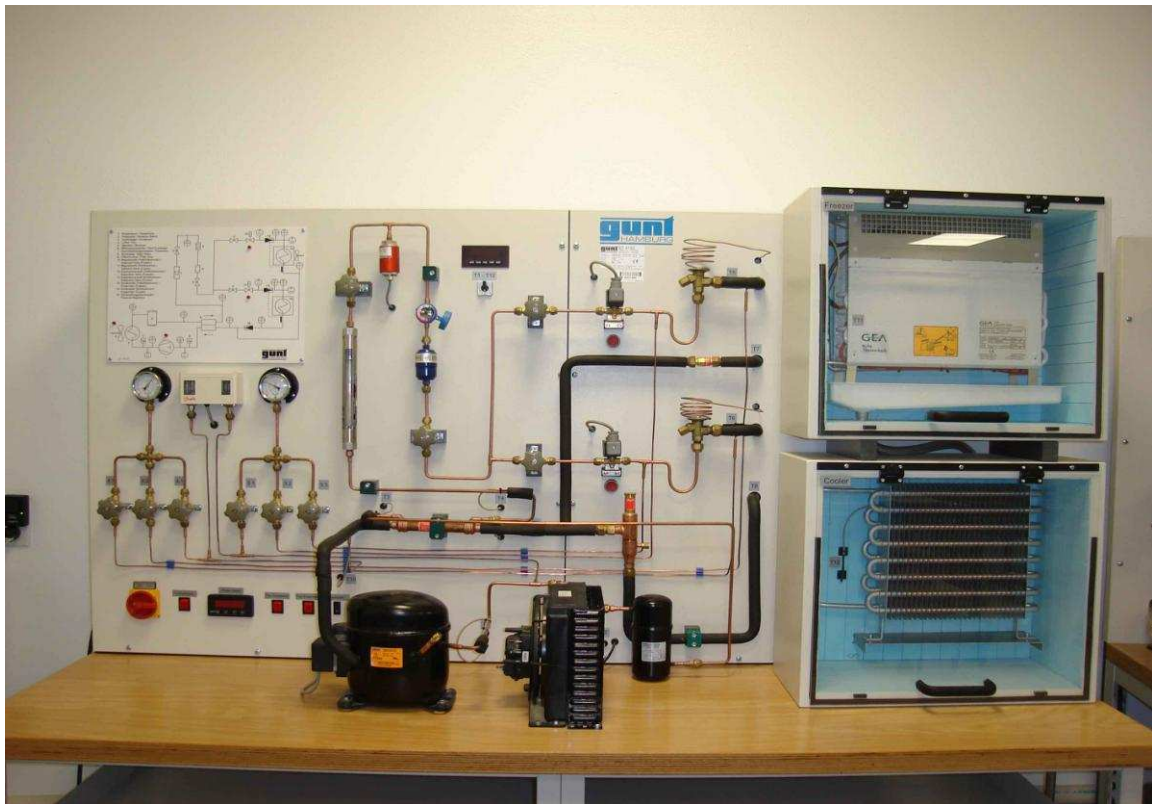


Fig. 1.1 Banco de pruebas



Fig. 1,2 Banco de Pruebas

1.6 ALCANCE

Disponer de un Banco de Pruebas que permita demostrar y evaluar el funcionamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor que usa refrigerante R404A.

Conjuntamente permite obtener las eficiencias de la unidad de refrigeración por compresión de vapor a través del efecto refrigerante y factor de refrigeración, bajo las siguientes condiciones de funcionamiento:

- Utilizando la válvula de expansión termostática y el evaporador con fuente de aire como medio de transferencia de calor.

- Utilizando la válvula de expansión termostática y el evaporador con fuente de agua como medio de transferencia de calor.
- Utilizando el aparato de expansión capilar y el evaporador con fuente de aire como medio de transferencia de calor.
- Utilizando el aparato de expansión capilar y el evaporador con fuente de agua como medio de transferencia de calor.

A través de este proyecto de grado nos aseguramos de que la próxima generación de ingenieros es capaz de comprender y contribuir a los cambios fundamentales que están ahora dándose lugar en la industria de la refrigeración.

CAPITULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 BANCOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

2.1.1 INTRODUCCION A LA REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

Constituye el método de refrigeración más utilizado, el cual consiste en la circulación continua de refrigerante a través del Evaporador, Compresor, Condensador y Válvula de Expansión en un sistema cerrado en el cual mediante energía mecánica se comprime un gas refrigerante, al condensarse este gas, emite el calor latente que antes al evaporarse, había absorbido a un nivel de temperatura inferior del cuarto que se deseaba enfriar.

En una instalación frigorífica de compresión, el refrigerante fluye a través del circuito de refrigeración experimentando diversos cambios de estado.

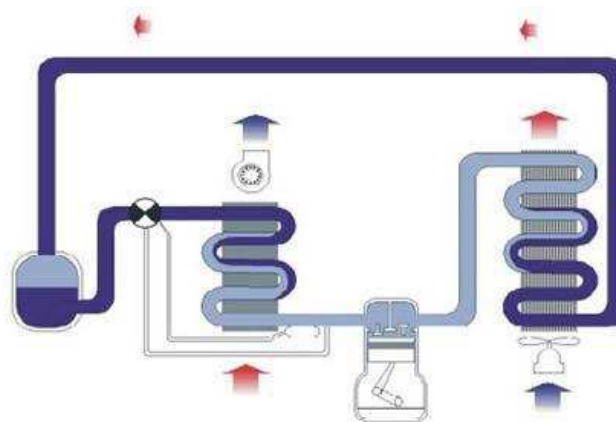


Fig.- 2.1 Ciclo de refrigeración por compresión

Mientras el refrigerante se encuentra en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. A esta cantidad de calor contenido en el ambiente se le denomina carga térmica. Luego de este intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder licuarlo dentro del condensador esto suele hacerse por medio de aire y/o agua conforme el tipo de condensador, definido muchas veces en función del refrigerante. De esta manera, el refrigerante en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión.

2.1.2 CICLO DE CARNOT

Al hablar de refrigeración el Ciclo de Carnot es de mucha importancia puesto que es el modelo del ciclo de refrigeración por compresión de vapor más eficiente que opera entre dos temperaturas y que constituye un estándar de comparación con los ciclos reales, consta de dos procesos isotérmicos (DA-CB), y dos procesos isoentrópicos (DC-AB).

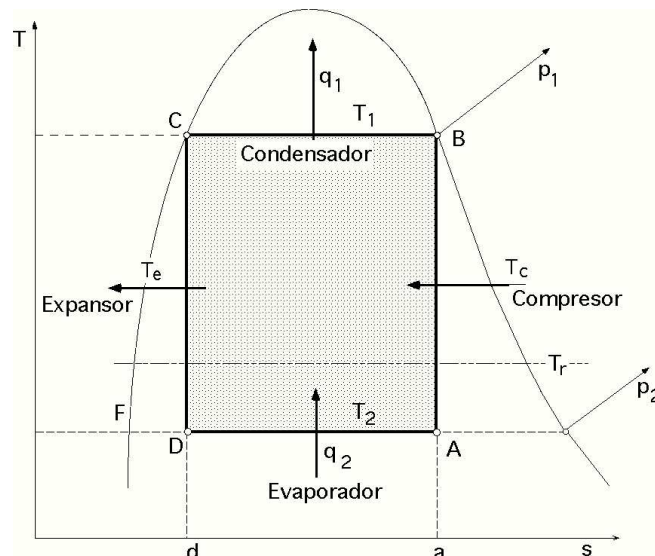


Fig. 2.2 Ciclo de Carnot (T vs S)

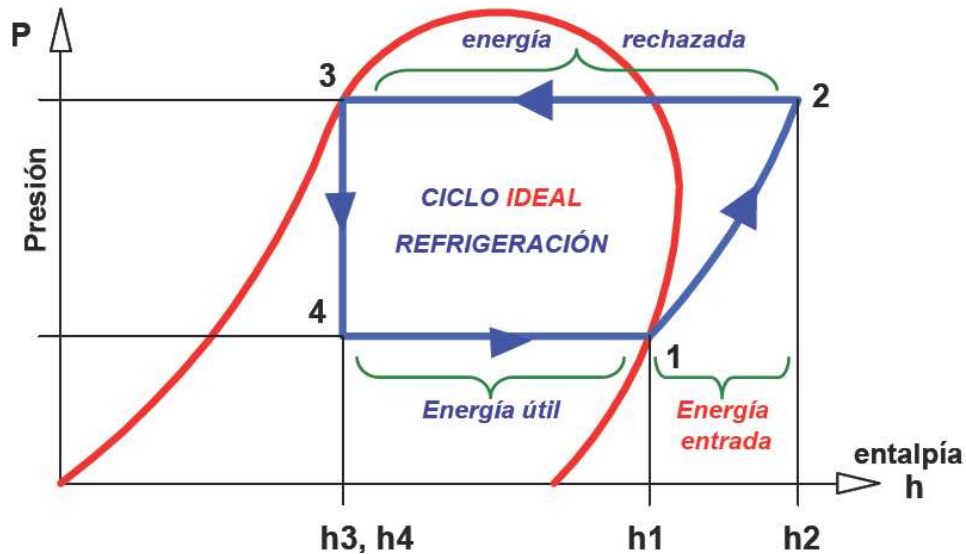


Fig. 2.3 Diagrama (P – h) del ciclo teórico de refrigeración

2.1.3 APLICACIONES DE LA REFRIGERACIÓN

La industria de la refrigeración se encuentra inmersa en varias aplicaciones, las cuales se agrupo en 6 categorías generales:

- Refrigeración domestica.
- Refrigeración comercial.
- Refrigeración industrial.
- Refrigeración marina y de transportación.
- Acondicionamiento de aire para el confort humano
- Acondicionamiento de aire industrial.

El equipo propuesto representa un circuito de refrigeración, compuesto por un compresor de émbolo, condensador, válvulas de expansión y evaporadores. Los medios a enfriar serán agua y aire logrando de esta manera simular tanto un cuarto frio como un sistema de enfriamiento de agua (CHILER), y mediante los elementos de control se podrá determinar la eficiencia de cada uno de ellos frente a diversas situaciones.

Se pretende además entender cómo se ve afectado el comportamiento de un ciclo de refrigeración cuando se modifica la carga del sistema así como cuando existe exceso o falta de refrigerante en el mismo, de manera que se destaque la importancia que tiene el control de estos parámetros, entre otros, para el normal y óptimo funcionamiento del ciclo en cuestión

2.1.4 PROCESO DE REFRIGERACION

Constituye el método por el cual se logra circular el fluido refrigerante por todo el sistema logrando optimizar la absorción de calor, dicho proceso se analizara en función del grafico presión entalpia real, mostrado a continuación.

La variación principal del ciclo real frente al teórico ocurre en el compresor debido a posibles recalentamientos y subenfriamiento del refrigerante además de las caídas de presión en los diferentes componentes de la instalación.

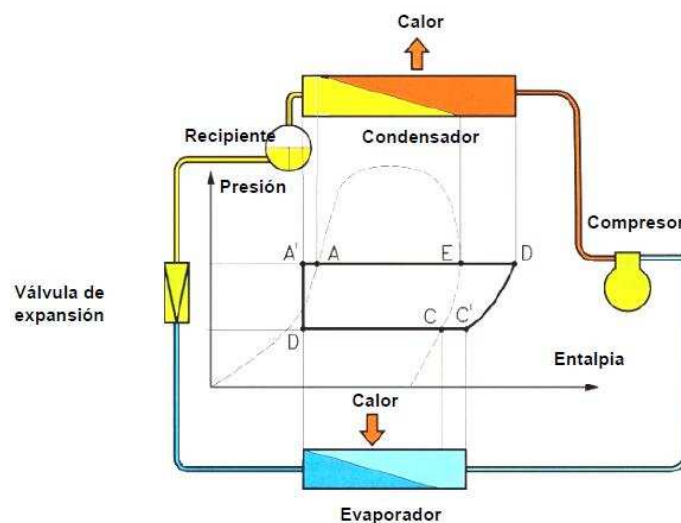


Fig. 2.4 Ciclo de refrigeración (diagrama P – h)

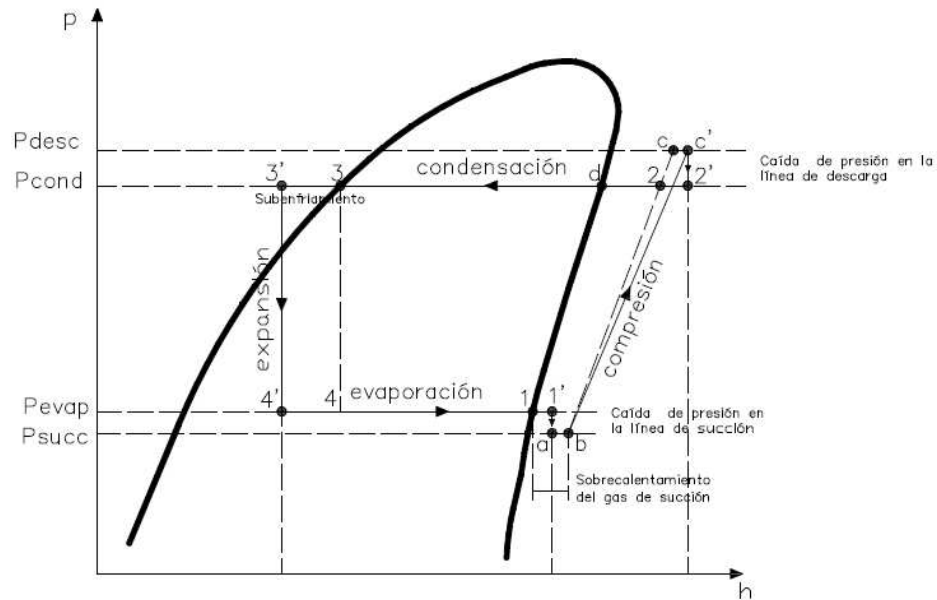


Fig. 2.5 Diagrama presión-entalpía del ciclo real de refrigeración

Proceso de compresión (proceso de 1-2)

El compresor es el dispositivo mecánico encargado de bombear y comprimir el fluido refrigerante, es así que tiene dos funciones principales:

Primera, succionar el refrigerante vaporizado (línea de succión), reduciendo la presión en el evaporador hasta un punto en el que puede mantenerse la temperatura de evaporación deseada. Segunda, comprimir este refrigerante hasta lograr una temperatura de saturación mayor que la temperatura del ambiente a fin de descargarlo en la línea de alta (línea de descarga) y lograr la transferencia de calor con el medio, de modo que la condensación se produzca fácilmente.

Proceso de condensación (proceso de 2 – 3)

El condensador generalmente, es un serpentín de cobre con laminillas de aluminio a modo de disipadores de calor su función consiste, en liberar o disipar el calor del refrigerante absorbido durante el proceso de compresión, al ambiente, a través de un cambio de fase de dicho fluido, El refrigerante se licúa manteniéndose a alta presión y alta temperatura.

Proceso de expansión (proceso de 3 - 4)

De ahí, pasa a través del dispositivo regulador de presión que separa las áreas de alta y baja mediante una reducción de la sección de paso, al pasar por este dispositivo El refrigerante líquido a alta presión, que procede del depósito de la unidad condensadora se expande para convertirse en líquido a baja presión.

Al bajar la presión, la temperatura de saturación del refrigerante baja, permitiendo que absorba calor dentro del evaporador. Además de la reducción de presión esta válvula tiene la función de regular el caudal de fluido refrigerante

Así, tiene dos funciones distintas:

Primera, Regular la velocidad de admisión de líquido en el serpentín de enfriamiento y consecuentemente controlar la proporción de área superficial interior que se encuentra en contacto con el refrigerante líquido.

Segunda, Mantener constante la carga del compresor al mantener invariable la presión de succión. El aumento en la carga del sistema de refrigeración origina un incremento en la presión de succión pues el vapor se forma con mayor rapidez, si se mantiene constante esta presión la capacidad refrigerante del compresor es inalterable en todo momento. En el presente proyecto se va a utilizar dos dispositivos de expansión diferentes a fin de determinar las respectivas eficiencias dentro del sistema.

Proceso de evaporación (proceso de 4 – 1)

Finalmente, ya en el lado de baja presión, el refrigerante llega al evaporador el cual también es un serpentín, pero su presentación varía. En los equipos, de acondicionamiento de aire es muy similar al condensador, pero en los refrigeradores domésticos suele ir oculto en las paredes del congelador. Es otro intercambiador.

La función que realiza el evaporador es extraer el calor del medio refrigerado por medio de la evaporación del refrigerante. De ahí pasa nuevamente al compresor cerrando el ciclo de refrigeración.

2.1.5 RELACION PRESIÓN - TEMPERATURA (VOLUMEN CONSTANTE)

Al aumentar la temperatura de un gas las moléculas se mueven más rápidamente y por tanto aumenta el número de choques contra las paredes, es decir aumenta la presión, debido a que el sistema es cerrado y su volumen no se puede alterar.

Para cualquier presión dada, los refrigerantes tienen una temperatura de saturación, si la presión es baja, la temperatura de saturación es baja. Si la presión es alta, la temperatura de saturación es alta.

Es así que durante todo el ciclo de refrigeración la presión y temperatura guardan una estrecha relación como se la describe a continuación.

- La válvula de expansión regula el flujo a través del evaporador para mantener el sobrecalentamiento constante. La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que éste hierva o se vaporice, hasta que el refrigerante alcanza la temperatura de saturación, correspondiente a la de su presión.
- Conforme la temperatura del gas que sale del evaporador varía, el bulbo de la válvula de expansión registra variación y actúa para modular la alimentación a través de la válvula de expansión, y así adaptarse a las nuevas necesidades.
- El compresor toma el vapor a baja presión procedente del evaporador y lo comprime aumentando, tanto su presión, como su temperatura. El vapor caliente, al alcanzar una alta presión, es bombeado fuera del compresor a

través de la válvula de descarga hacia el condensador. Conforme pasa a través de éste, el gas a alta presión es enfriado por algún medio externo.

- Conforme el vapor del refrigerante alcanza la temperatura de saturación, correspondiente a la alta presión del condensador, el vapor se condensa y fluye al receptor como líquido, repitiéndose nuevamente el ciclo.

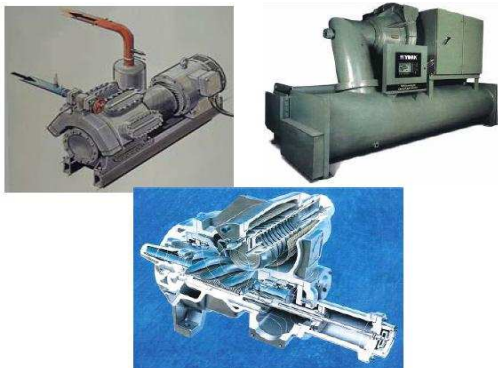
2.1.6 COMPONENTES DE SISTEMAS DE REFRIGERACION

2.1.6.1 Compresores

El compresor constituye la verdadera máquina de toda instalación frigorífica. Su función dentro del sistema de refrigeración, consiste en aspirar el fluido refrigerante a baja presión y temperatura, comprimirlo y descargarlo a una presión y temperatura tales que se pueda condensar.

2.1.6.1.1 Tipos de compresores

Según las exigencias referentes a la presión de trabajo y al caudal de suministro, se pueden emplear diversos tipos:



Compresores abiertos

- Pistón
- Centrífugos
- Tornillo

Fig. 2.6 Tipos de Compresores



Compresores semiherméticos

- Pistón
- Centrífugos
- Tornillo



Compresores herméticos

- Pistón
- Rotativos
- Scroll (Caracola)
- Centrífugos



Fig. 2.6 Tipos de Compresores (Continuación)

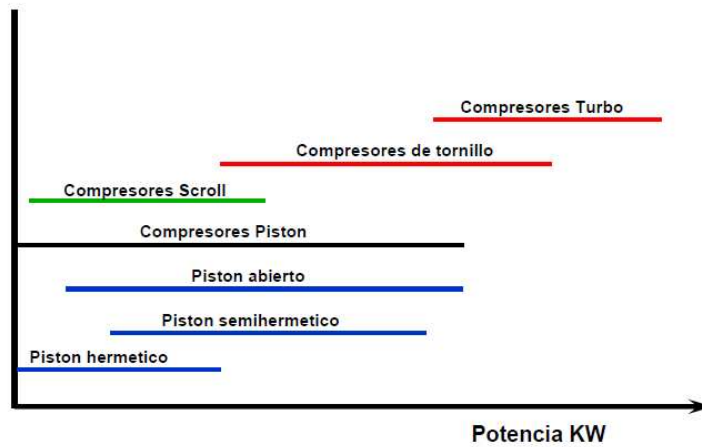


Fig. 2.7 Potencia vs Tipo de Compresor

2.1.6.1.2 Compresores herméticos

Su ámbito de aplicación comprende los sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

El motor eléctrico va acoplado directamente al compresor, al ser hermético (cerrados) no podemos acceder a ellos, como por ejemplo para realizar operaciones de mantenimiento. También pueden ser de tipo rotativo o de tornillo.

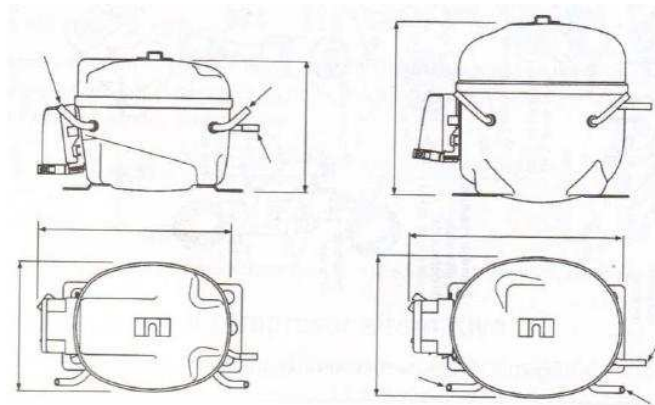


Fig. 2.8 Compresor Hermético

En su configuración exterior (fig.2.8), llevan tres tubos soldados a la carcasa. Dos son del mismo diámetro y el tercero de menor, el de menor diámetro se conectara a la descarga y la aspiración a cualquiera de los otros dos.

De esta forma el tramo de tubería que queda libre se lo utiliza para realizar las siguientes operaciones:

- Cargar refrigerante
- Comprobar la presión de aspiración
- Cargar aceite.

2.1.6.2 Evaporadores

Es el elemento de la instalación donde se produce el efecto refrigerante, cuando el refrigerante ya expandido está pasando por el evaporador a la presión y temperatura necesaria en la fase líquida este utiliza el calor del fluido de su alrededor para cambiar de estado pasando a vapor. Este es el “efecto de enfriamiento”, y por esto se dice que la tarea del evaporador es enfriar el medio a la temperatura deseada..

Normalmente el flujo de los fluidos es en contracorriente. Las aletas del evaporador al aumentar significativamente la superficie de transmisión de calor, hacen que éste sea más efectivo. Para asegurar una eficiencia y capacidad de enfriamiento del evaporador alta, es necesario realizar descharchas cada cierto tiempo.

2.1.6.2.1 Tipos de evaporadores

Evaporadores de tubo liso

Son los más empleados, consisten en un tubo de cobre que puede presentar distintas formas, entre las que destacan, por su aplicación, de zigzag y de serpentín.

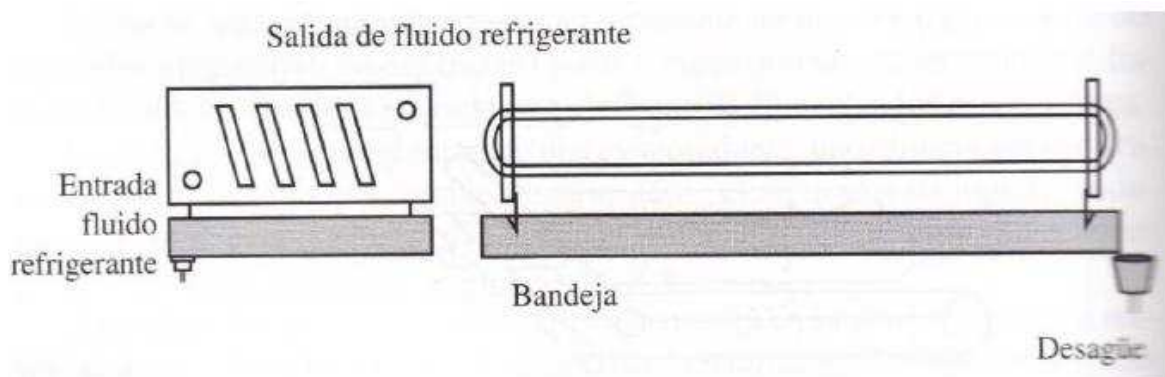


Fig. 2.9 Evaporador de tubo liso

Evaporadores de tubo con aletas

Para una misma capacidad, el uso de aletas hace que la superficie de transferencia de calor sea mayor y por lo tanto el tamaño del evaporador es menor.

Las aletas pueden ser de varias formas, principalmente rectangulares o circulares, cuya función consiste en generar turbulencia al paso de aire y de esta manera obtener una mayor transferencia de calor.

La circulación del aire, a través de estos evaporadores puede ser:

Convección Natural

En los que el aire circula por su diferencia de densidad en los distintos puntos, estableciendo corrientes de convección.

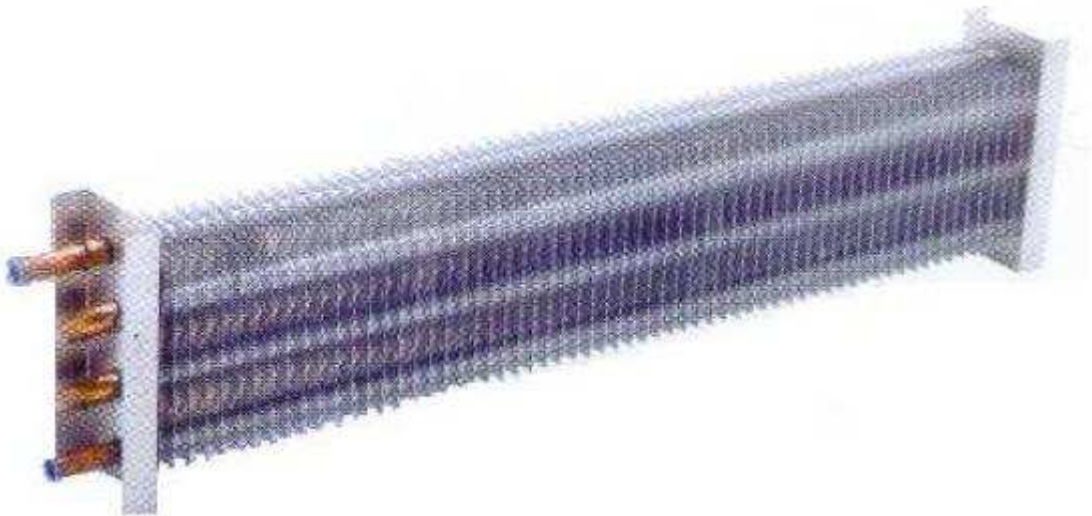


Fig. 2.10 Evaporador aleteado.

Convección Forzada

La entrada y salida del aire se produce por la acción de los ventiladores, por lo que la separación entre las aletas es menor que en los de circulación natural, generalmente utilizado para aplicaciones de gran capacidad.



Fig. 2.11 Evaporador de convección forzada

2.1.6.3 Condensadores

Es un intercambiador de calor que se encarga de licuar el gas refrigerante proveniente del evaporador y compresor, con la finalidad de eliminar del sistema de refrigeración el calor procedente del habitáculo, cediéndolo al medio, el cual puede ser agua o aire.

El más utilizado en aplicaciones frigoríficas es el Condensadores de aire.

Funciones:

- Enfrían el vapor recalentado robando el calor sensible.
- Condensan el fluido al robar el calor latente.
- Pueden producir el subenfriamiento, por ejemplo, si se sobredimensionan.

En estos condensadores, el fluido refrigerante cede su calor al aire.

Los condensadores de aire pueden ser:

De tubo liso

Se emplean en instalaciones pequeñas, como en las neveras domesticas. Generalmente fabricado de cobre y funcionan por circulación natural. Por lo cual los fabricantes de las neveras domesticas recomiendan dejar un espacio determinado entre la parte posterior de la nevera y la pared ya que si no hay buena circulación de aire la temperatura de condensación es muy alta y en consecuencia también la presión de condensación.

De tubo con aletas

Formados por un serpentín de cobre y aletas de aluminio separadas entre sí. La transmisión de calor se produce a través del tubo y las aletas, con lo cual la superficie de transmisión es mayor. Si, además, la circulación del aire es forzada mediante ventiladores, la capacidad del condensador aumenta.

Al igual que los evaporadores de convección forzada estos también son usados en aplicaciones industriales. La entrada de aire se realiza por la parte posterior del condensador, y la salida por la parte del lado de los ventiladores, siendo esta de menor sección. La chapa que rodea a un ventilador “obliga” al aire a estar en contacto con todo el serpentín del condensador, lo que favorece la transmisión de calor entre el fluido refrigerante y el aire.

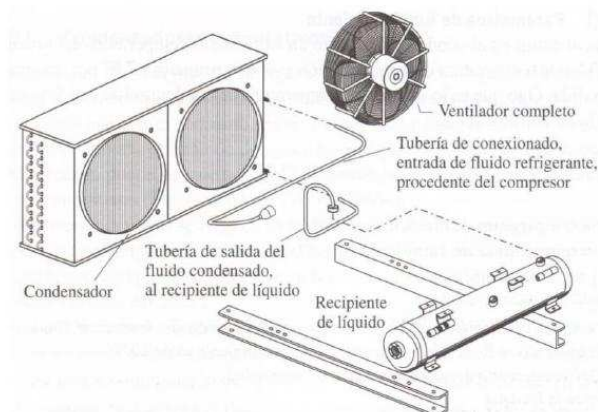


Fig. 2.12 Condensador de tubo con aletas de circulación forzada

2.1.6.4 Controladores de Flujo de Refrigerante

La tarea de estos elementos consiste en suministrar al evaporador la cantidad correcta de refrigerante en cada momento.

Esto asegura que el refrigerante se evapore y el vapor tenga un recalentamiento adecuado cuando deja el evaporador. Por lo tanto aseguramos que el evaporador esté trabajando óptimamente.

Según el caso puede ser una válvula de expansión, un tubo capilar o unos restrictos..

Una válvula TEV (Válvula de expansión termostática) está diseñada para un refrigerante específico, ahora bien, el principio de funcionamiento de la TEV es el siguiente: la válvula mantiene un sobrecalentamiento constante en el evaporador. El bulbo está lleno parcialmente con refrigerante líquido y mantiene algo de líquido en todas las condiciones de temperatura y carga, además está adaptado a la línea de succión de modo que cualquier cambio de temperatura en esta línea origine el cambio correspondiente en el bulbo térmico. Bajo un aumento de carga térmica, el refrigerante hierve con mayor rapidez en el evaporador, esto ocasiona el aumento de la temperatura en el bulbo térmico debido al sobrecalentamiento. La mayor temperatura produce una presión superior dentro del bulbo y el tubo capilar, lo que a su vez, origina la expansión del fuelle metálico y una mayor abertura de la válvula.

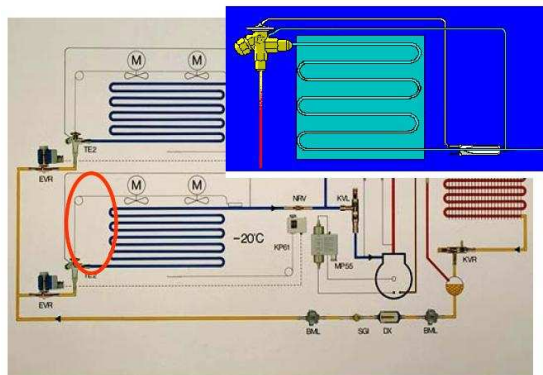


Fig. 2.13 Funcionamiento TEV



Fig. 2.14 Válvulas de expansión termostáticas

En cuanto al principio de funcionamiento del tubo capilar, este se basa en un cambio de sección el cual origina la caída de presión.

2.1.6.5 Elementos usualmente anexos en un sistema de refrigeración.

- Termostato: su función es apagar o encender automáticamente el compresor a fin de mantener el área refrigerada dentro de un campo de temperaturas.
- Filtro de humedad, la humedad produce obstrucciones y problemas en el lubricante del compresor.
- Depósito de refrigerante líquido, usualmente en equipos "Bomba de calor".
- Válvula de cuatro vías, que revierte el flujo de refrigerante para convertir el equipo en productor de frío o calor, según la posición de la misma.
- Válvulas anti retorno, que evitan que el refrigerante pueda circular en sentido inverso. Aunque también se podrá combinar los espacios de las válvulas para que el flujo inverso pueda tener éxito en el retorno.
- Presostatos, utilizados para controlar la presión y como seguridad en protección de sistemas.
- Termostatos, utilizados para controlar la temperatura y como seguridad en protección de sistemas.
- Mirillas, utilizadas para monitorear el nivel y calidad del refrigerante.

2.2 REFRIGERANTES

2.2.1 DEFINICIÓN

Un refrigerante es un cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia.

Dentro de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor el refrigerante es considerado como un fluido de trabajo el cual se vaporiza y condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente. Dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Existe un número muy grande de refrigerantes; sin embargo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron mucho en el pasado, pero se sustituyeron al incursionar otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiado.

2.2.2 IDENTIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES

Los refrigerantes se identifican por números después de la letra R, que significa "refrigerante". El sistema de identificación ha sido estandarizado por la ASHRAE, (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers). Es necesario estar familiarizado con los números, así como con los nombres de los refrigerantes. En la tabla 2.1, aparecen los refrigerantes más comunes.

Cabe mencionar que las mezclas zeotrópicas, son refrigerantes transitorios que se desarrollaron para substituir al R-22 y al R-502, aunque algunas de estas, van a permanecer como sustitutos de estos refrigerantes.

No.	NOMBRE QUIMICO	FORMULA QUIMICA
Serie Metano		
10	Tetraclorometano (tetracloruro de carbono)	CCl ₄
11	Tricloromonofluorometano	CCl ₃ F
12	Diclorodifluorometano	CCl ₂ F ₂
13	Clorotrifluorometano	CClF ₃
20	Triclorometano (cloroforno)	CHCl ₃
21	Diclorofluorometano	CHCl ₂ F
22	Clorodifluorometano	CHClF ₂
23	Trifluorometano	CHF ₃
30	Diclorometano (cloruro de metileno)	CH ₂ Cl ₂
40	Clorometano (cloruro de metilo)	CH ₃ Cl
50	Metano	CH ₄
Serie Etano		
110	Hexacloroetano	CCl ₃ CCl ₃
113	1,1,2-triclorotrifluoroetano	CCl ₂ FC ₂ CF ₂
115	Cloropentafluoroetano	CClF ₂ CF ₃
123	2,2-Dicloro - 1,1,1-Trifluoroetano	CHCl ₂ CF ₃
134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	CH ₂ FCF ₃
141b	1,1-Dicloro-1-fluoroetano	CH ₃ CCl ₂ F
150a	1,1-Dicloroetano	CH ₃ CHCl ₂
152a	1,1-Difluoroetano	CH ₃ CHF ₂
160	Cloroetano (cloruro de etilo)	CH ₃ CH ₂ Cl
170	Etano	CH ₃ CH ₃
Hidrocarburos		
290	Propano	CH ₃ CH ₂ CH ₃
600	Butano	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
600a	2-Metilpropano (isobutano)	CH(CH ₃) ₃
Compuestos Inorgánicos		
702	Hidrógeno	H ₂
704	Helio	He
717	Amoníaco	NH ₃
718	Agua	H ₂ O
720	Neón	Ne
728	Nitrógeno	N ₂
732	Oxígeno	O ₂
744	Bióxido de Carbono	CO ₂
764	Bióxido de Azufre	SO ₂
Mezclas Zeotrópicas		
400	R-12/114 (60/40)	
401A	R-22/152a/124 (53/13/34)	
401B	R-22/152a/124 (61/11/28)	
402A	R-22/125/290 (38/60/2)	
402B	R-22/125/290 (60/38/2)	
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	
407A	R-32/125/134a (20/40/40)	
407B	R-32/125/134A (10/70/20)	
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	
408A	R-125/143a/22 (7/46/47)	
409A	R-22/124/142b (60/25/15)	
410A	R-32/125 (50/50)	
Mezclas Azeotrópicas		
500	R-12/152a (73.8/26.2)	
502	R22/115 (48.8/51.2)	
503	R-223/13 (40.1/59.9)	
507	R-125/143a (50/50)	

Tabla. 2.1 Refrigerantes

2.2.3 REQUERIMIENTOS DE LOS REFRIGERANTES

Para que un líquido pueda ser utilizado como refrigerante, debe reunir ciertas propiedades, tanto termodinámicas como físicas. El refrigerante ideal, sería aquél que fuera capaz de descargar en el condensador todo el calor que absorba del evaporador, la línea de succión y el compresor.

Desafortunadamente, todos los refrigerantes regresan al evaporador arrastrando una cierta porción de calor, reduciendo la capacidad del refrigerante para absorber calor en el evaporador.

Para comprender los refrigerantes, es básica la relación entre presión y temperatura. Cómo absorbe, transporta y rechaza calor un refrigerante, al cambiar de líquido a vapor y volver a líquido, es igualmente importante entenderlo.

2.2.3.1 Propiedades Termodinámicas

Son aquellas que tienen relación con el movimiento del calor.

Estas propiedades se publican para cada refrigerante en forma de tablas. Estas tablas se dividen en dos secciones: Propiedades de Saturación de Líquido y Vapor, y Propiedades del Vapor Sobrecalentado. Las primeras se dan comúnmente a intervalos de temperatura, y las segundas, se dan tanto a intervalos de presión, como de temperatura.

Estas tablas son elaboradas por los fabricantes de refrigerantes y algunas asociaciones relacionadas con refrigeración.

Presión

Las presiones que actúan en un sistema de refrigeración, son extremadamente importantes. En primer término, se debe operar con presiones positivas; es decir, las presiones tanto en el condensador como en el evaporador, deben ser superiores a la presión atmosférica.

Si la presión en el evaporador es negativa, es decir, que se esté trabajando en vacío, hay riesgo de que por una fuga entre aire al sistema. Por esto, el refrigerante debe tener una presión de evaporación lo más baja posible, pero ligeramente superior a la presión atmosférica.

Por otra parte, la presión de condensación debe ser lo suficientemente baja, ya que esto determina la robustez del compresor y del condensador. Mientras más alta sea la presión, se requiere un equipo más robusto, y por lo tanto, más caro.

Temperatura

Hay tres temperaturas que son importantes y que deben ser consideradas al hacer la selección. Estas son: Temperatura de ebullición, temperatura crítica y la temperatura de congelación.

La temperatura de ebullición de un refrigerante, siempre es referida a la presión atmosférica normal de 101.3 kPa (0 psig). Se puede decir, que el punto de ebullición de cualquier líquido, es la temperatura a la cual su presión de vapor es igual a la atmosférica.

El punto de ebullición de un refrigerante debe ser bajo, para que aún operando a presiones positivas, se pueda tener una temperatura baja en el evaporador.

Como ya se sabe, existe una relación directa entre la temperatura de ebullición y la presión; es decir, el punto de ebullición se modifica al cambiar la presión. Si se selecciona una presión conocida, se llega a una temperatura deseada.

Otra temperatura a considerar cuando se selecciona un refrigerante, es la temperatura crítica, sobre todo para el diseño del condensador, ya que ningún vapor se condensa a una temperatura mayor de la crítica, aunque la presión sea muy grande.

Por otra parte, la temperatura de congelación de un refrigerante, debe ser más baja que la temperatura del evaporador. No se puede utilizar un refrigerante que se congele a la temperatura de trabajo del evaporador.

Aunque esto no representa un problema, ya que la mayoría de los refrigerantes tienen temperaturas de congelación muy bajas.

Volumen Específico

Cuando se comparan densidades de gases, es común expresarlas en volumen específico. El volumen específico de un refrigerante en fase vapor, no es otra cosa, que el volumen en metros cúbicos (m^3) o en litros (l) que ocupará un kilogramo de refrigerante a condiciones normales; esto es, a una temperatura de $20^\circ C$ y a la presión atmosférica de 101.3 kPa. (14.7 psia).

En un sistema de refrigeración, al agregar calor al refrigerante, aumenta su temperatura y su volumen específico, pero su presión permanece constante; ya que, en el evaporador, en la línea de succión y en el condensador, la temperatura de saturación es lo que controla la presión del vapor sobrecalentado. Inversamente, si disminuye la temperatura del refrigerante, disminuye su volumen específico.

Obviamente como es de esperarse, este valor debe ser lo más bajo posible, ya que de este valor dependerá el desplazamiento volumétrico del compresor.

Entalpia

Es la propiedad termodinámica que representa la cantidad total de energía térmica o contenido de calor, en un fluido.

Sus unidades son Kcal/kg. Para la mayoría de los refrigerantes, se considera que su entalpia es cero a una temperatura de saturación de $-40^\circ C$. Entonces, el calor agregado o sustraído de un refrigerante, desde ese punto, se considera que es su entalpia total. En la mayoría de los trabajos de transferencia de calor, se manejan

los cambios de entalpia que ocurren durante un proceso. Generalmente, no hay necesidad de conocer el contenido de energía absoluta.

Entalpia del Líquido Saturado (h_f).

Este valor es la cantidad de kilocalorías por cada kilogramo de refrigerante líquido saturado; esto es, el líquido que se encuentra a su temperatura de saturación.

Entalpia de Evaporación (h_{fg}).

Esta es la cantidad de calor que requiere un kilogramo de líquido, para cambiar a un kilogramo de vapor a temperatura constante. Este valor también se le conoce como "calor latente de evaporación".

En los sistemas de refrigeración, este cambio de estado de líquido a vapor, ocurre en el evaporador. El cambio de contenido de calor o entalpia resultante, se puede considerar, simplemente, como el trabajo teórico que puede realizar el refrigerante.

Para un mismo refrigerante, el valor de calor latente varía con la temperatura. El calor latente disminuye al aumentar la temperatura.

Como se mencionó anteriormente, un refrigerante debe de preferencia tener un valor alto de calor latente de evaporación, ya que esto es lo que hace posible la refrigeración. Mientras mayor sea este valor, se requerirá circular menos cantidad de refrigerante.

El calor latente de evaporación es una propiedad muy importante de un refrigerante, pero se vuelve más importante aún, cuando se convierte en "efecto de refrigeración".

Este es el trabajo real producido por un refrigerante dentro del sistema de refrigeración. Es el calor absorbido, que da como resultado un enfriamiento útil.

Puede determinarse conociendo la entalpia del refrigerante líquido cuando entra al evaporador, y la entalpia del vapor de refrigerante que sale del evaporador. La

diferencia entre estos dos valores, es el trabajo real producido o "efecto de refrigeración".

Entalpia del Vapor Saturado (hg).

Un líquido antes de hervir, tiene calor sensible. Cuando está en ebullición, adquiere además, calor latente. Entonces, el calor total del vapor saturado, debe ser igual a la suma del calor sensible del líquido, más el calor latente de evaporación. Esto se expresa de la siguiente manera:

$$hg = hf + hfg$$

La entalpia del vapor saturado, equivale a la suma de la entalpia del líquido más el calor latente. La entalpia del vapor saturado, representa el contenido total de calor del vapor saturado del refrigerante en un evaporador, antes de ser sobrecalentado; es decir, antes de ser calentado por arriba de la temperatura del evaporador.

Densidad

La densidad de un fluido, puede definirse como su peso por unidad de volumen. Las unidades en que se expresa esta propiedad, son comúnmente kg/m³ o puede utilizarse también kg/l.

Los líquidos tienen diferentes valores de peso por metro cúbico o por litro, lo que se conoce como densidad.

La mayoría de los refrigerantes en estado líquido, tienen una densidad más alta que el agua (gravedades específicas arriba de 1.0). La densidad de cada refrigerante varía con la temperatura. Puesto que por regla, los líquidos se expanden al calentarse, su densidad a altas temperaturas es menor que a bajas temperaturas.

Entropía

La entropía es un término de ingeniería, aplicado generalmente al proceso de compresión.

Un proceso de compresión ideal, seguiría una línea de entropía constante en el diagrama de presión - entalpía (diagrama de Mollier).

Al igual que las otras propiedades termodinámicas de los refrigerantes, también se tienen en la tabla valores para el líquido y para el vapor a intervalos de temperaturas.

Similar a la entalpía, el valor de entropía de un refrigerante líquido a -40°C , es 0, y los valores que realmente importan, son los cambios de entropía desde una temperatura de saturación a otra.

El cambio de entropía es una medida de la energía no disponible, que resulta del cambio de propiedades de un refrigerante.

El cambio de entropía, es la suma de todos los incrementos diferenciales de calor (Kcal/kg), divididos por la temperatura absoluta ($^{\circ}\text{C} + 273 = \text{K}$) existente, en el momento que cada incremento diferencial se haya añadido o removido, de aquí que sus unidades son $\text{Kcal}/(\text{kg})(\text{K})$.

La entropía, es pues, una relación que describe la energía relativa en el refrigerante, y se determina dividiendo la cantidad de calor en el líquido o en el vapor, por su temperatura absoluta.

La entropía no se utiliza mucho en trabajos en el campo, pero es muy útil en combinación con el diagrama de Mollier para estimar la temperatura de descarga del compresor.

2.2.4 PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS

2.2.4.1 No debe ser tóxico ni venenoso

Puesto que los refrigerantes son manejados por muchas personas, desde el fabricante, al distribuidor hasta el usuario, no deben representar ningún peligro.

La mayoría de los refrigerantes sintéticos (hechos por el hombre, no encontrados en la naturaleza) no son tóxicos, y el riesgo es muy leve o prácticamente inexistente. Sin embargo, hay algunos refrigerantes que son realmente dañinos al hombre, aún en pequeñas concentraciones.

En altas concentraciones en el aire, cualquier refrigerante puede causar asfixia, debido a que desplazan el aire y crean insuficiencia de oxígeno.

La magnitud del daño depende de la concentración de refrigerante, su naturaleza y del tiempo que se esté expuesto a él.

2.2.4.1.1 Clasificación de los refrigerantes por su toxicidad

En muchos países, los refrigerantes están bien clasificados de acuerdo a su grado de toxicidad, y también a su grado de inflamabilidad.

Organizaciones como Underwriter's Laboratories, Inc. (UL) y National Board of Fire Underwriter's (NBFU) en Estados Unidos, han clasificado los refrigerantes de acuerdo a su toxicidad en 6 grupos, los cuales se muestran en la tabla 2.2.

Los refrigerantes del grupo 1 son los más tóxicos, y los del grupo 6 son los menos tóxicos.

GRUPO	DEFINICION	EJEMPLOS
1	Gases o vapores los cuales en concentraciones de 0.5% a 1% con duración de exposición de 5 minutos son letales o producen daños serios.	Bióxido de Azufre (R-764).
2	Gases o vapores los cuales en concentraciones de 0.5% a 1% con duración de exposición de 30 minutos son letales o producen daños serios.	Amoniaco, Bromuro de Metilo.
3	Gases o vapores los cuales en concentraciones de 2% a 2.5% con duración de exposición de 1 hora son letales o producen daños serios.	Tetracloruro de Carbono, Cloroformo y Formato de Metilo.
4	Gases o vapores los cuales en concentraciones de 2% a 2.5% con duración de exposición de 2 hora son letales o producen daños serios.	Dicloroetileno, Cloruro de Metilo y Bromuro de Etilo.
Entre 4 y 5	Clasificados como algo menos tóxico que el grupo 4.	Cloruro de Metileno, Cloruro de Etilo y R-113.
5a	Mucho menos tóxico que el grupo 4 pero algo más tóxico que el grupo 6.	R-11, R-22 y Bióxido de Carbono.
5b	Gases o vapores cuyos datos disponibles los clasificarían ya sea en el grupo 5a o grupo 6.	Etano, Propano y Butano.
	Gases o vapores los cuales en concentraciones de por lo menos	R-12, R-500, R-114.

Tabla 2.2, Grupos de toxicidad.

Por ejemplo, como se puede apreciar en la tabla, el R-12 no es tóxico y una persona puede vivir en una atmósfera con un alto porcentaje de este refrigerante durante períodos prolongados. En cambio, otros refrigerantes como el amoniaco (R-717), son tan tóxicos, que una exposición de 30 minutos en aire, con una concentración de 0.5% en volumen, se considera peligrosa y hasta letal.

El bióxido de azufre, que ya no se usa como refrigerante desde hace muchos años, es el más tóxico, ya que la misma concentración, pero con menos tiempo de exposición, puede ser letal.

Un punto interesante es, que estos dos refrigerantes aunque son los más tóxicos, tienen la ventaja de que su olor es muy ofensivo, y ponen alerta a la persona desde el momento que aparece el primer rastro de refrigerante.

Otro factor que debe ser considerado en el tema de toxicidad de los refrigerantes, es la reacción a la flama. Los refrigerantes halogenados como el R-11, R-12, R-22, R-502, etc., se descomponen cuando se someten a altas temperaturas como las de una flama, formando vapores altamente tóxicos, aunque estos refrigerantes en sí son inofensivos. Cuando se utiliza una flama en presencia de estos refrigerantes, debe estar el área bien ventilada.

2.2.4.2 No debe ser explosivo ni Inflamable

Los refrigerantes varían extremadamente en cuanto a su facultad para arder o soportar la combustión.

2.2.4.2.1 Clasificación Tradicional

En E.U. la organización National Refrigeration Safety Code (NRSC), cataloga a los refrigerantes en tres grupos de acuerdo a su grado de inflamabilidad o explosividad:

- Grupo Uno - Los refrigerantes más seguros.
- Grupo Dos - Refrigerantes moderadamente inflamables.
- Grupo Tres - Refrigerantes inflamables.

Grupo Uno

Los refrigerantes en este grupo pueden utilizarse en cantidades mayores en cualquier instalación. Las cantidades permisibles son especificadas por la American Standard Safety Code for Mechanical Refrigeration.

Estas cantidades son:

- a. Hasta 9 Kg (20 lb) en cocinas de hospitales.
- b. Hasta 23 Kg (50 lb) en concurrencias públicas.

c. Hasta 23 Kg (50 lb) en uso residencial (si se toman precauciones).

d. Hasta 9 Kg (20 lb) en sistemas de aire acondicionado residencial.

Algunos refrigerantes del Grupo Uno son:

- R-11* Tricloromonofluorometano.
- R-12* Diclorodifluorometano.
- R-22 Monoclorodifluorometano.
- R-500 Mezcla azeotrópica de R-12 (73.8 %) y R-152a (26.2 %).
- R-502 Mezcla azeotrópica de R-22 (48.8 %) y R-115 (51.2 %).
- R-503 Mezcla azeotrópica de R-23 (40.1 %) y R-13 (59.9%).
- R-744 Bióxido de carbono.

Grupo dos

Los refrigerantes de este grupo pueden ser ligeramente inflamables, independientemente de que sean o no tóxicos.

Algunos refrigerantes de este grupo son:

- R-717 Amoníaco.
- R-40 Cloruro de metilo.
- R-764 Bióxido de azufre.

El amoníaco fue uno de los primeros refrigerantes utilizados, y en la actualidad, se emplea solamente en grandes instalaciones industriales y en algunos refrigeradores de absorción.

El R-40 y el R-764 ya no se usan en la actualidad. En un tiempo, el bióxido de azufre era el refrigerante más utilizado en refrigeradores domésticos. Aún existen algunas unidades trabajando cargadas con R-764 y R-40.

Grupo tres

Los refrigerantes de este grupo forman mezclas combustibles, cuando se combinan con el aire.

Los más comunes son:

- R-170 Etano.
- R-290 Propano.
- R-600 Butano.

Estos compuestos en la actualidad ya no se utilizan como refrigerantes; por el contrario, debido a su alta inflamabilidad, algunos de estos refrigerantes, como el R-170, arden tan bien y tan rápidamente, que se usan como combustibles.

La diferencia entre un refrigerante muy inflamable (Grupo Tres) y uno moderadamente inflamable (Grupo Dos), depende de la proporción mezclada con el aire y el límite más bajo del rango. Un refrigerante del Grupo Dos, puede ser tan riesgoso como uno del Grupo Tres, si es que hay presente una cantidad suficiente. Por ejemplo, el rango inflamable del R-290 está entre 2% a 9% en el aire, mientras que el rango para el R-717 está entre 15% a 27%.

El R-290 está catalogado de mayor riesgo, porque en pequeñas cantidades puede ser inflamable o hasta explosivo; sin embargo, el R-717 puede ser igual de riesgoso si está presente una cantidad suficiente para caer dentro del rango inflamable. La temperatura de flama cuando el amoníaco arde en el aire, es arriba de 1,650 °C, y para el propano, es ligeramente más alta.

Los refrigerantes del Grupo Tres arden fácilmente en una amplia proporción de mezcla con el aire, y explotan violentamente si quedan encerrados en un lugar.

Por supuesto que los refrigerantes inflamables pueden utilizarse con seguridad, y de hecho, así sucede, con vigilancia de parte del operario en lugares donde el riesgo de incendio es mínimo; pero es importante reconocer estos riesgos.

2.2.4.2.2 Clasificación Combinada.

Una clasificación más actual de los refrigerantes, es la clasificación combinada en grupos de seguridad, hecha por las organizaciones American National Standards Institute (ANSI) y la American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE), conocida como la norma ANSI/ASHRAE 34-1992.

Esta clasificación combina la toxicidad con la inflamabilidad de los refrigerantes, y surgió de la revisión hecha a la norma 34-1989, la cual se hace cada cinco años; pero en esta ocasión se hizo a los tres años (1989-1992).

La necesidad de esta revisión, surgió al desarrollarse nuevos refrigerantes y discontinuar otros que destruyen la capa de ozono. Se volvió aparente que el sistema de clasificación existente, el cual había evolucionado a través de muchos años, no sería adecuado para clasificar los refrigerantes nuevos.

Se ingenió un sistema menos arbitrario, y se cambió la manera de identificación de como se venía haciendo anteriormente, de clasificar por separado la toxicidad de la inflamabilidad.

La nueva clasificación de grupos de seguridad, es de acuerdo a los siguientes criterios:

a. La clasificación deberá consistir de dos caracteres alfanuméricos. La letra mayúscula indica la toxicidad, y el número arábigo denota la inflamabilidad (por ejemplo, B2 o A1).

b. En la clasificación de toxicidad, se asigna a los refrigerantes una de las dos clases - A o B - en base a la exposición permisible:

La clase A, incluye refrigerantes a los cuales, no se ha identificado su toxicidad en concentraciones menores o iguales a 400 ppm (ligeramente o nada).

La clase B, incluye refrigerantes para los cuales, existe evidencia de toxicidad en concentraciones por debajo de 400 ppm (muy tóxicos).

c. En la clasificación de inflamabilidad, los refrigerantes se deberán asignar a una de tres clases - 1, 2 ó 3.

La clase 1, incluye a refrigerantes que no muestran propagación de flama, al ser probados en aire a

101 kPa y a 18°C.

La clase 2, incluye a refrigerantes que tienen un límite de inflamabilidad bajo (LFL)*, de más de 0.10 kg/m³ a 21 °C y 101kPa, y un calor de combustión menor a 4,540 kcal/kg (19,000 kJ/kg).

La clase 3, comprende los refrigerantes que son sumamente inflamables, tal como se define por medio del LFL*, menos o igual a 0.10 kg/m³ a 21 °C y 101kPa, o por medio de un calor de combustión mayor o igual a 4,540 kcal/kg. En la tabla 2.3, se muestran estas clasificaciones.

		GRUPO DE SEGURIDAD	
INCREMENTO DE INFLAMABILIDAD ↑	Mayor Inflamabilidad	A3	B3
	Menor Inflamabilidad	A2	B2
	Propagación Nula de Llama	A1	B1
		Menor Toxicidad	Mayor Toxicidad
		INCREMENTO DE TOXICIDAD →	

Tabla 2.3 Clasificación Combinada

LFL, Lower Flammability Limit - Límite de Inflamabilidad Baja

Es la concentración mínima de refrigerante que es capaz de propagar una llama, a través de una mezcla homogénea de refrigerante y aire, bajo ciertas condiciones de prueba.

2.2.4.3 No debe tener efecto sobre otros materiales

A continuación se mencionarán los efectos de algunos refrigerantes sobre varios materiales representativos, tales como metales, plásticos y elastómeros.

Compatibilidad con Metales.

Debe seleccionarse un refrigerante que no tenga ningún efecto sobre los metales.

Algunos refrigerantes, afortunadamente muy pocos, bajo ciertas condiciones, tienen efectos corrosivos sobre algunos metales o producen reacciones químicas que forman productos indeseables o contaminantes.

A continuación se mencionan algunos ejemplos:

Los refrigerantes halogenados, bajo condiciones normales de operación, pueden utilizarse satisfactoriamente con la mayoría de los metales que comúnmente se usan en los sistemas de refrigeración, tales como: acero, hierro fundido, bronce, cobre, estaño, plomo y aluminio. Sin embargo, en condiciones severas de operación, como alta temperatura y en presencia de humedad, se afectan sus propiedades y reaccionan con los metales.

No se recomienda utilizar refrigerantes halogenados con aluminio que contenga más del 2% de magnesio o magnesio y zinc, aún cuando la presencia de humedad sea muy pequeña.

Otras excepciones de reacciones con metales son las siguientes:

El R-717 (amoníaco) no debe utilizarse con cobre o cualquier aleación de cobre como bronce, estaño y zinc, ya que el amoníaco se combina rápida y completamente con cualquier humedad presente, provocando la corrosión de esos metales.

El R-40 (cloruro de metilo) no debe utilizarse con aluminio en cualquier forma. Se forma un gas altamente inflamable, y es grande el riesgo de explosión.

El R-764 (bióxido de azufre) en presencia de agua forma ácido sulfuroso, el cual ataca rápidamente al acero, al hierro, y en menor grado, a otros metales.

Compatibilidad con Elastómeros.

Existe una variación considerable, en cuanto a los efectos producidos por los refrigerantes en los elastómeros y hules utilizados, tales como anillos "O", juntas, sellos, empaques y demás.

Esto se debe a que los elastómeros contienen, además del polímero base, plastificantes y otros productos.

En la tabla 2.4, se muestran los efectos producidos en algunos elastómeros. Para medir este efecto, se sumergen muestras del material en refrigerante a temperatura ambiente, hasta conseguir la deformación (hinchamiento lineal).

Otros efectos, tales como extracción e hinchamiento o encogimiento permanente, son también importantes para determinar la compatibilidad de los refrigerantes con los elastómeros o plásticos, pero el hinchamiento lineal, es una muy buena indicación.

En algunas circunstancias, la presencia de aceite lubricante, tenderá a alterar el efecto de refrigerante puro.

REFRIG. N°	% DE HINCHAMIENTO LINEAL A TEMP. AMBIENTE					
	Neopreno W	Buna N	Buna S	Hypalon 48	Hule Natural	Viton A
12	1	2	3	1	6	12
22	0	26	4	3	6	16
30	37	52	26	---	34	---
134a	0.7	0	1.1	0	1.3	13
502	0	7	3	2	4	10

Tabla 2.4 Compatibilidad con elastómeros

Compatibilidad con Plásticos.

La mayoría de los materiales plásticos, no son afectados por los refrigerantes halogenados, por lo que se pueden utilizar en forma satisfactoria en la mayoría de las aplicaciones.

Una excepción es el poliestireno, ya que algunos refrigerantes como el R-11 y el R-22, lo disuelven; el R-12 también, pero en menor grado.

En la tabla 2.5, se muestra el efecto de algunos refrigerantes sobre los plásticos más comunes.

En general, el efecto sobre los plásticos disminuye, a medida que aumenta el contenido de flúor en la molécula de los refrigerantes.

Antes de utilizar algún material plástico con los refrigerantes, es conveniente realizar un ensayo de compatibilidad para una aplicación específica.

REFRIG. N°	% DE HINCHAMIENTO LINEAL A TEMPERATURA AMBIENTE						
	Nylon	Acetato de Celulosa	Nitrato de Celulosa	Teflón	Polietileno	Poliestireno	Cloruro de Polivinilo
12	0	0	0	0	1	-0.1	0
22	1	--	--	1	2	--	--
30	0	D	D	0	5	D	2

Tabla 2.5 Efecto de algunos refrigerantes sobre los plásticos (-- = no ensayado/ D = Desintegrado)

La resistencia del plástico a los refrigerantes, se puede ver alterada por variaciones en la estructura del polímero, agentes aglutinantes, plastificantes, temperatura, proceso de moldeado, etc.

2.2.4.4 Fácil de detectar cuando se fuga

Todos los refrigerantes tienen una tendencia a fugarse, y cuando esto sucede, el refrigerante seleccionado debe ser fácilmente detectable. En la actualidad, esto ya no es una deficiencia en ningún refrigerante, ya que se han desarrollado varios métodos para detectar fugas de cualquier refrigerante.

Existen varios factores que determinan la tendencia de los refrigerantes a fugarse.

Presión, viscosidad y densidad, son algunos de ellos. Cuando estas características son las mismas para diferentes refrigerantes, el que tiene más tendencia a fugarse, es el de menor peso molecular.

El razonamiento de por qué sucede esto, es simple.

El refrigerante con mayor peso molecular, tiene moléculas más grandes. Esto significa que por una grieta de cierto tamaño, se fugaría más fácilmente un refrigerante de bajo peso molecular, que uno de mayor peso molecular.

Refrigerante No.	TENDENCIA A FUGARSE		
	Olor Característico	Peso Molecular	$\sqrt{P.M.}$
12	Ligeramente Etereo	120.93	10.99
22	Ligeramente Etereo	86.48	9.30
30	Etereo Dulce	85.00	9.22
123	Ligeramente Etereo	152.95	12.37
134a	Ligeramente Etereo	102.03	10.10
170	Etereo Dulce	30.05	5.48
500	Ligeramente Etereo	99.31	9.96
502	Ligeramente Etereo	111.63	10.56
717	Picante	17.03	4.12
718	Ninguno	18.02	4.24

Tabla 2.6 Pesos moleculares y olores característicos de algunos refrigerantes

En la tabla 2.6, se muestran los olores característicos, el peso molecular, y la raíz cuadrada del peso molecular de algunos refrigerantes. Matemáticamente, el tamaño de las moléculas de un compuesto, es proporcional a la raíz cuadrada del peso molecular.

En la tabla se puede observar que el amoníaco, tiene una molécula de aproximadamente la mitad de tamaño de la del R-22. Esto significa que, en condiciones iguales de las propiedades mencionadas, se requeriría una grieta del doble de tamaño para que se fugue el R-22 que para el R-717.

Esta es la razón por la que en las instalaciones de refrigeración de amoníaco, es muy común el olor, debido a la facilidad con que se fuga este refrigerante.

Un poco de olor en los refrigerantes puede ser una ventaja, ya que cualquier fuga, por muy pequeña, podría ser notada de inmediato y efectuarse la corrección de la misma, antes de perder todo el refrigerante o que se haya ocasionado un daño mayor.

2.2.4.4.1 Detección de Fugas.

La detección de fugas es un problema continuo, principalmente con los refrigerantes que no tienen olor apreciable, como los halogenados, pero en la actualidad se han mejorado los métodos que facilitan su detección.

Existen varias razones para detectar fugas, como son: conservación de los refrigerantes, reducción de emisiones a la atmósfera y protección de los empleados.

El método para probar fugas varía con el refrigerante utilizado. Sin embargo, todos los métodos tienen un procedimiento común: aplicar presión al sistema con nitrógeno o bióxido de carbono.

Con la precaución debida, se pueden utilizar el nitrógeno y el bióxido de carbono con seguridad, cuando se presurice un sistema para detectar fugas. La presión en el cilindro de nitrógeno, es aproximadamente 14MPa (2,000 psig), y en un cilindro de bióxido de carbono es de aproximadamente 6 MPa (800 psig).

Cuando se realice la detección de fugas con cualquiera de estos dos gases, siempre debe usarse un dispositivo reductor de presión que tenga regulador y válvula de seguridad.

Si se acumulara presión dentro de un sistema de refrigeración, éste explotaría. Muchos accidentes han sido causados por usar exceso de presión al probar de fugas.

La mayoría de los sistemas tienen una placa donde se recomienda la presión de prueba. Antes de presurizar el sistema con nitrógeno o bióxido de carbono, debe buscarse esa placa. Si no se conoce esa presión, nunca sobrepase los 1,300 kPa (170 psig) al probar parte o todo el sistema.

2.2.4.4.2 Tipos de Detectores.

Las fugas en los sistemas de refrigeración, son usualmente muy pequeñas. Por lo tanto, los dispositivos detectores deben ser muy sensibles. Los detectores de fugas pueden ubicarse en dos amplias categorías:

Los que señalan fugas en puntos específicos y los monitores de área.

Algunos de los dispositivos comúnmente empleados son: soluciones de burbujas (jabón), lámpara de haluro, detectores electrónicos, tintes fluorescentes y tintes para refrigerantes. Cada método tiene su ventaja.

Antes de comprar cualquiera de ellos, deberán considerarse varios criterios instrumentales, incluyendo la sensibilidad, los límites de detección y la selectividad.

Usando la selectividad como criterio, los detectores de fugas pueden ubicarse en una de tres categorías:

No selectivos, selectivos de halógeno o específicos compuestos.

En general, mientras más específico es el detector, es más complejo y más caro.

Los detectores no selectivos, son aquellos que detectan cualquier tipo de fuga o vapor presente, sin importar su composición química. Típicamente, estos detectores son simples de usar, muy robustos, no son costosos y casi siempre portátiles. Sin embargo, su incapacidad para ser calibrados, su falta de selectividad y su falta de sensibilidad, limitan su uso a monitoreo de área.

Los detectores selectivos de halógeno utilizan un sensor especializado, que les permite detectar compuestos que contienen flúor, cloro, bromo y yodo, sin interferencia de otros compuestos. La mayor ventaja de estos detectores, es la reducción en el número de las molestas "falsas alarmas", causadas por la presencia de compuestos en el área, diferentes a los del objetivo.

Estos detectores típicamente son fáciles de usar, y tienen una mayor sensibilidad que los anteriores. Los límites de detección típicamente son: menos de 5 ppm cuando se usan como monitores de área, y menos de 1.4 g/año (0.05 oz/año) cuando se usan como detectores en puntos específicos. Son muy durables, y además, pueden ser calibrados fácilmente.

Los detectores específicos compuestos son los más complejos y también los más costosos. Estas unidades son típicamente capaces de detectar la presencia de un solo compuesto, sin interferencia de otros compuestos.

A continuación, se describen los métodos más comúnmente utilizados para detectar fugas, y algunas precauciones que se deben tener al utilizar los detectores.

Soluciones de Burbujas.

El método de burbujas para detectar fugas, es probablemente tan antiguo como la necesidad de detectar las fugas, pero aún tiene su lugar.

Consiste en usar una solución jabonosa, la cual se aplica con cepillo o esponja sobre el área donde se sospecha que hay fuga. El gas que pasa a través de la solución formará burbujas.

Existen soluciones especiales patentadas y diseñadas para detectar fugas, en vez de simple jabón. Estas forman una burbuja con una película más fuerte y más durable.

La solución deberá limpiarse de la tubería o conexión después de la prueba.

En algunos casos, el ensamble completo se sumerge en agua o en alguna otra solución especial para detectar fugas. Agregar detergente en el líquido es útil, para evitar que las burbujas se adhieran al objeto donde no puedan ser vistas con facilidad.

Para los refrigerantes hidrocarburos (como el etano o el metano), el método de burbujas es el único método práctico, ya que estos refrigerantes no tienen olor, y no se pueden detectar con la lámpara de haluro o detector electrónico.

Algunas ventajas de utilizar el método de burbujas, son la facilidad de uso, bajo costo y fácil aplicación, comparado con la instrumentación. Una desventaja es que las fugas muy grandes, soplan a través de la solución y no aparecerán burbujas.

Tintes.

Los tintes tanto de refrigerante como fluorescentes, son otra herramienta para ayudar a resolver problemas de fugas. El tinte de refrigerante dentro de un sistema, producirá un color rojo brillante en el punto de la fuga.

El refrigerante teñido de rojo (esta mezcla la prepara el fabricante de refrigerante) se introduce al sistema.

Al escapar el refrigerante teñido por alguna grieta, el refrigerante se evapora y el tinte queda sobre la tubería en forma de mancha roja, muy persistente. Para asegurar una máxima detección de fugas, en la mayoría de los sistemas debe ser reemplazada la carga completa de refrigerante, por el refrigerante que contiene el tinte.

La mayoría de las fugas se mostrarán en un tiempo muy corto. Sin embargo, en algunos casos será necesario esperar hasta 24 horas, debido a la proporción de circulación de aceite; ya que este método depende de la proporción con que circula el aceite.

Otro método empleado desde hace varios años, es el tinte fluorescente. Estos tintes, invisibles bajo la luz ordinaria, pero visibles bajo luz ultravioleta (UV), se utilizan para señalar fugas en los sistemas. Estos tintes comúnmente se colocan en el aceite lubricante, al momento de darle servicio al sistema. Al igual que los otros tintes, en el lugar de la fuga quedará una mancha, la cual se detecta solamente mediante la luz ultravioleta.

Antes de agregar los tintes al sistema, es recomendable asegurarse que sean compatibles con el refrigerante y el aceite.

Lámpara de Haluro.

También se le conoce como antorcha o soplete de haluro. Esta ha sido utilizada durante muchos años para detectar fugas de refrigerantes halogenados.

El principio sobre el que funciona este detector es el siguiente: la mayoría de los sopletes (alcohol, propano, acetileno, etc.) arden con una flama casi incolora. Si se coloca una tira de cobre en esta flama, seguirá siendo incolora. Sin embargo, si se pone en contacto con la tira caliente de cobre aún la más pequeña cantidad de refrigerante halogenado (R-12, R-22, R-500, R-502, etc.), la flama inmediatamente tomará un color verde claro.

El color se debe a la reacción entre el refrigerante descompuesto y la placa de cobre caliente, montada en el centro del quemador de la antorcha. El aire para la combustión es atraído hacia el quemador, a través de una manguera flexible. El otro extremo de la manguera está libre, y es el que se mueve a diferentes partes del sistema. Si este extremo de la manguera se coloca cerca de una fuga, algo del vapor del refrigerante fugado será succionado a través de la manguera hacia el quemador. Inmediatamente, el color de la flama se volverá verde, indicando la fuga.

La lámpara de haluro puede utilizarse con todos los refrigerantes halogenados, excepto aquellos que contienen un alto porcentaje de flúor, tales como el R-13 y el R-14. Una vez adquirida la habilidad de uso, es fácil y rápida de usar, y puede detectar fugas muy pequeñas.

No se recomienda el uso de la lámpara de haluro para detectar fugas de refrigerantes altamente inflamables, como el R-170 (etano).

Detector Electrónico.

El detector de fugas más sensible de todos, es el electrónico. Utiliza circuitos transistorizados y el abastecimiento de energía es por medio de pilas.

Existen tres tipos:

1. Detector de fuentes de Iones.
2. Tipo termistor (basado en cambio de temperatura).
3. Tipo dieléctrico, mide el balance en el aire circundante, y luego responde sólo a gas halógeno.

El detector de fugas electrónico se ha vuelto el más ampliamente utilizado, tanto en el campo de servicio, como en la fabricación y ensamble de equipos.

Para ponerlo en operación, el detector se enciende y se ajusta en una atmósfera normal. Al hacer esto, el detector sólo zumba; cuando "siente" algún refrigerante halogenado (R-12, R-22, R-502, R-500, etc.) el detector lo delatará.

Entonces, la sonda detectora de fugas se pasa sobre las superficies sospechosas de fugas. Si hay una fuga, por pequeña que sea, el refrigerante halogenado es atraído hacia la sonda. El detector de fugas emitirá un sonido estridente o una luz intermitente, o ambos; porque el nuevo gas cambia la resistencia en el circuito.

El principio de operación de los detectores de fugas electrónicos, está basado en la diferente conductividad de diferentes gases. En el detector del tipo de fuente de iones, el refrigerante es descompuesto a alta temperatura por un alambre de platino, y se mide el cambio de corriente debido a la ionización del refrigerante. Algunos detectores se basan en la diferencia dieléctrica de los gases.

Los gases fluyen entre las capas de un capacitor. Estos gases actúan como el dieléctrico (aislante) para cada capacitor. Las diferentes frecuencias de un oscilador indican la fuga.

Debido a la gran sensibilidad de estos detectores, se deben tener algunos cuidados, para asegurarse que no se obtengan falsas indicaciones.

1. Aunque están diseñados para usarse con refrigerantes halogenados, algunas sustancias pueden interferir en la prueba, tal es el caso del alcohol y el monóxido de carbono.
2. La sensibilidad depende de la naturaleza del refrigerante; por ejemplo, el R-12 y el R-22 pueden detectarse igualmente bien. El R-11 requerirá una fuga 1.25 veces la del R-12, para la misma sensibilidad. Para el R-13, la fuga necesitaría ser más de 30 veces la del R-12.
3. Deben reducirse al mínimo las corrientes, apagando ventiladores y otros dispositivos que causen movimiento de aire.
4. Siempre coloque la punta del sensor debajo de donde se sospeche que hay fuga, ya que los refrigerantes halogenados son más pesados que el aire, tendiendo a ir hacia abajo.

Para localizar fugas en sistemas que usan amoníaco como refrigerante, existen dos métodos: la mecha (o vela) de azufre y el papel tornasol. El más común es el primero, y no es otra cosa que una mecha impregnada de azufre, la cual prende y se mueve por donde se sospecha que hay fuga. Al arder el azufre se forma bióxido de azufre, el cual en presencia del amoníaco, produce un humo blanco muy denso, indicando la fuga. Mientras mayor sea la fuga, más blanco y más denso es el humo.

El método del papel tornasol consiste en acercar una tira húmeda de este papel, a las partes donde se sospecha que haya fuga. Como el amoníaco es extremadamente alcalino, al contacto con la tira de papel tornasol, ésta cambiará de color.

2.2.4.5 Debe ser miscible con el aceite

La miscibilidad del aceite y el refrigerante, juega un papel muy importante en el diseño de los sistemas de refrigeración. La miscibilidad del aceite con el refrigerante, se puede definir como la capacidad que tienen estos para mezclarse.

Los refrigerantes son miscibles con los aceites en diferentes proporciones, dependiendo del tipo de refrigerante, la temperatura y la presión. El refrigerante disuelto en aceite hace que éste último sea más fluido, existiendo una relación directa entre el grado de fluidez y la cantidad de refrigerante disuelto.

Los refrigerantes que son más solubles en aceite tienden a mantener el aceite más fluido, haciendo más fácil su acarreo a través del sistema. Con los refrigerantes menos solubles, el retorno de aceite es más complicado.

Además de su miscibilidad con los refrigerantes, los aceites tienen una gran afinidad con estos; es decir, los aceites atraen y absorben los refrigerantes.

Otro aspecto muy importante de esta relación, es la forma en que afecta la viscosidad. Dependiendo del porcentaje de refrigerante en el aceite y de la temperatura, la viscosidad de la mezcla se ve disminuida.

Aunque la función del aceite es lubricar las partes móviles del compresor, no se puede evitar que algo de aceite se vaya hacia el sistema junto con el refrigerante, aun cuando se cuente con un separador de aceite. Por lo tanto, hay dos partes del sistema donde esta relación es de interés: el cárter del compresor y el evaporador.

Esta miscibilidad tiene sus ventajas y desventajas. Las principales ventajas son: la facilidad relativa para retornar el aceite al compresor, y la lubricación de diferentes partes del sistema, como válvulas. Las desventajas son: la dilución del aceite en el cárter del compresor, disminución de la transferencia de calor en el evaporador, falta de lubricación y problemas de control.

A continuación, se analizarán brevemente las relaciones entre refrigerantes y aceites, en los dos puntos de interés mencionados.

2.2.4.6 No debe reaccionar con la humedad

Todos los refrigerantes absorben humedad en cantidades variables. En un sistema de refrigeración, esta cantidad debe mantenerse por debajo del límite máximo permisible, para que pueda operar satisfactoriamente.

Por lo tanto, es imperativo que se elimine la humedad de los componentes del sistema durante su manufactura, y que se tomen precauciones para evitar que entre al sistema, durante las operaciones de instalación o de servicio.

Los refrigerantes y los aceites son abastecidos por los fabricantes, con límites muy bajos de humedad. Se debe hacer un gran esfuerzo por mantener la humedad fuera de los sistemas de refrigeración, por dos principales razones:

1. El exceso de humedad, como el "agua libre", puede congelarse a bajas temperaturas y restringir o detener el paso de refrigerante, a través de la válvula expansión o del tubo capilar.
2. El exceso de agua puede reaccionar con el refrigerante formando ácidos corrosivos, los cuales causarán atascamientos, corrosión, quemaduras del moto compresor, y en general, deterioro del sistema de refrigeración.

El R-717 (amoníaco) es miscible con el agua en todas las proporciones y a todas las temperaturas, por lo que no es problema la formación de hielo.

En la mayoría de los demás refrigerantes, la solubilidad con el agua es baja, especialmente a bajas temperaturas.

El agua por sí sola, puede causar corrosión de las partes metálicas de un sistema de refrigeración, especialmente si algo de aire está presente. Se puede formar moho e incrustaciones, y emigrar a partes del sistema donde su presencia causará problemas. Cuando hay exceso de agua en un sistema de amoníaco, se forma una base fuerte, la cual puede afectar el aislamiento, las juntas, empaques y otras partes no metálicas del sistema.

Con los refrigerantes halogenados, el agua puede formar ácidos mediante una reacción llamada hidrólisis, principalmente ácido clorhídrico. Estos ácidos pueden corroer los metales y atacar el aislamiento del devanado del moto compresor.

Normalmente, esta hidrólisis es muy lenta y se vuelve más seria si hay presente agua suelta. También, las altas temperaturas de operación aceleran la reacción.

Desde cualquier punto de vista, la presencia de agua en un sistema de refrigeración es indeseable.

2.2.4.7 Debe ser un compuesto estable

En sistemas normales que estén razonablemente limpios y secos, la estabilidad del refrigerante no es un problema.

La mayoría de los refrigerantes tienen una estabilidad adecuada para las aplicaciones donde se utilizan. Las temperaturas máximas recomendadas de exposición para diferentes refrigerantes, aparecen en la tabla 2.7.

REFRIG. No.	Temperatura Máxima para Exposición Continua en Presencia de Aceite, Acero y Cobre
12	120
22	135 a 150
500	120
502	135 a 150

Tabla 2.7 Estabilidad térmica de algunos refrigerantes

Si no se exceden estos límites, el sistema debe operar satisfactoriamente por muchos años, en lo que al refrigerante concierne. Bajo condiciones anormales, habiendo presente excesivas cantidades de humedad, aire y quizá otros materiales extraños, las temperaturas de la tabla 2.7 pueden ser muy altas.

Cuando esto ocurre, pueden resultar problemas operacionales, aún a temperaturas más bajas.

El amoníaco es un refrigerante estable bajo condiciones normales de operación, aun cuando las temperaturas de descarga del compresor, sean generalmente, más altas que las de los refrigerantes halogenados.

2.2.5 MEZCLAS DE REFRIGERANTES

Por muchos años ha habido interés por el uso de refrigerantes mezclados, tanto en estudios de calorímetros como en pruebas en el campo.

Obviamente, los refrigerantes que se mezclan deben ser compatibles entre sí; es decir, no deben tener efectos químicos uno sobre otro, ni inmediatamente ni por un largo período. Con los refrigerantes halogenados, los cuales por su naturaleza son todos similares, esto no es un problema.

En sistemas herméticos, la mezcla no debe tener ningún efecto sobre el aislamiento eléctrico. Deberá tener suficiente estabilidad para dar años de operación libre de problemas. Como con cualquier otro refrigerante, una mezcla se desempeña mejor en el equipo que ha sido diseñado para ella.

Cuando se mezclan dos o más compuestos diferentes, los cuales se utilizan individualmente como refrigerantes, se pueden formar dos tipos de soluciones: Una mezcla zeotrópica o una mezcla azeotrópica.

Ambos tipos de mezclas pueden operar en equipos de refrigeración, aunque las mezclas azeotrópicas tienen ciertas ventajas.

2.2.5.1 Mezclas Zeotrópicas.

Se llama así a las mezclas formadas por dos o más componentes (refrigerantes puros) de diferente volatilidad. Cuando estas mezclas se evaporan o se condensan en un sistema de refrigeración, su composición y su temperatura de saturación cambian. La palabra zeótropo se deriva de las palabras griegas *zein* = hervir, y *tropos* = cambiar.

Al hervir esta mezcla en un evaporador, la composición del líquido remanente cambia. Esto es, al empezar a hervir el líquido, se evapora un porcentaje más elevado del componente más volátil. Por lo tanto, conforme continúa hirviendo la mezcla, el líquido remanente tiene menor concentración del componente más volátil, y mayor concentración del menos volátil.

El cambio de composición del líquido, da como resultado un cambio en el punto de ebullición. La temperatura a la cual empieza a hervir el líquido (líquido saturado), se le conoce *punto de burbuja*. La temperatura a la cual se evapora la última gota de líquido (vapor saturado), se le llama *punto de rocío*. A una misma presión, la temperatura del punto de burbuja es más baja que la del punto de rocío para cualquier mezcla zeotrópica. A este fenómeno se le conoce como "deslizamiento de temperatura".

Este deslizamiento de temperatura también ocurre en el condensador, pero aquí, la temperatura de condensación disminuye en lugar de aumentar. El inicio de la condensación es en su punto de rocío, cuando todo el vapor se ha condensado, este es el punto de burbuja.

El deslizamiento de temperatura puede variar, dependiendo de la mezcla, desde 1° ó 2 °C hasta varias decenas de grados centígrados. Cuando una mezcla tiene un deslizamiento menor, que no conduce a errores consecuentes en el cálculo para una aplicación en un sistema de refrigeración, se le llama "*mezcla casi azeotrópica*".

De 1990 a la fecha, los fabricantes de refrigerantes han desarrollado más mezclas zeotrópicas de las que existían, hasta antes de dicho año. Estas mezclas son transitorias y se desarrollaron para substituir a los refrigerantes HCFC, tales como el R-12, el R-22 y el R-502.

Estas mezclas ya se encuentran disponibles comercialmente, y algunas se van a quedar permanentemente como reemplazos para el R-22 y el R-502.

A las mezclas zeotrópicas comerciales, se les debe asignar un número de identificación en la serie 400. Este número indica qué componentes se encuentran en la mezcla, pero no el porcentaje de cada uno de ellos.

2.2.5.2 Mezclas Azeotrópicas.

Se llama así a las mezclas de dos o más componentes de diferente volatilidad, las cuales, al ser utilizadas en un sistema de refrigeración, NO cambian su composición ni su temperatura de saturación al hervir en el evaporador, o se condensan a una presión constante.

La composición del líquido es la misma que la del vapor.

Las mezclas azeotrópicas pueden inclusive ser destiladas, sin que cambie su composición. El prefijo "a" antes de la palabra *zeótropo*, es de raíz latina, y significa una negación, por lo que la palabra azeótropo se puede interpretar como que "no cambia al hervir".

Al combinar los componentes, la mezcla resultante se comporta en muchas maneras, como si fuera un solo refrigerante puro, con una sola temperatura de saturación correspondiente a una presión dada.

Generalmente el punto de ebullición resultante de una mezcla azeotrópica, es menor o igual que el del componente con el más bajo punto de ebullición, como se puede ver en la tabla 2.8.

DESIGNACION DEL AZEOTROPO	REFRIG.	PUNTO DE EBULLICION °C	% EN PESO	PUNTO DE EBULLICION DEL AZEOTROPO
R-500	R-12	-30	73.8	-33
	R-152a	-25	26.2	
R-501	R-12	-30	75	-41
	R-22	-41	25	
R-502	R-22	-41	48.8	-45
	R-115	-39	51.2	
R-503	R-23	-82	40.1	-88
	R-13	-81	59.9	
R-504	R-32	-52	48.2	-57
	R-115	-39	51.8	
R-505	R-12	-30	78	-30
	R-31	-9	22	
R-506	R-31	-9	55.1	-12
	R-114	4	44.9	
R-507	R-125	-49	50	-46.7
	R-143a	-47	50	
SIN NUMERO	R-22	-41	68	-45
	R-290	-42	32	
SIN NUMERO	R-114	4	59	-2
	R-600	0	41	
SIN NUMERO	R-12	-30	73	-35
	R-40	-24	27	

Tabla 2.8 Ejemplos de azeótropos

En esta tabla, se muestran algunos ejemplos de mezclas azeotrópicas, la mayoría de las cuales no tienen importancia comercial, y en algunos casos, incluyen materiales tóxicos o inflamables.

Las mezclas que contienen refrigerantes clorofluorocarbonos (CFC) como R-12, R-114, R-115, etc. van a desaparecer ya que estos refrigerantes CFC se dejaron de utilizar a fines del año 1995.

Las mezclas que contienen refrigerantes hidroc fluorocarbonos (HCFC) como el R-22, R-23, R-152a, R-143a, R-125, etc. van a permanecer un poco más tiempo en el mercado, puesto que estos refrigerantes están programados para desfasamiento para el año 2030 o antes.

Algunos fabricantes de refrigerantes se han adelantado al desfasamiento, y han desarrollado mezclas a base de hidrofluorocarbonos (HFC), los cuales no dañan la capa de ozono. Estas mezclas surgieron como alternativas para los HCFC's, tales como el R-22, el R-502 y el R-503 y algunos se van a quedar en forma permanente. Tal es el caso del R-507, el cual es una mezcla azeotrópica con 50% de R-125 y 50% de R-134a, y sustituye al R-22 o al R-502 en aplicaciones de media y baja temperatura.

A las mezclas azeotrópicas que se comercialicen, deberá asignárseles un número de identificación progresiva de la serie 500, como se muestra en la figura 2.8.

2.2.5.3 Ventajas de las mezclas Azeotrópicas.

Ambas mezclas, las zeotrópicas y las azeotrópicas, pueden usarse como refrigerantes. En sistemas con evaporador tipo "seco" o de expansión directa, la mezcla completa se evapora antes de salir del evaporador. La composición permanece igual a través de todo el ciclo de refrigeración y ambas mezclas pueden utilizarse bajo estas condiciones.

En sistemas con evaporadores de tipo "inundado", una mezcla azeotrópica tendrá la ventaja de composición constante durante la evaporación. Con las mezclas zeotrópicas, es probable que el líquido en el evaporador sea mucho más rico en el componente de más alto punto de ebullición.

Otra ventaja es el bajo punto de ebullición del azeótropo, lo que significa temperaturas de evaporación más bajas y con frecuencia, mayor capacidad.

Los refrigerantes de mezclas azeotrópicas más empleadas comercialmente, son el R-500, el R-502, el R-503 y el R-507. Estos son refrigerantes patentados y el proceso de fabricación es bastante complejo, por lo que los técnicos de servicio no deben intentar nunca hacer sus propias mezclas.

2.2.6 CÓDIGO DE COLORES PARA LAS BOTELLAS DE LOS REFRIGERANTES

Los contenedores utilizados para el manejo de refrigerantes ya sea a granel, en tambores, latas o cilindros retornables o desechables, se codifican con algún color. Hace algunas décadas no había unificación de colores por parte de los fabricantes de refrigerantes. Posteriormente, se estandarizó un código de colores adoptado mundialmente por los fabricantes, aunque no era un método oficialmente reconocido para identificar el contenido del cilindro, como sucedía con otros gases industriales, tales como el nitrógeno, el acetileno, el oxígeno, etc.

En años recientes, con el surgimiento de una gran cantidad de nuevos refrigerantes para reemplazar a los CFC y algunos HCFC, la codificación de colores no se hace arbitrariamente. La mayoría de los fabricantes se apegan a los lineamientos establecidos por el ARI (Air Conditioning and Refrigeration Institute), para la asignación de colores a los contenedores de refrigerantes.

Esta codificación, permite a los técnicos y contratistas identificar rápida y fácilmente el refrigerante, por el color del contenedor, evitando mezclar accidentalmente diferentes refrigerantes en un sistema. Pero siempre se debe leer la etiqueta e identificar el contenido, antes de utilizarlo.

A continuación, en la figura 2.9, se muestra una lista de los refrigerantes más populares que incluye algunos que ya están discontinuados, y también algunos de los nuevos.

REFRIG. N°	COLOR	PMS *
R-11	NARANJA	021
R-12	BLANCO	---
R-13	AZUL CLARO / BANDA AZUL OSCURO	2975
R-22	VERDE	352
R-123	GRIS CLARO (PLATA)	428
R-134a	AZUL CLARO (CELESTE)	2975
R-401A (MP-39)	ROJO-ROSADO (CORAL)	177
R-401B (MP-66)	AMARILLO-CAFE (MOSTAZA)	124
R-402A (HP-80)	CAFE CLARO (ARENA)	461
R-402B (HP-81)	VERDE ACEITUNA	385
R-404A (HP-82)	NARANJA	021
R-407C (AC-9000)	GRIS	---
R-500	AMARILLO	109
R-502	MORADO CLARO (ORQUIDEA)	251
R-503	AZUL-VERDE (ACQUA)	3268
R-507 (AZ-50)	MARRON	167
R-717	PLATA	877

Tabla 2.9 Código de colores para los contenedores de algunos refrigerantes comunes

CAPITULO 3

DISEÑO TÉRMICO

3.1 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO.

El presente proyecto le permitirá al estudiante analizar las situaciones que se presentan en la práctica en lo que tiene que ver con la operación y mantenimiento de las unidades de refrigeración.

Este se basa en un banco de pruebas de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, el cual dispone de dos evaporadores, uno de ellos cuya fuente de transferencia de calor es el agua, representa un nivel de enfriamiento y el otro cuya fuente de transferencia de calor es el aire representa un nivel de congelamiento. Esta configuración permite el aprendizaje de una estructura básica de una planta frigorífica para el servicio paralelo de estos dos niveles de refrigeración.

Cada evaporador cuenta con dos dispositivos de control de flujo de refrigerante, la Válvula de Expansión Termostática y el Tubo Capilar. Esta configuración me permite determinar las condiciones de funcionamiento de estos dos dispositivos de control de flujo de refrigerante para cada nivel de servicio.

El equipo cuenta con elementos habituales a la técnica de la refrigeración, además cuenta con registradores de datos experimentales que captan presión y temperatura; permitiéndonos generar un análisis integral sobre los procesos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor y los respectivos cálculos de las variaciones de rendimiento según las condiciones de funcionamiento.

Para determinar los estándares de diseño se debe tener en cuenta algunos factores como son: las temperaturas de congelamiento y enfriamiento de las distintas cámaras, condiciones del medio en el cual será ubicado el equipo, dimensiones de las cámaras.

El objetivo del diseño, consiste en establecer el valor de las cargas térmicas logrando las temperaturas deseadas en el interior de las cámaras dentro, de los tiempos establecidos.

Para la realización del presente proyecto y con la finalidad de disminuir costos, el Laboratorio de Conversión de Energía nos facilitó sus instalaciones y donó una unidad Condensadora cuyas características técnicas se detallan a continuación.

3.1.1 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA UNIDAD CONDENSADORA.



Fig. 3.1 Características de la Unidad condensadora

3.1.2 REQUERIMIENTOS DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO.

Congelamiento de 3ltrs de agua.

Temperatura de congelamiento: -10 °C

3.1.3 REQUERIMIENTOS DE LA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO.

Enfriamiento de 15ltrs de agua.

Temperatura de enfriamiento de agua: 0°C

3.2 CARGAS DE ENFRIAMIENTO.

El cálculo de la carga de enfriamiento tiene por objeto determinar la cantidad de calor producida por una serie de cargas térmicas presentes en un recinto, que se debe extraer en un tiempo determinado, para crear y mantener en su interior las condiciones de temperatura y humedad relativa requerida.

Cargas Térmicas según ASHRAE:

- Carga térmica por la estructura.
- Carga térmica por el producto a refrigerar.
- Carga térmica por infiltraciones de aire.
- Carga térmica por equipos.

En refrigeración, la carga de enfriamiento se calcula para períodos de 24 horas y se toma de 16 a 18 horas de operación del equipo para vencer dicha carga, dejando el resto de las horas del día para procesos de descarchado y como factor de reservas para cargas picos poco frecuentes.

A esta carga de enfriamiento se le aplica un factor de seguridad del 10% para tener en cuenta posibles discrepancias entre los criterios de diseño y el funcionamiento real.

3.2.1 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO

3.2.1.1 Carga térmica por la estructura.

El valor de la carga térmica por estructura, es la cantidad de calor absorbido a través de las paredes, piso, techo y puerta; el cual deberá ser retirado de nuestro sistema. La misma que está directamente relacionado con el tipo de estructura, material, diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, radiación solar y tipo de aislamiento

Las paredes de nuestro banco de pruebas estarán compuestas por tres elementos, un tablero de madera una capa de aislamiento y una plancha de acero.

La carga térmica por estructura se la puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$q' = U \cdot A_c \cdot \Delta T \quad (3.1)$$

Donde;

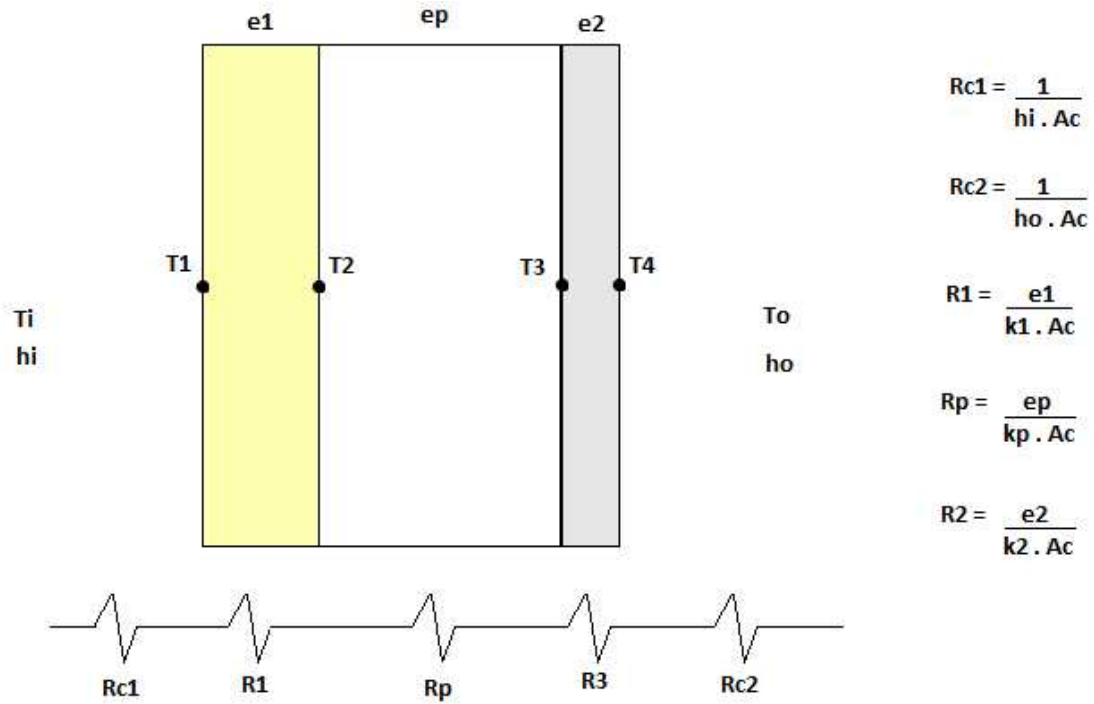
q': Carga térmica por estructura [w]

U: Coeficiente global de transferencia de calor [w/m²K]

A_c: Superficie de transferencia de calor [m²]

ΔT: Diferencia de temperatura entre el exterior e interior de la cámara.

El valor de U, se lo puede determinar mediante la siguiente analogía:



$$U = \frac{1}{\sum R}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e_x}{K_x} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.2)$$

Donde:

h_i : Coeficiente de transferencia por convección (exterior):

e : Espesor de la pared.

K : Coeficiente de conductividad térmica.

h_o : Coeficiente de transferencia por convección (interior)

Variables de diseño

Las variables que se deben considerar para el cálculo de esta carga térmica son:

- Temperatura de congelamiento: $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura exterior: $25\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Tipo de aislamiento: Poliuretano expandido
- Tipo de material de la cámara: Madera/Acero/Vidrio

CAMARA DE CONGELACION

DATOS:

Temperatura de conservación: $T_{\text{req}} := -10^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{req}} = 263.15\text{K}$

Temperatura ambiente: $T_i := 25^{\circ}\text{C}$ $T_i = 298.15\text{K}$

Calculo de Carga Frigorífica:

Carga por estructura:

Los paneles serán conformados por un tablero exterior de madera y una plancha interior de acero, separadas mediante poliuretano expandido el cual actúa como aislante térmico.

Espesor plancha de acero: $e_1 := 0.5\text{mm}$ $e_1 = 5 \times 10^{-4}\text{m}$

Espesor tablero de madera: $e_2 := 15\text{mm}$ $e_2 = 0.015\text{m}$

Espesor del aislamiento: $e_p := 25\text{mm}$ $e_p = 0.025\text{m}$

$Q_1 = A \cdot U \cdot \Delta T$ (Carga por estructura)

Datos:

Medidas de la cámara

$a := 0.48\text{r}$ (**Alto**)

$h := 0.48\text{r}$ (**Ancho**)

$p := 0.4\text{r}$ (**Profundidad**)

Variables térmicas:

$$K_a := 80.2 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \text{(Acero)}$$

$$K_m := 0.13 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \text{(Madera)}$$

$$K_p := 0.023 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \text{(Poliuretano expandido)}$$

Aire:(exterior de la cámara)

Aire:(interior de la cámara)

$$T_{a1} := T_j$$

$$T_{a2} := T_{\text{req}}$$

$$T_{a1} = 298.15\text{K}$$

$$T_{a2} = 263.15\text{K}$$

$$v_{a1} := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{a2} := 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\rho_{a1} := 1.1442 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{a2} := 1.3302 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_{p1} := 1.00710^3 \frac{\text{joule}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$C_{p2} := 1.00610^3 \frac{\text{joule}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$v_1 := 16.4010^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$v_2 := 12.6110^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$K_{a1} := 26.6810^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$K_{a2} := 23.3510^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$\text{Pr}_1 := 0.70$$

$$\text{Pr}_2 := 0.71$$

$$\text{Re}_1 := \frac{v_{a1} \cdot a}{v_1}$$

$$\text{Re}_2 := \frac{v_{a2} \cdot a}{v_2}$$

$$\text{Re}_1 = 2.927 \times 10^4$$

$$\text{Re}_2 = 7.613 \times 10^4$$

$$\text{Nu}_1 := 0.664 \text{Re}_1^{0.5} \cdot \text{Pr}_1^{0.3}$$

$$\text{Nu}_2 := 0.664 \text{Re}_2^{0.5} \cdot \text{Pr}_2^{0.3}$$

$$\text{Nu}_1 = 102.331$$

$$\text{Nu}_2 = 165.737$$

$$h_o := \frac{Nu_1 \cdot Kai_1}{a}$$

$$h_i := \frac{Nu_2 \cdot Kai_2}{a}$$

$$h_o = 5.688 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$h_i = 8.062 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_1 := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{K_a} + \frac{e_p}{K_p} + \frac{e_2}{K_m} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_1 = 0.666 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

En total son cuatro paredes, el piso y la puerta la cual será de vidrio:

Transmisión por las paredes y piso

Área de contacto: $Ac := 4(p \cdot h) + a \cdot h$

$$Ac = 0.998 m^2$$

Temperatura interior: $To := T_{req}$

Temperatura exterior: $Ti = 298.15 K$

$$Q_{c1} := U_1 \cdot Ac \cdot (Ti - To)$$

$$Q_{c1} = 23.262 W$$

Para el lado en el que se encuentra la puerta de vidrio:

$e_v := 3 \text{ mm}$ Espesor del vidrio

$$e_v = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$K_v := 0.058 \frac{W}{m \cdot K}$$

$e_{ai} := 4 \text{ mm}$ Separación entre las planchas de vidrio

$$e_{ai} = 4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$K_{ai} := 26.8110^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$U_2 := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + 2\left(\frac{e_v}{K_v}\right) + \frac{e_{ai}}{K_{ai}} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_2 = 1.81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}$$

$$Q_{c2} := U_2 \cdot a^2 \cdot (T_i - T_o)$$

$$Q_{c2} = 14.596 \text{ W}$$

Carga Total por estructura: $Q_1 := Q_{c1} + Q_{c2}$

$$Q_1 = 37.858 \text{ W}$$

Resumen:

$$Q_{c1} = 23.26 \text{ W} \quad (\text{Paredes})$$

$$Q_{c2} = 14.59 \text{ W} \quad (\text{Puerta de vidrio})$$

$$Q_1 = Q_{c1} + Q_{c2} \quad (\text{Carga total por estructura})$$

$$Q_1 = 37.85 \text{ W}$$

3.2.1.1.1 Distribución y dimensionamiento de la unidad de congelamiento

La unidad de congelamiento será diseñada de forma modular con puerta transparente de vidrio templado.

Dentro de la unidad de congelamiento se ubicará el evaporador, el cual cuenta con un ventilador y su respectiva resistencia para el proceso de descarche.

Dimensiones de la unidad de congelamiento:

- Ancho: 480 [mm]
- Alto: 480 [mm]
- Profundidad: 400 [mm]
- Espesor: 40 [mm]

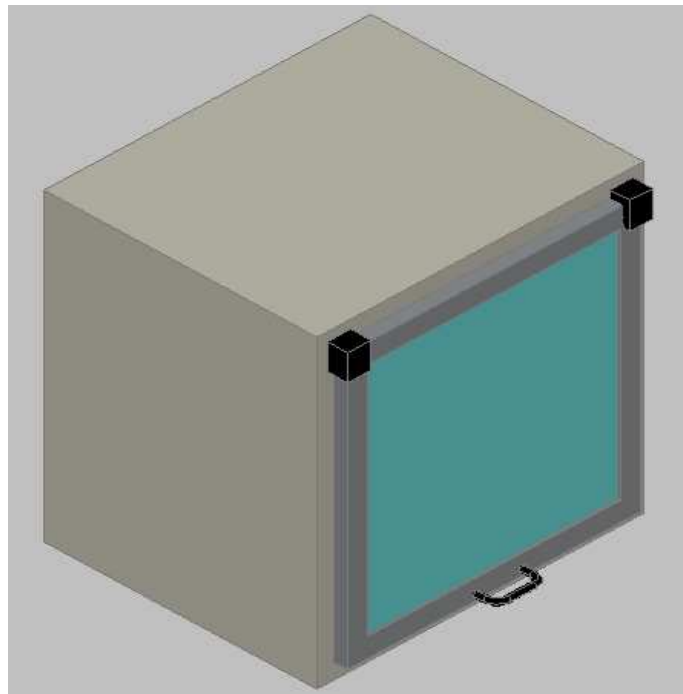


Fig. 3.2 Unidad de Congelamiento

3.2.1.2 Carga térmica por producto

La carga térmica por producto consiste en determinar la cantidad de calor que deberá ser retirado del producto para que este descienda de su temperatura inicial o de ingreso hasta la temperatura requerida, en nuestro caso en particular el producto será agua.

La carga térmica por producto se la puede determinar mediante las siguientes expresiones:

Calor Sensible

$$q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.3)$$

Donde;

q: Carga térmica por producto, [W]

m: masa del producto, [Kg]

c_p: calor específico del producto, [J/kg K]

Calor latente de fusión:

El calor latente de fusión, muestra la cantidad de calor que se debe retirar del sistema a fin de que el producto en nuestro caso agua cambie su estado de líquido a sólido, este proceso ocurre a temperatura constante.

Este valor se lo puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$q = m * h_{fg} \quad (3.4)$$

Donde;

m: masa del producto, [Kg]

h_{fg}: Calor latente de Fusión, [KJ/kg]

Datos:

Volumen de agua	0,003 m ³
Temperatura inicial	30 °C
Temperatura final	0 °C
Densidad	1000 Kg/m ³
C _p	4189 J/kg.K

Calculo de Carga Frigorífica:

CARGA POR PRODUCTO:

Volumen de agua: $V := 3\text{L}$ $V = 3 \times 10^{-3} \cdot \text{m}^3$

Carga de Producto:

Antes del punto de congelación.

Producto: Agua

$$T_{\text{inicial}} := 30^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{inicial}} = 303.15\text{K}$$

Temperatura inicial del agua

$$T_{\text{final}} := 0^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{final}} = 273.15\text{K}$$

$$\Delta T := T_{\text{inicial}} - T_{\text{final}}$$

$$\Delta T = 30\text{K}$$

Datos (Agua)

$$C_{\text{pa}} := 4189 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$\delta_a := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_a := \delta_a \cdot V$$

$$m_a = 3\text{kg}$$

$$Q_{\text{p1}} := m_a C_{\text{pa}} \Delta T$$

$$Q_{\text{p1}} = 3.77 \times 10^5 \text{J} \quad (\text{Por hora})$$

$$Q_{\text{p1}} := \frac{Q_{\text{p1}}}{3600\text{s}} \quad Q_{\text{p1}} = 104.725\text{W}$$

Calor Latente de fusión: (congelación)

$$h_{\text{fg}} := 334 \cdot 10^3 \frac{\text{joule}}{\text{kg}} \quad \text{Calor latente de Fusión}$$

$$Q_{\text{cong}} := m_a h_{\text{fg}}$$

$$Q_{\text{cong}} = 1.002 \times 10^6 \text{J}$$

$$Q_{\text{cong}} := \frac{Q_{\text{cong}}}{3600\text{s}} \quad Q_{\text{cong}} = 278.333\text{W}$$

Calor desde la congelación hasta el punto de conservación (desde 0 C hasta -10 C)

Datos (Agua)

$$T_{\text{inicial}2} := 0^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{inicial}2} = 273.15\text{K}$$

$$T_{\text{final}2} := -10^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{final}2} = 263.15\text{K}$$

$$\Delta T2 := T_{\text{inicial}2} - T_{\text{final}2}$$

$$C_{pa} := 4217 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \rho_a := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_a := \rho_a \cdot V$$

$$m_a = 3\text{kg}$$

$$Q_{p2} := m_a C_{pa} \Delta T2$$

$$Q_{p2} = 1.265 \times 10^5 \text{J} \quad (\text{Por hora})$$

$$\dot{Q}_{p2} := \frac{Q_{p2}}{3600\text{s}} \quad \dot{Q}_{p2} = 35.142\text{W}$$

Resumen:

Calor total por producto:

$$Q2 = Q_{p1} + Q_{\text{cong.}} + Q_{p2}$$

$$\mathbf{Q2 = 418.2 W}$$

3.2.1.3 Carga térmica por equipo

Las cargas por equipo representa el calor cedido principalmente por los motores eléctricos que funcionan dentro del espacio, en nuestro caso por el motor del ventilador localizado en el evaporador.

Para determinar el calor cedido por el motor del ventilador aplicaremos la siguiente ecuación.

$$q3 = F3 * HP * 24h \quad (3.5)$$

Donde:

Q3: Carga térmica por equipo

F3: Calor equivalente del motor eléctrico

En vista de que nuestro banco de pruebas es un equipo netamente didáctico y por las características que esto conlleva, el valor de la carga equipo es despreciable.

3.2.1.4 Carga térmica por cambio de aire

Consiste en el calor que debe ser eliminado por este aire caliente del exterior para reducirle su temperatura a las condiciones de diseño del espacio.

Al abrirse la puerta de un espacio refrigerado, el aire caliente del exterior entra al espacio para reemplazar al aire frío más denso, esto constituye una pérdida en el espacio refrigerado.

El valor de carga térmica por infiltración de aire se lo puede determinar mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$q4 = Vi * F1 * F2 \quad (3.6)$$

Donde;

q4: Carga por infiltración de aire

Vi: Volumen interior de la cámara

F1: Factor de uso, el cual está en función del tipo de actividad que se desarrolle dentro de la cámara

F2: Factor por cambios de aire. El cual está en función de la humedad relativa del aire exterior, y la temperatura interna de la cámara.

Lo valores para F1 y F2 se los puede obtener a través de las tablas ubicadas en el ANEXO B.

Variables:

- Volumen interno de la cámara: 20.48 [pies³]
- Humedad relativa del aire exterior: 70%
- Temperatura del cuarto: -10°

En vista de que nuestro banco de pruebas es un equipo netamente didáctico y por las características que esto conlleva, el valor de la carga por infiltración de aire es despreciable.

3.2.1.5 Carga total de la unidad de congelamiento.

Carga Total de la Unidad de Congelamiento	
Carga por Estructura	Q1 = 37.85 W
Carga por Producto	Q2 = 418.2 W
Carga por Equipo	Q3 = 0 W
Carga por Cambio de Aire	Q4 = 0 W
Carga Total	Qt1 = 456 W

Tabla 3.1 Carga total de la unidad de congelamiento

3.2.2 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD DE ENFRIAMIENTO

3.1.1.1. CARGA TÉRMICA POR LA ESTRUCTURA

El valor de la carga térmica por estructura, es la cantidad de calor absorbido a través de las paredes y piso, el cual deberá ser retirado de nuestro sistema. Está condicionado por el tipo de estructura, material, diferencia de temperatura entre el exterior e interior, radiación solar y tipo de aislamiento.

Al igual que en el modulo de congelación, la carga térmica por estructura se la puede obtener mediante la ecuación 3.1:

$$q' = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Donde;

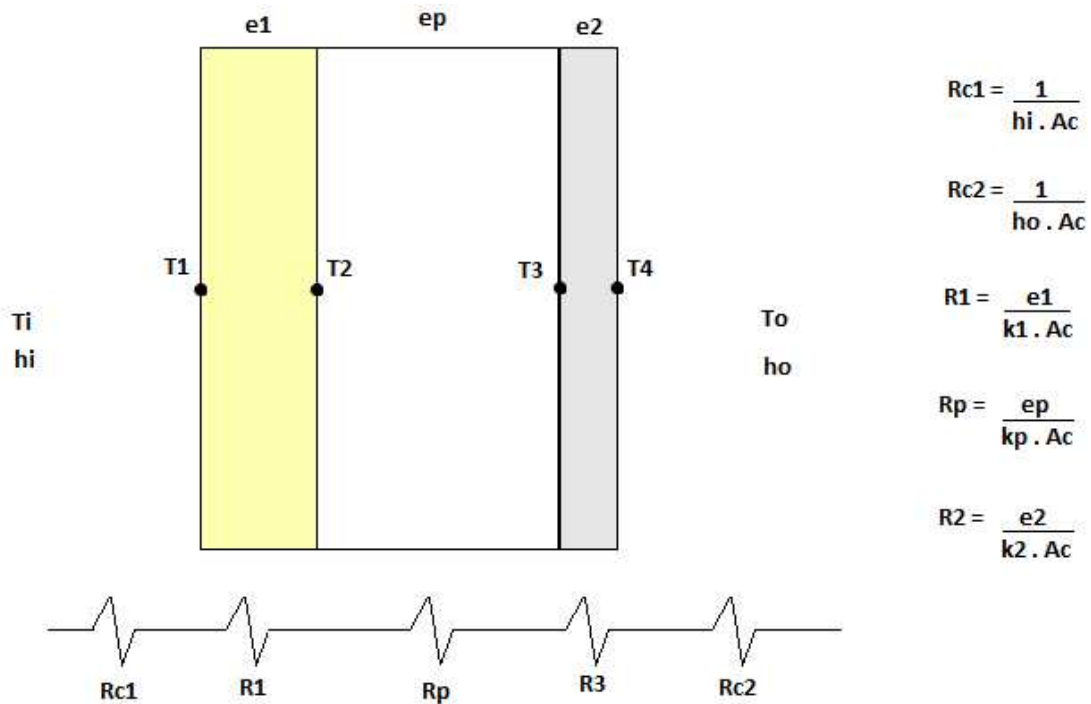
q' : Carga térmica por estructura [w]

U : Coeficiente global de transferencia de calor [w/m^2K]

A : Superficie de transferencia de calor [m^2]

ΔT : Diferencia de temperatura entre el exterior e interior de la cámara.

El valor de U , esta dado mediante la ecuación 3.2:



$$U = \frac{1}{\sum R}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_x}{K_x} + \frac{1}{h_o}}$$

Donde:

h_i : Coeficiente de transferencia por convección (exterior):

e : Espesor de la pared.

K : Coeficiente de conductividad térmica.

h_o : Coeficiente de transferencia por convección (interior)

Variables de diseño

Las variables que se deben considerar para el cálculo de esta carga térmica son:

- Temperatura de enfriamiento: 0 °C
- Temperatura exterior: 25 °C
- Tipo de aislamiento: Poliuretano expandido
- Tipo de material de la cámara: Madera/Polietileno de alta densidad

CAMARA DE ENFRIAMIENTO:

DATOS:

Volumen a enfriar: $V := 15\text{L}$ $V = 0.015\text{m}^3$

Temperatura final: $T_{\text{req}} := 0^\circ\text{C}$ $T_{\text{req}} = 273.15\text{K}$

Temperatura inicial: $T_i := 30^\circ\text{C}$ $T_i = 303.15\text{K}$

Calculo de la carga frigorífica:

Carga por estructura:

Los paneles serán conformados mediante tableros de Madera y se utilizara poliuretano Expandido como aislante.

Espesor tablero de madera: $e_m := 15\text{mm}$ $e_m = 0.015\text{m}$

Espesor aislante: $e_p := 50\text{mm}$ $e_p = 0.05\text{m}$

Espesor del recipiente: $e_r := 3\text{mm}$ $e_r = 3 \times 10^{-3}\text{m}$

Datos:

$a := 0.43\text{r}$ **(Ancho)**

$h := 0.4\text{r}$ **(Alto)**

$p := 0.45\text{r}$ **(Profundidad)**

Variables Térmicas:

$$K_p := 0.027 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \text{(Aislante)}$$

$$K_r := 0.6 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \text{(Polietileno de alta densidad)}$$

$$K_m := 0.13 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \quad \text{(Madera)}$$

Aire:

$$T_a := 25^\circ\text{C}$$

$$T_a = 298.15\text{K}$$

$$v_a := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\rho_a := 1.1706 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_{p,ai} := 1.00710^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$\nu := 15.7110^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$K_{ai} := 26.1410^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$Pr_1 := 0.70$$

Coeficiente de convección externa.

$$Re1 := \frac{v_a \cdot p}{\nu}$$

$$Re1 = 2.864 \times 10^4$$

$$Nu1 := 0.664 Re1^{0.5} \cdot Pr1^{0.3}$$

$$Nu1 = 101.234$$

$$h_o := \frac{Nu1 \cdot K_{ai}}{p}$$

$$h_o = 5.881 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coeficiente de convección interno.

Basándonos en la tabla 3.1 (Obtenida de la Vileer Manufactory Company), para valores de h, en serpentines de tubo desnudo enfriando líquido.

Obtenemos:

$$h_i := 23.65 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Con lo cual:

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_m}{K_m} + \frac{e_p}{K_p} + \frac{e_r}{K_r} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = 0.458 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

En total son cuatro paredes más el piso:

$$\text{Área de contacto: } A_c := 2(p \cdot h) + 2(a \cdot h) + (p \cdot a)$$

$$A_c = 0.898 m^2$$

$$\text{Temperatura interior: } T_o = 273.15 K$$

$$\text{Temperatura exterior: } T_a = 298.15 K$$

Carga por estructura: $Q5 := U \cdot A_c \cdot (T_a - T_o)$

$$Q5 = 10.27 \text{ IW}$$

3.2.2.1.1 Distribución y dimensionamiento de la unidad de enfriamiento

La unidad de enfriamiento será diseñada de forma modular. Dentro de la unidad de enfriamiento se ubicará el evaporador de tipo serpentín.

Dimensiones de la unidad de enfriamiento:

- Ancho: 430 [mm]
- Alto: 400 [mm]
- Profundidad: 450 [mm]

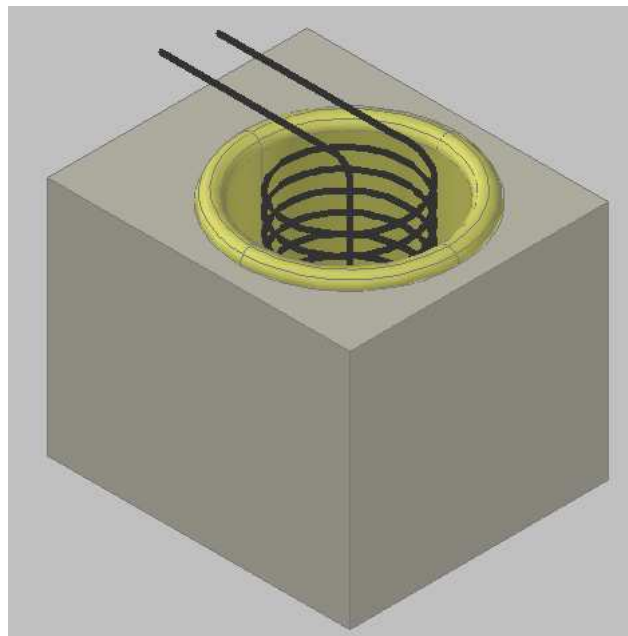


Fig. 3.3 Unidad de Enfriamiento

3.2.2.2 Cálculo de la carga térmica por producto

La carga térmica por producto consiste en determinar la cantidad de calor que deberá ser retirado del producto para que este descienda de su temperatura inicial hasta la temperatura requerida, en nuestro caso en particular el producto será agua.

La carga térmica por producto de la unidad de enfriamiento la determinaremos mediante la Ec. 3.3:

$$q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Donde

q: Carga térmica por producto, [W]

m: masa del producto, [Kg]

c_p: calor específico del producto, [J/kg K]

Datos:

Volumen de agua	0,015 m ³
Temperatura inicial	30 C
Temperatura final	0 C
Densidad	997 Kg/m ³
C _p	4186 J/kg.K

Calculo de la carga frigorífica:

CARGA POR PRODUCTO:

Producto: Agua

T_i = 303.15K

T_o := T_{req}

Datos (Agua)

C_{pa} := 4186 $\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

$$\Delta T := T_i - T_{req}$$

$$\Delta T = 30K$$

$$\delta a := 997 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_a := \delta a \cdot V$$

$$m_a = 14.955kg$$

$$Q_p := m_a C_{pa} \Delta T$$

$$Q_p = 1.878 \times 10^6 J \quad (\text{Por hora})$$

$$\overset{W}{Q_p} := \frac{Q_p}{3600s} \quad Q_p = 521.68W$$

3.2.2.3 Carga total de la unidad de enfriamiento.

Carga Total de la Unidad de Enfriamiento	
Carga por Estructura	Q5 = 10.27 W
Carga por Producto	Q6 = 521,6 W
Carga Total	Qt2 = 531,95 W

Tabla 3.2 Carga total de la unidad de enfriamiento

3.2.3 CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO

Carga Total	
Carga unidad de congelamiento	Qt1 = 456 W
Carga unidad de enfriamiento	Qt2 = 531,9 W
Carga Total	Qt = 987.9 W

Tabla 3.3 Carga total de enfriamiento

Una vez determinada la carga total de enfriamiento del sistema 978.2 W, podemos verificar que la unidad condensadora cuya capacidad frigorífica de 1000 W donada por el laboratorio satisface las necesidades requeridas por el sistema, quedando así justificada el uso de la misma.

CAPÍTULO 4

CICLO TERMODINÁMICO DEL BANCO DE PRUEBAS

4.1 REFRIGERANTE R404A

Al igual que todos los refrigerantes, el R404A es una sustancia que posee propiedades físico-químicas y termodinámicas, capaces de absorber y liberar energía en forma de calor, por medio de cambios de fase en una forma cíclica dentro de un sistema de refrigeración.

El refrigerante R404A es una mezcla ternaria compuesta por los refrigerantes R-125, R-143A, R-134A; sus características termodinámicas lo constituyen como el sustituto ideal del R-502 para el sector de la refrigeración.

Su principal aplicación son las instalaciones de sistemas de refrigeración nuevas de mediana y baja temperatura.

Es posible reconvertir una instalación frigorífica de R-502 a R-404A, eliminando el aceite mineral original por un aceite polioléster; además es necesario cambiar el filtro secador y la válvula de expansión por una de R-404A.



4.1.1 PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE R404A.

Especificaciones técnicas		R-404A
Descripción química		Pentafluoroetano/ 1,1,1-Trifluoroetano/ 1,1,1-Tetrafluoroetano
Fórmula química		$\text{CHF}_2\text{-CF}_2/\text{CH}_3\text{-CF}_2/\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$
Peso molecular	Kg/kmol	97,60
Punto de ebullición a 1.013 bar	°C	-46,4/45,7
Punto burbuja/Punto rocío		
Temperatura crítica	°C	72,07
Presión crítica	bar	37,32
Densidad crítica	Kg/m ³	485
Volumen crítico	m ³ /Kg	$2,06 \times 10^{-3}$
Densidad del líquido a 25°C	Kg/m ³	1.045
Densidad del vapor saturado a 25°C	Kg/m ³	64,033
Calor de vaporización a 25°C	kJ/kg	143,68
Calor específico a 25°C (líquido)	kJ/kgK	1,64
Calor específico a 25°C y 1.013 bar (vapor)	kJ/kgK	1,03

Tabla 4.1 Propiedades refrigerante R 404A

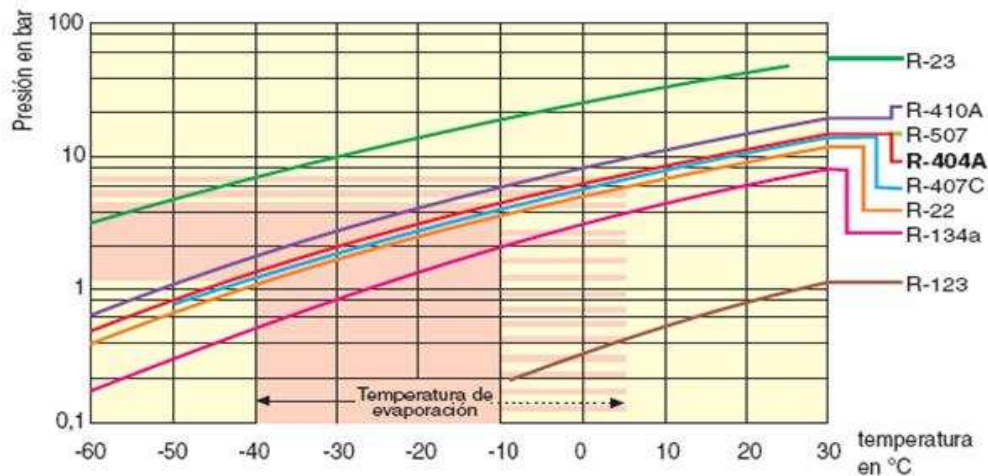


Fig. 4.1 Rango de Aplicaciones

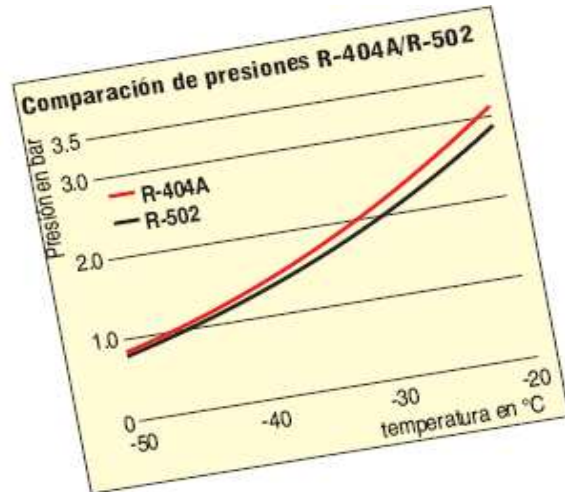


Fig. 4.2 Comparación de presiones R 404A/R 502

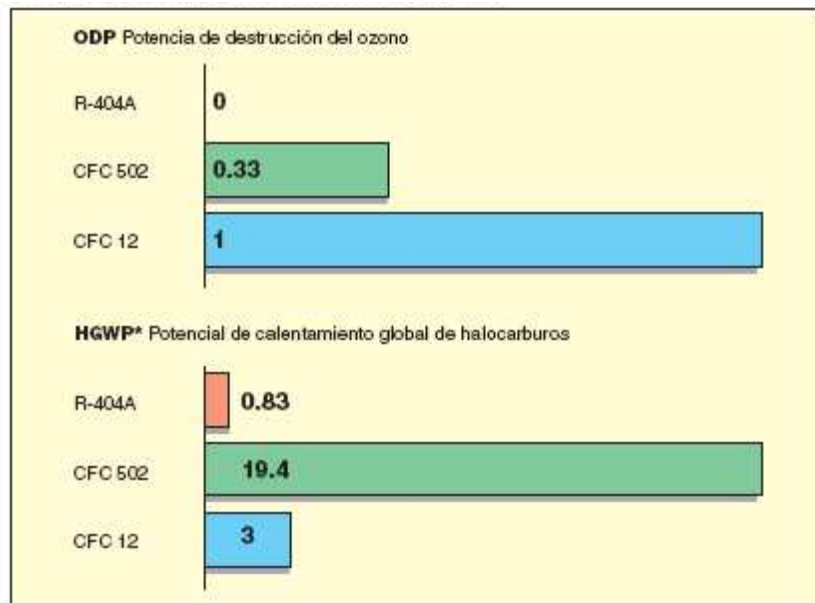


Fig. 4.3 Aspectos Mediambientales

Gráfica 3.4: Diagrama p-h del R-404A

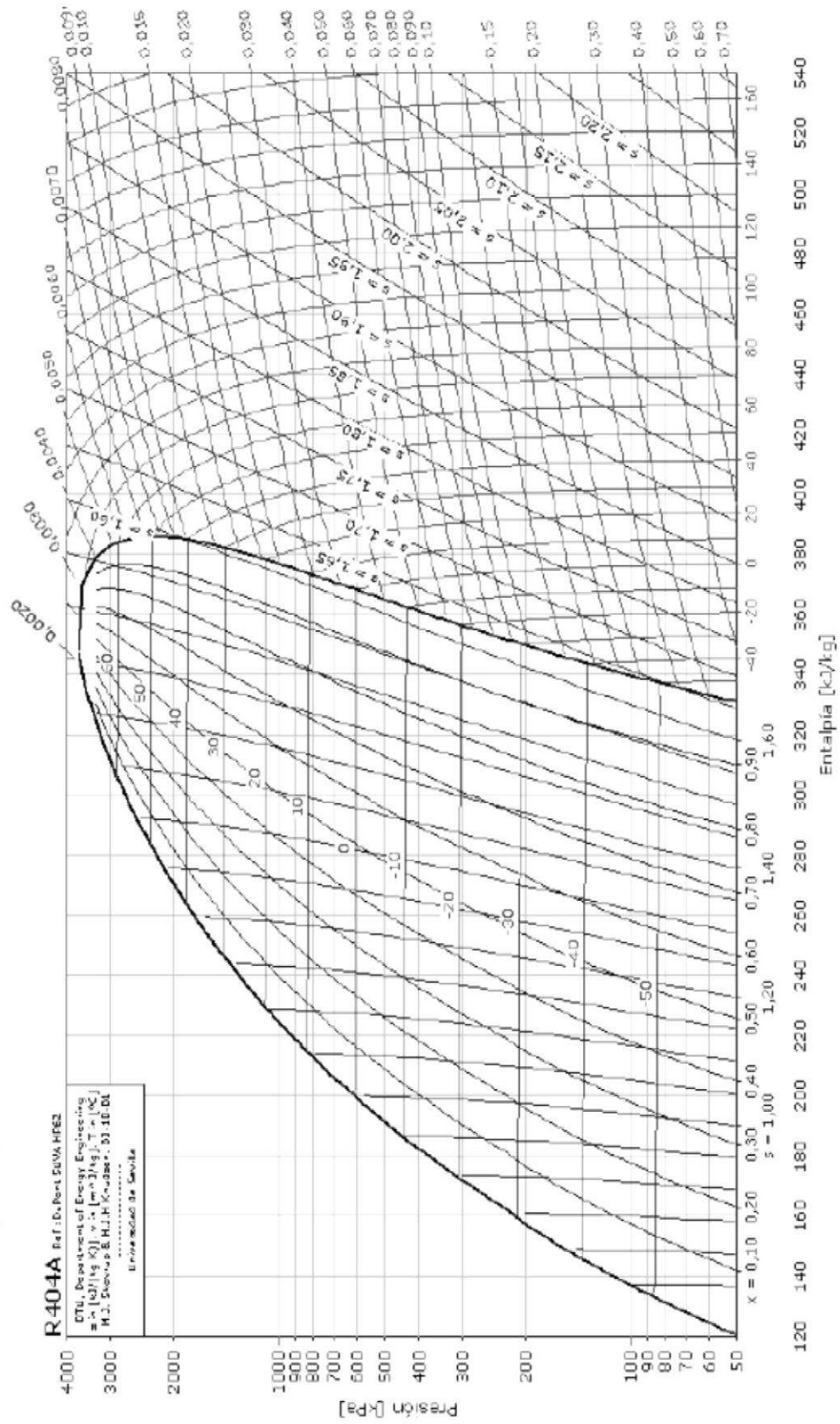


Fig. 4.4 Diagrama Presión-Entalpía para el refrigerante R404A.

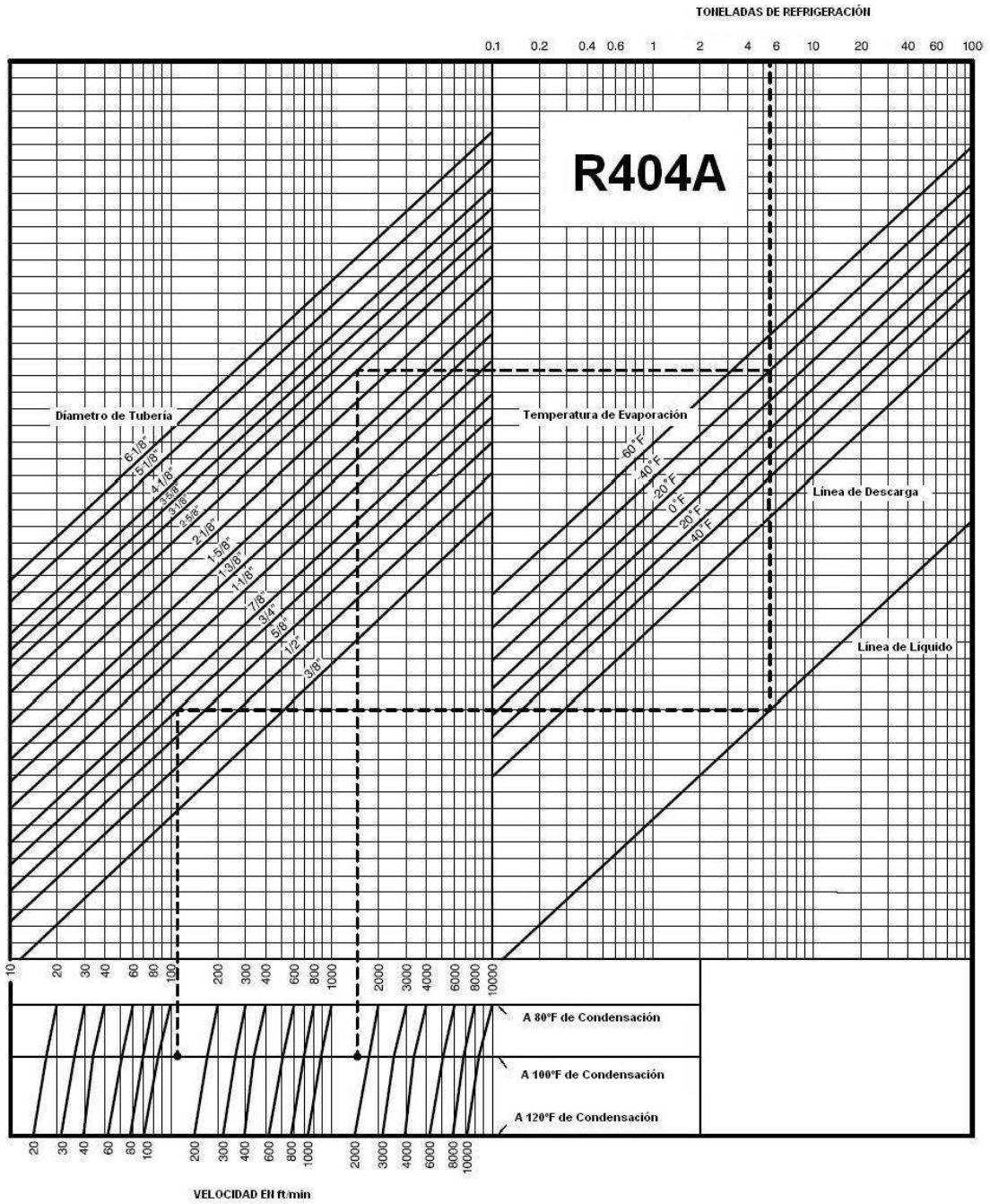


Fig. 4.5

Velocidad en las tuberías para el refrigerante R404A.

Referencia.- Reporte Técnico T-HP62-ENG

(Dupont Suva Refrigerants). Diciembre/1993

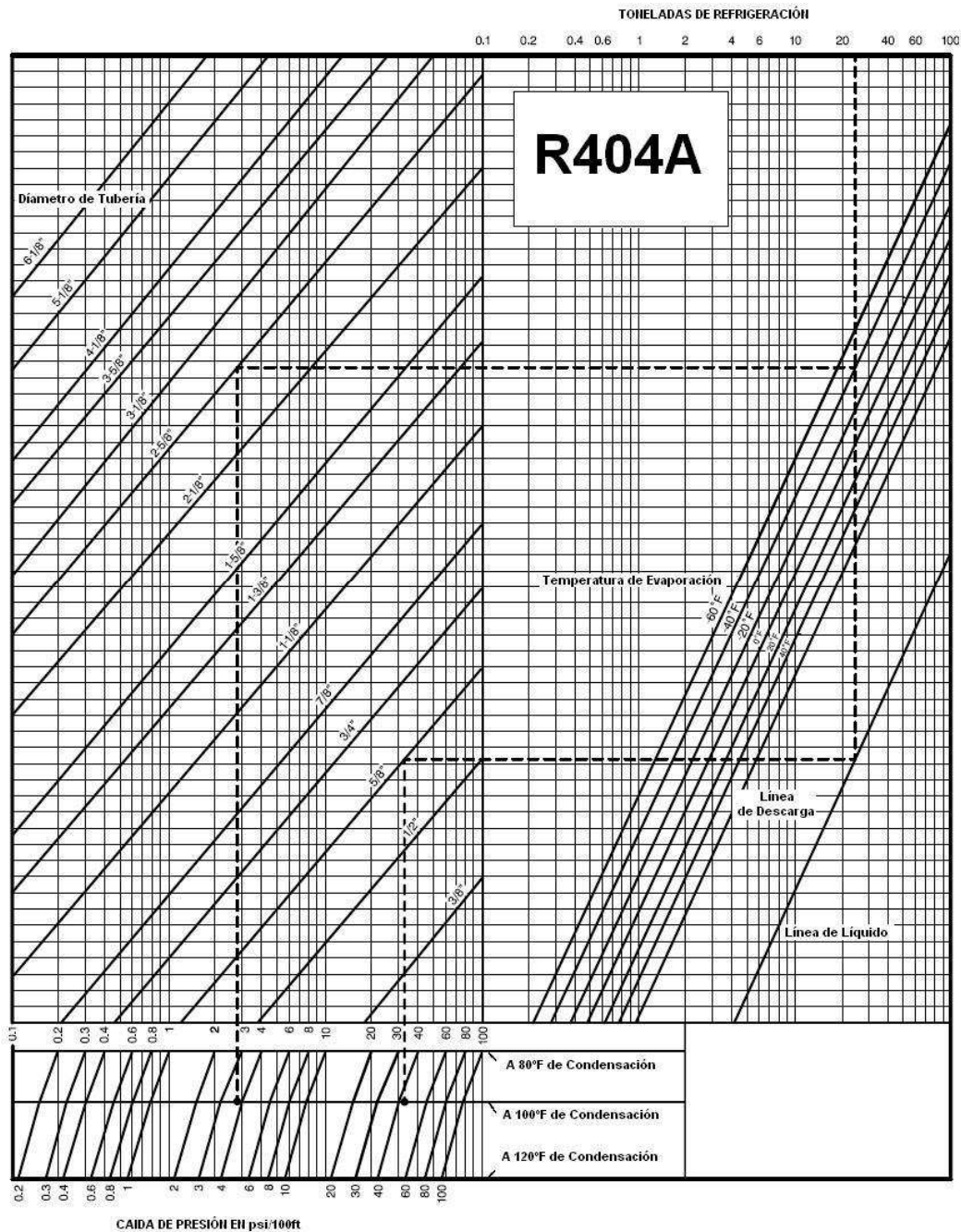


Fig. 4.6
Caída de Presión en las tuberías para el refrigerante R404A.

Referencia.- Reporte Técnico T-HP62-ENG
(Dupont Suva Refrigerants). Diciembre/1993

4.1.2 ACEITES LUBRICANTES

En los sistemas de refrigeración que trabajan con refrigerantes HFC, es necesario utilizar el aceite lubricante adecuado, puesto que la miscibilidad entre el aceite y el refrigerante garantiza el retorno del aceite al compresor dentro del rango de temperaturas de operación.

Los sistemas que trabajan con refrigerantes HFC, como el R404A, no pueden trabajar con aceites minerales ya que éste los cristaliza, en esos casos se utilizan los aceites POE, Polyol Ester, los cuales poseen propiedades compatibles con los refrigerantes HFC.

Los aceites POE son cien veces más higroscópicos que los aceites minerales, es decir que tienen una mayor capacidad de absorber la humedad, esto es muy importante ya que se debe evitar la presencia de agua en el sistema de refrigeración, por norma general, el compresor y el sistema no deben permanecer más de quince minutos expuestos a la atmósfera.

Otras características técnicas exigidas para aceites lubricantes son:

Viscosidad.- Debe ser adecuada durante todo el rango de operación, tanto a bajas como a altas temperaturas.

Compatibilidad con el gas refrigerante.- En caso de que exista una incompatibilidad química entre el aceite y el refrigerante, se pueden producir sedimentaciones de aceite, obstrucción en cañerías, formación de cera, carbonización u otro fenómeno que perjudique al compresor y al sistema en general.

Rigidez dieléctrica.- Esta propiedad aislante del lubricante evita que la corriente eléctrica del motor pase a la estructura del mismo.

Las principales características que podemos encontrar se muestran en la tabla 4.2.

Nombre químico	Polyol Ester
Apariencia	Líquida
Color	Café amarilloso
Olor	Apacible
Punto evaporación	316 °C
pH	Neutro
Flamabilidad	Ninguna
Corrosividad	Ninguna
Densidad Relativa	0.99
Viscosidad @ 40°C	22 cSt
Viscosidad @ 100°C	4.9 cSt

Tabla 4.2 Características de los Aceites Lubricantes

4.2 DEFINICIÓN DEL CICLO TERMODINÀMICO

4.2.1 CONDICIONES AMBIENTALES DEL LABORATORIO DE CONVERSIÒN DE ENERGIA.

Temperatura ambiente	25°C
Humedad relativa	85%

4.2.2 DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACION

Para determinar la temperatura de condensación del ciclo es necesario considerar la temperatura ambiente, luego definimos el tipo de condensador a utilizar, en este caso será uno enfriado por aire.

Para este tipo de condensadores se tomará un valor delta de temperatura de 10°C sobre la temperatura ambiente.

$$T_i = 25^\circ\text{C} \quad (\text{Temperatura Ambiente})$$

$$\Delta T_c := 10^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} := (25 + 10)^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$$

La presión correspondiente a esta temperatura de condensación será:

$$P_{\text{cond}} := 16.1 \text{ bar} \quad P_{\text{cond}} = 1.617 \text{ MPa}$$

$$P_{\text{cond}} = 234.52 \text{ psi}$$

4.2.3 DETERMINACIÓN DE LAS TEMPERATURAS Y PRESIONES DE EVAPORACIÓN

El banco de pruebas cuenta con dos niveles de refrigeración, cada uno de ellos posee una temperatura de evaporación dependiente de los requerimientos establecidos.

4.2.3.1 Determinación de la temperatura y presión de evaporación de la unidad de congelamiento

Para determinar el valor de la temperatura de evaporación, se debe considerar la humedad relativa a la que deberá estar el medio a refrigerar, debido a que nuestra unidad de congelamiento es un equipo didáctico se establece una humedad relativa del 70% con lo cual y mediante la Tabla 4.1 ubicada en el ANEXO B, definimos un ΔT de 10 °C.

$$T_{\text{req}} = -10^\circ\text{C} \quad (\text{Temperatura interna de la cámara})$$

$$T_{\text{evap}} := (-10 - 10)^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -20^\circ\text{C}$$

La presión correspondiente a esta temperatura de evaporación será:

$$P_{\text{evap}} = 44.83 \text{ lpsi}$$

$$P_{\text{evap}} = 0.309 \text{ MPa}$$

$$P_{\text{evap}} := 3.09 \text{ bar}$$

4.2.3.2 Determinación de la temperatura y presión de evaporación de la unidad de enfriamiento

En vista de que el medio de transferencia de calor en la unidad de enfriamiento es agua, se considerara un ΔT de 5°C , con lo cual;

$$T_{\text{req}} := 0^\circ\text{C} \quad (\text{Temperatura requerida})$$

$$T_{\text{evap}} := (0 - 5)^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -5^\circ\text{C}$$

La presión correspondiente a esta temperatura de evaporación será:

$$P_{\text{evap}} := 5.128 \text{ bar}$$

$$P_{\text{evap}} = 0.513 \text{ MPa}$$

$$P_{\text{evap}} = 74.375 \text{ psi}$$

4.2.4 RAZON DE COMPRESION

La más alta razón de compresión del sistema estará dada por la relación entre la presión de condensación y la presión de evaporación del nivel de refrigeración a menor temperatura.

En nuestro caso el nivel de refrigeración de menor temperatura es el de la cámara de congelamiento.

$$P_{\text{cond}} := P_{\text{cond}} + 101.3 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{cond}} = 1.718 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$P_{\text{cond}} = 1.718 \text{ MPa}$$

(Presión Absoluta)

$$P_{\text{evap}} := P_{\text{evap1}} + 101.3 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{evap}} = 4.104 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$P_{\text{evap}} = 0.41 \text{ MPa}$$

(Presión Absoluta)

$$RC := \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}}$$

Una vez obtenidos los valores de las temperaturas y presiones de condensación y evaporación, además de la razón de compresión mayor, se puede seleccionar el ciclo termodinámico, de acuerdo al tipo de sistema de refrigeración a utilizar. Debido a que la diferencia de temperaturas entre la condensación y la evaporación no es mayor de 70 °C y a que la razón de compresión es menor a 10, se recomienda utilizar un sistema de una sola etapa.

Por cuestiones didácticas el banco de pruebas dispone de dos niveles de refrigeración las cuales funcionarían con un solo sistema de refrigeración. Esta configuración permite el aprendizaje de una estructura básica de una planta frigorífica para el servicio paralelo de estos dos niveles de refrigeración.

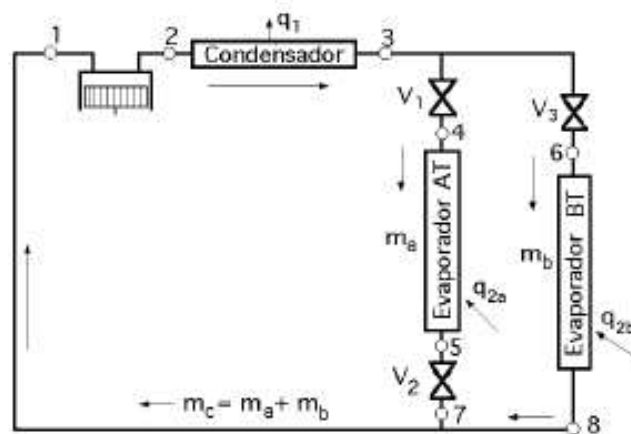


Fig. 4.7

Diagrama simplificado de un sistema de refrigeración de una sola etapa con dos niveles de refrigeración.

4.2.5 TRAZADO DEL CICLO TERMODINÁMICO

Una vez seleccionado el ciclo termodinámico del sistema de refrigeración a utilizar, éste puede ser trazado y se pueden calcular los valores de presión, temperatura y entalpía de los principales puntos de análisis.

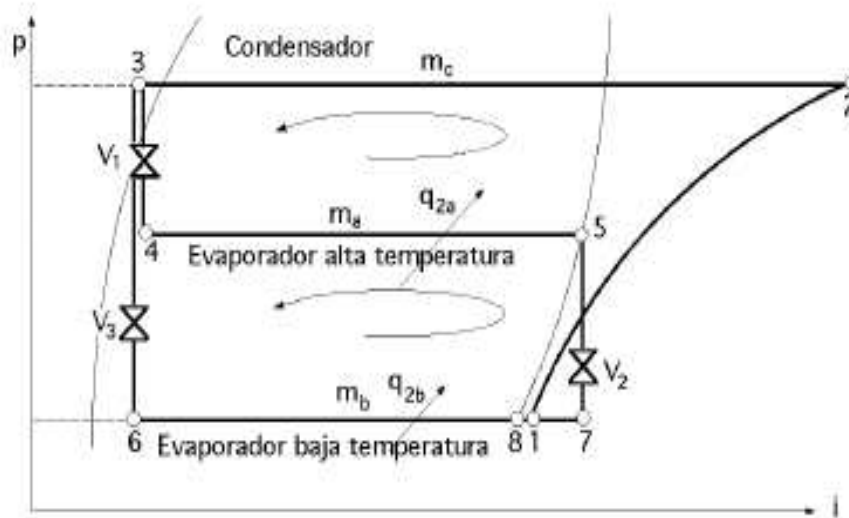


Fig. 4.8

Ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración de una sola etapa con dos niveles de refrigeración.

- 1 a 2: Compresión a entropía constante.
- 2 a 3: Condensación de gas a presión constante.
- 3 a 4: Expansión a entalpía constante (nivel de enfriamiento).
- 3 a 6: Expansión a entalpía constante (nivel de congelamiento).
- 4 a 5: Vaporización de líquido a presión constante (evaporador de enfriamiento).
- 6 a 8: Vaporización de líquido a presión constante (evaporador de congelamiento).
- 5 a 7: Reexpansión a entalpía constante.

Mediante un sistema de refrigeración de una sola etapa, resulta factible suministrar un fluido frigorífico a distintas temperaturas. Para ello, en principio, basta con disponer de dos dispositivos de control de flujo de refrigerante en paralelo, hasta las presiones requeridas. Se observa existe una reexpansión isoentálpica de los vapores de salida del evaporador de alta temperatura provocando un recalentamiento de los mismos, (5-7), lo cual es necesario para igualar su presión a la de los vapores que provienen del evaporador de baja temperatura y poder efectuar la mezcla de ambas corrientes antes de introducirlas en la primera etapa de la compresión, estado 1.

4.2.6 TRAZADO DEL CICLO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

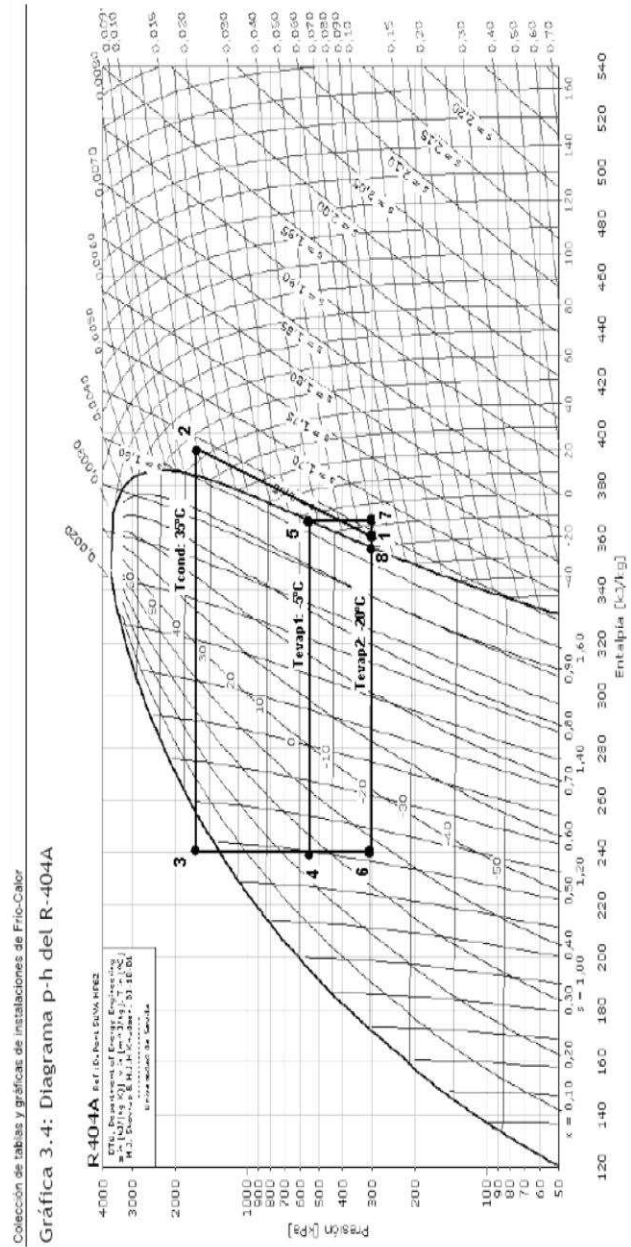


Fig. 4.9

Trazado del ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración de una sola etapa con dos niveles de refrigeración.

CAPÍTULO 5

SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES

5.1 ESQUEMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

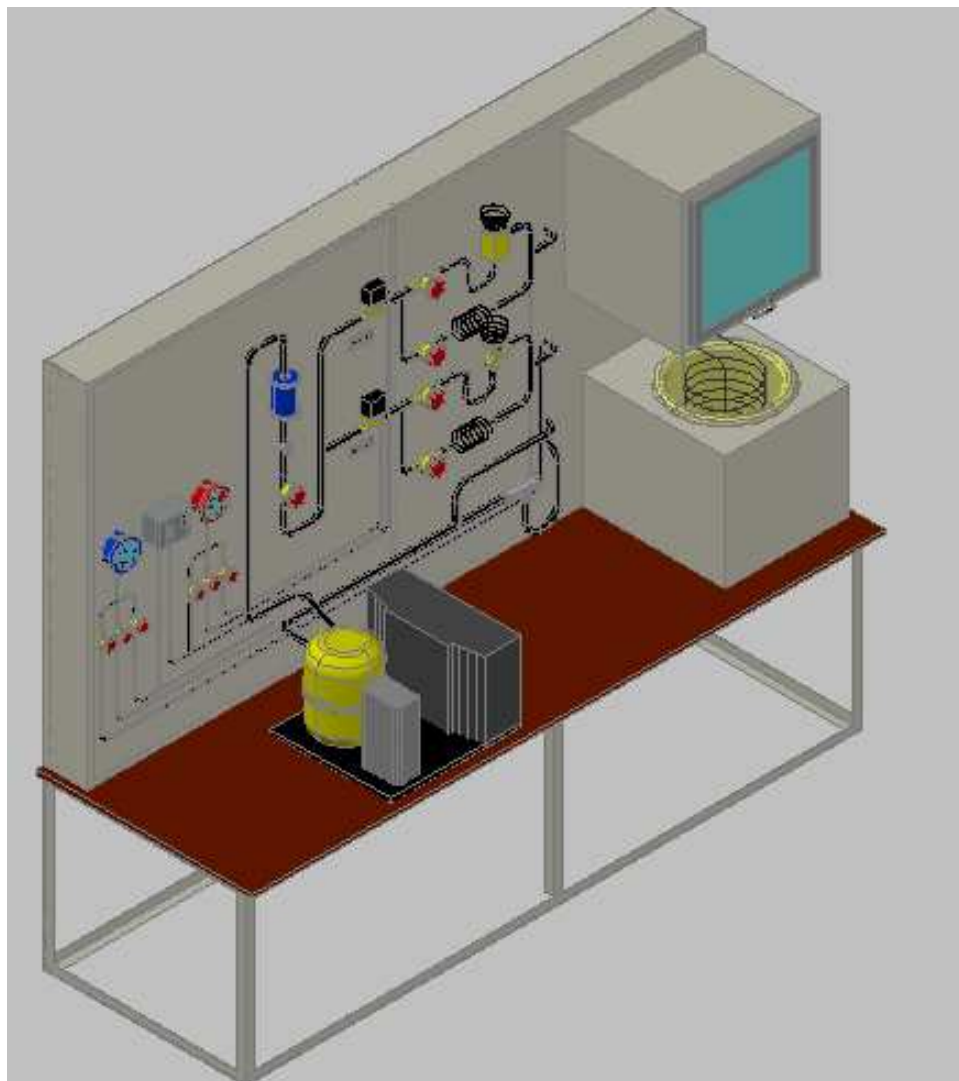


Fig. 5.1 Esquema del sistema de refrigeración

5.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS.

Dentro del campo de la refrigeración existen diversos proveedores de equipos y componentes, los cuales están a nuestra disposición a través de los catálogos que distribuye cada empresa.

Para una adecuada selección de los equipos y componentes del banco de pruebas, es necesario determinar los principales parámetros de funcionamiento que gobernara nuestro sistema, una vez determinados estos parámetros procederemos con la selección de los equipos.

5.2.1 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO.

El banco de pruebas requerido será construido en base a los siguientes parámetros de funcionamiento.

- Refrigerante = R404A
- Evaporadores:

Unidad de congelamiento:

Temperatura de la cámara = -10°C

Temperatura de evaporación = -20°C

Potencia frigorífica del evaporador = 500 W

Unidad de enfriamiento:

Temperatura del agua = 0°C

Temperatura de evaporación = -5°C

Potencia frigorífica del evaporador = 600 W

- Potencia del compresor = 1 HP (compresor de pistón)
- Temperatura de condensación = 35°C

5.2.2 SELECCIÓN DEL EVAPORADOR.

5.2.2.1 Evaporador de la Unidad de Congelamiento.

El evaporador seleccionado para esta cámara posee las siguientes especificaciones:

Marca	THERMO-COIL
Modelo	CT-00092
Refrigerante	R404A
Capacidad	500 W (@ -20°C)
Nro de unidades	1
Defrost	Resistencia eléctrica

Datos de los ventiladores.

Nro ventiladores	1
Motor	1/8 HP

Dimensiones.

Altura	0.319 m
Ancho	0.140 m
Largo	0.343 m

Flujo de aire.

Caudal volumétrico	700 CFM
--------------------	---------

5.1.1.1. Evaporador de la Unidad de Enfriamiento.

El Evaporador que se utilizara en la unidad de enfriamiento es de tipo serpentín, el cual fue diseñado y construido según las siguientes características:

Calculo del evaporador de la unidad de enfriamiento:

El evaporador de la unidad de enfriamiento será fabricado en tubería flexible de cobre.

$$V := 15\text{L} \quad V = 0.015\text{m}^3 \quad \text{Volumen de agua que se requiere enfriar}$$

$$T_i := 30^\circ\text{C} \quad T_i = 303.15\text{K} \quad \text{Temperatura inicial del agua}$$

$$T_o := 0^\circ\text{C} \quad T_o = 273.15\text{K} \quad \text{Temperatura final del agua}$$

$$\Delta T := T_i - T_o$$

$$C_{pa} := 4186 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\delta_a := 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_a := \delta_a \cdot V$$

$$m_a = 14.955\text{kg}$$

Material del evaporador: Cobre

$$\text{Diámetro exterior: } d := 12.5\text{mm} \quad d = 0.0125\text{m}$$

$$\begin{aligned} \text{Área del tubo por metro:} \quad A_t &:= (d \cdot \pi) \cdot 1\text{m} \\ A_t &= 0.039\text{m}^2 \end{aligned}$$

$$T_{\text{evap}} := -5^\circ\text{C} \quad T_{\text{evap}} = 268.15\text{K}$$

$$Q_p := m_a C_{pa} \Delta T \quad \text{Calor que se necesita retirar del producto}$$

$$Q_p = 1.878 \times 10^6 \text{J}$$

$$\dot{Q}_p := \frac{Q_p}{3600\text{s}} \quad \dot{Q}_p = 521.68\text{W}$$

$$Q_{\text{est}} := 10.27\text{W} \quad \text{Carga por estructura}$$

$$Q_t := Q_p + Q_{est}$$

Calor total que debe ser extraído

$$U := 79 \frac{W}{m^2 K}$$

$$A := \frac{Q_t}{U \cdot (T_i - T_{evap})}$$

$$A = 0.192 m^2 \quad \text{Área de transferencia de calor}$$

Entonces la longitud del evaporador de la unidad de enfriamiento será:

$$L := \frac{A}{A_t} \quad L = 4.899 \quad m$$

RESUMEN:

Capacidad	600 W (@ -5 °C)
Material del evaporador	Cobre
Refrigerante	R404A
Diámetro del cañería	½ pulg.
Longitud	4.9 m
Numero de espiras	10

Dimensiones del evaporador.

Diámetro	0.25 m
Altura	0.30 m

5.2.3 DISPOSITIVOS DE CONTROL DE FLUJO DE REFRIGERANTE.

5.2.3.1 Válvulas de expansión

La selección de la válvula de expansión la realizaremos basándonos en las capacidades de cada uno de los evaporadores y el tipo de refrigerante.

En vista de que el presente proyecto cuenta con dos niveles de refrigeración es necesario utilizar dos válvulas de expansión.

Debido a que las capacidades de las dos unidades son similares se utilizara válvulas de similares características las cuales se detallan a continuación:



Marca:	ALCO
Modelo:	TIE SW
Tipo:	Termostática
Capacidad:	0.5 TR
Nro. de unidades:	2

5.2.3.2 Tubo capilar.

Al igual que con las válvulas de expansión, la selección de los tubos capilares lo realizaremos basándonos en las capacidades de cada uno de los evaporadores y el tipo de refrigerante.

En vista de que el presente proyecto cuenta con dos niveles de refrigeración es necesario utilizar dos tubos capilares.

UNIDAD DE ENFRIAMIENTO

Tubo Capilar.

Longitud:	2.1 m
Diámetro interno:	1 mm
Nro. de unidades:	1

UNIDAD DE CONGELAMIENTO

Tubo Capilar.

Longitud:	1.8 m
Diámetro interno:	1 mm
Nro. de unidades:	1

5.2.4 UNIDAD CONDENSADORA.

Características técnicas de la Unidad Condensadora.

Marca	L' UNITE HERMETIQUE
Modelo	CAJT2446ZBR
Refrigerante	R404A
Potencia del compresor	1 HP
FOP	3 HP/TR
T _{SUCCIÓN}	-20°C
T _{CONDENSACIÓN}	35°C

5.2.5 SELECCIÓN DE LAS TUBERÍAS.

Para la selección de las cañerías que se utilizara en nuestro banco de pruebas es necesario analizar los tramos críticos, los cuales son:

- Línea de líquido hacia el Evaporador, y
- Línea de aspiración del compresor.

5.2.5.1 Tubería de líquido al evaporador.

Para una potencia frigorífica de 600 W (0.17 TR), $T_{COND} = 30^{\circ}C$ y una velocidad del refrigerante de 1.25 m/seg (246.06 ft/min), de la Figura 22 obtenemos:

$$d = 3/8 \text{ "}$$

5.2.5.2 Tubería de aspiración al compresor

Para una potencia frigorífica de 1200 W (0.34 TR), $T_{EVAP} = -20^{\circ}C$, y una velocidad del refrigerante de 15 m/seg, de la Figura 22 obtenemos:

$$d = 1/2 \text{ "}$$

5.3 DISPOSITIVOS DE CONTROL

Con la finalidad de que el funcionamiento del sistema de refrigeración sea óptimo además de obtener un ahorro energético, se incorporan dispositivos que permiten realizar un mejor control del trabajo del sistema así como de actuar como elementos de seguridad.

Algunos de los más importantes son: los termostatos que son dispositivos que dan información de la temperatura del sistema y que se encargan de abrir o cerrar un circuito eléctrico. Otro de los dispositivos encargados de ejercer un control son los presostatos que conectan o desconectan un circuito eléctrico en función de la presión reinante en el sistema.

Los principales dispositivos a considerar como elementos de control en el banco de pruebas son:

- Termostatos.
- Presostatos.
- Válvulas solenoides.

5.3.1 TERMOSTATOS.

La función de este dispositivo es controlar que la temperatura interna la cámara se mantenga dentro de los rangos establecidos, estos rangos pueden ser ajustados dependiendo de las necesidades que se requieran.

El sensor de temperatura se ubica generalmente lejos de la corriente de aire que sale del evaporador. Al detectar una temperatura fuera de un rango deseado para el interior de la cámara, la señal del termostato abre o cierra la válvula solenoide según sea el caso. En el presente proyecto se seleccionó 2 tipos de termostatos.



Fig. 5.3 Termostatos

Termostato unidad de congelación. ($T_i = -10^{\circ}\text{C}$)

Marca:	Full Gauge
Modelo:	TC-900 Ri
Rango de temperaturas:	$-50^{\circ}\text{C} / 75^{\circ}\text{C}$

Termostato unidad de enfriamiento. ($T_i = 0^{\circ}\text{C}$)

Marca:	Full Gauge
Modelo:	MT-512 Ri plus
Rango de temperaturas:	$-50^{\circ}\text{C} / 75^{\circ}\text{C}$

5.3.2 PRESOSTATOS.

Estos dispositivos controlan la presión del refrigerante dentro del sistema abriendo o cerrando un circuito eléctrico mediante uno o varios contactos normalmente abiertos o cerrados, los principales puntos de control para un correcto funcionamiento del sistema, son la aspiración y la descarga del compresor.

Los Presostatos pueden ser:

a) **Presostatos de alta presión**

Se conecta a la descarga del compresor el cual está regulado a una determinada presión, cuando la instalación alcanza dicho valor el presostato apaga al compresor.

Su función principal es impedir que en la zona de alta presión, se alcancen valores que afecten al rendimiento de la instalación.

b) **Presostatos de baja presión**

Se conecta a la aspiración del compresor, y su función es evitar que la presión, en la zona de baja, pueda “caer” por debajo de la presión atmosférica. De hecho su regulación debe estar siempre por encima de la presión atmosférica.

Presostato Combinado. (Descarga a 30 PSI)

Marca:	L'UNITE HERMETIQUE
Tipo:	Combinado
Rango de presiones alta:	100 – 465 psi
Rango de presiones baja:	0 – 108 psi
Diferencial máximo de presión:	55 psi

5.3.3 VÁLVULAS SOLENOIDES.

En la mayoría de las aplicaciones de refrigeración es necesario abrir o detener el flujo de refrigerante de forma automática, para este propósito generalmente se utiliza una válvula de solenoide. Su función básica es la misma que una válvula de paso manual; pero, operada eléctricamente, se puede instalar en lugares remotos y puede ser controlada convenientemente por interruptores eléctricos simples o como en nuestro caso mediante un interruptor termostático.

Para la selección de la válvula es necesario definir el tipo de refrigerante y el diámetro de la tubería. En el presente proyecto será necesario seleccionar una válvula solenoide por cada evaporador.

Válvula solenoide para evaporadores de 0.17 TR.

Marca:	QUALITY
Modelo:	QSV-38
Diámetro de tubería:	3/8"
Nro. de unidades:	2

5.4 DISPOSITIVOS DE MEDICIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES

- Manómetro de alta presión.

Marca:	YELLOW JACKET
Rango:	0 a 500 psig
Diámetro de tubería:	3/8"
Nro. de unidades:	1

- Manómetro de baja presión.

Marca:	YELLOW JACKET
Rango:	0 a 50 psig
Diámetro de tubería:	3/8"
Nro. de unidades:	2

- Termómetro

Marca:	Full Gauge
Modelo:	Penta III
Rango:	-50 / 105 °C
Nro. de unidades:	1

5.5 DISPOSITIVOS ANEXOS

Los principales dispositivos anexos a considerar para el sistema frigorífico serán:

- Filtros.
- Visor de líquido.
- Válvula Reguladora de presión en el evaporador EVP.

5.5.1 FILTRO.

Este dispositivo contiene material desecante y material filtrante los cuales nos permitirán remover la humedad y otros contaminantes del sistema de refrigeración manteniendo seca la mezcla de refrigerante/aceite y evitando la formación de ácidos que puedan atacar al material, es la mejor manera de proteger los componentes de nuestro sistema.

Para la selección del filtro es necesario definir el tipo de refrigerante y el diámetro de la tubería.

Filtro deshidratador evaporador de 0.34 TR.

Marca:	QUALITY
Modelo:	QDM-083
Diámetro de tubería:	3/8"
Nro. de unidades:	1

5.5.2 VISOR DE LÍQUIDO.

Mediante este visor podemos eliminar la incertidumbre, de que el contenido de humedad del sistema pueda estar abajo de un nivel seguro, o lo suficientemente alto para causar problemas. También indica si falta refrigerante en el sistema, o si hay alguna caída de presión en la línea de líquido.

El visor de será ubicado a la salida del fitro deshidratador antes de la válvula de expansión. Para la selección del visor de líquido es necesario definir el tipo de refrigerante y el diámetro de la tubería.

Visor de líquido evaporador de 0.34 TR.

Marca:	Danfoss
Diámetro de tubería:	3/8"
Nro. de unidades:	1

CAPÍTULO 6

CONSTRUCCION Y MONTAJE

6.1 PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN

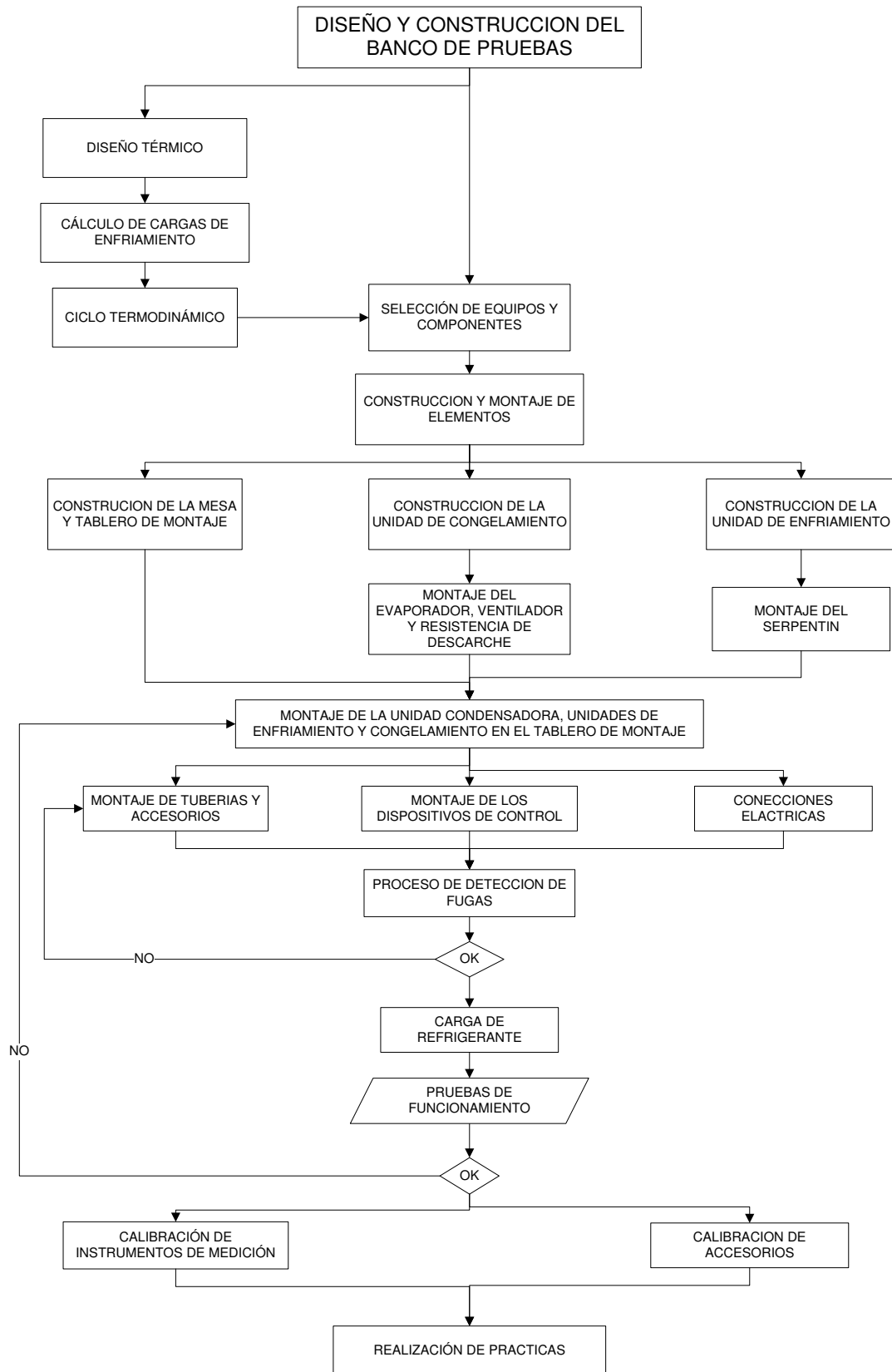
Una vez finalizada la etapa del diseño, procedemos con la construcción y montaje de las partes que componen el banco de pruebas, cuyos planos de construcción se encuentran en el anexo B.

A continuación se muestra el detalle de los planos que se encuentran en el anexo B.

DESCRIPCION	CODIGO
RECIPIENTE U. DE ENFRIAMIENTO	ZI - RUE
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO	ZI - UE
PUERTA U. DE CONGELAMIENTO	ZI - PUC
UNIDAD DE CONGELAMIENTO	ZI - UC
TABLERO DE MONTAJE	ZI - TM
ESTRUCTURA TABLERO DE MONTAJE	ZI - ETM
TABLERO	ZI - TA
BASTIDOR	ZI - BA
CIRCUITO DE REFRIGERACION	ZI - CR
DIAGRAMA ELECTRICO	ZI - DE

Tabla 6.1 Planos de Construcción y Montaje

6.1.1 DIAGRAMA DE FLUJO



6.2 INSTALACION DE EQUIPOS Y ACCESORIOS

Una vez que el tablero y la base sobre los cuales será ensamblado el banco de pruebas han sido construidos procederemos con el montaje de los componentes del sistema de refrigeración. El primer paso será colocar el tablero de montaje sobre la mesa verificando que quede completamente seguro.



Fig. 6.1 Mesa y Tablero de montaje

6.2.1 Montaje de la unidad de condensación y los módulos de refrigeración

En el montaje de la unidad de condensación se debe verificar que el aire pueda circular libremente a través del condensador, por lo que será colocado a una distancia mínima de la pared evitando cualquier tipo de obstrucción e incluso dejando suficiente espacio para trabajos de mantenimiento.



Fig. 6.2 Montaje de la Unidad Condensadora

6.2.2 MONTAJE DE LOS EVAPORADORES

6.2.2.1 Evaporador de la unidad de congelamiento

Para colocar el evaporador de la unidad de congelamiento se deberá tener las siguientes consideraciones. El evaporador será colocado del tal forma que la dispersión de aire cubra completamente la cámara, y se lo ubicara al fondo de la misma para evitar inconvenientes al abrir la puerta del modulo.



Fig. 6.3 Unidad de Congelamiento

6.2.2.2 Serpentín de la unidad de enfriamiento

El serpentín de la unidad de enfriamiento será colocado de tal forma que el agua contenida en el modulo cubra completamente al serpentín.



Fig. 6.4 Unidad de Enfriamiento

Durante el proceso de conformado del evaporador de la unidad de enfriamiento se debió tener especial cuidado para evitar que se deforme durante el proceso de doblado de la tubería, puesto que estas ocasionarían obstrucciones y como consecuencia caídas de presión.

6.2.3 MONTAJE DE TUBERIAS Y ACCESORIOS.

Luego de concluir con el montaje tanto de la unidad condensadora como de las unidades de enfriamiento y congelamiento se procederá con el montaje de todo el sistema de tuberías y accesorios como son filtros, válvulas, visor de líquido entre otros, para acoplar todas las tuberías se utilizo de preferencia uniones roscables las cuales nos facilitaran, las operaciones de mantenimiento que se requieran posteriormente.

En la colocación de las llaves de paso se debe tener en cuenta que dichas válvulas tienen establecido un sentido de flujo el cual debe ser seguido al igual que en el filtro deshidratador, para la ubicación de las válvulas de expansión y los tubos capilares de deberá evitar que los capilares se deformen, evitando de esta manera obstrucciones las cuales afecten el funcionamiento del sistema.

Debido a que nuestro sistema cuenta con dos niveles de refrigeración es necesario el uso de una válvula reguladora de presión, la cual nos ayudara a mantener constante la presión de evaporación, esta válvula deberá ser colocada en la línea de mayor presión.



Fig. 6.5 Montaje de Tuberías y Accesorios.

6.2.4 MONTAJE DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDIDA.

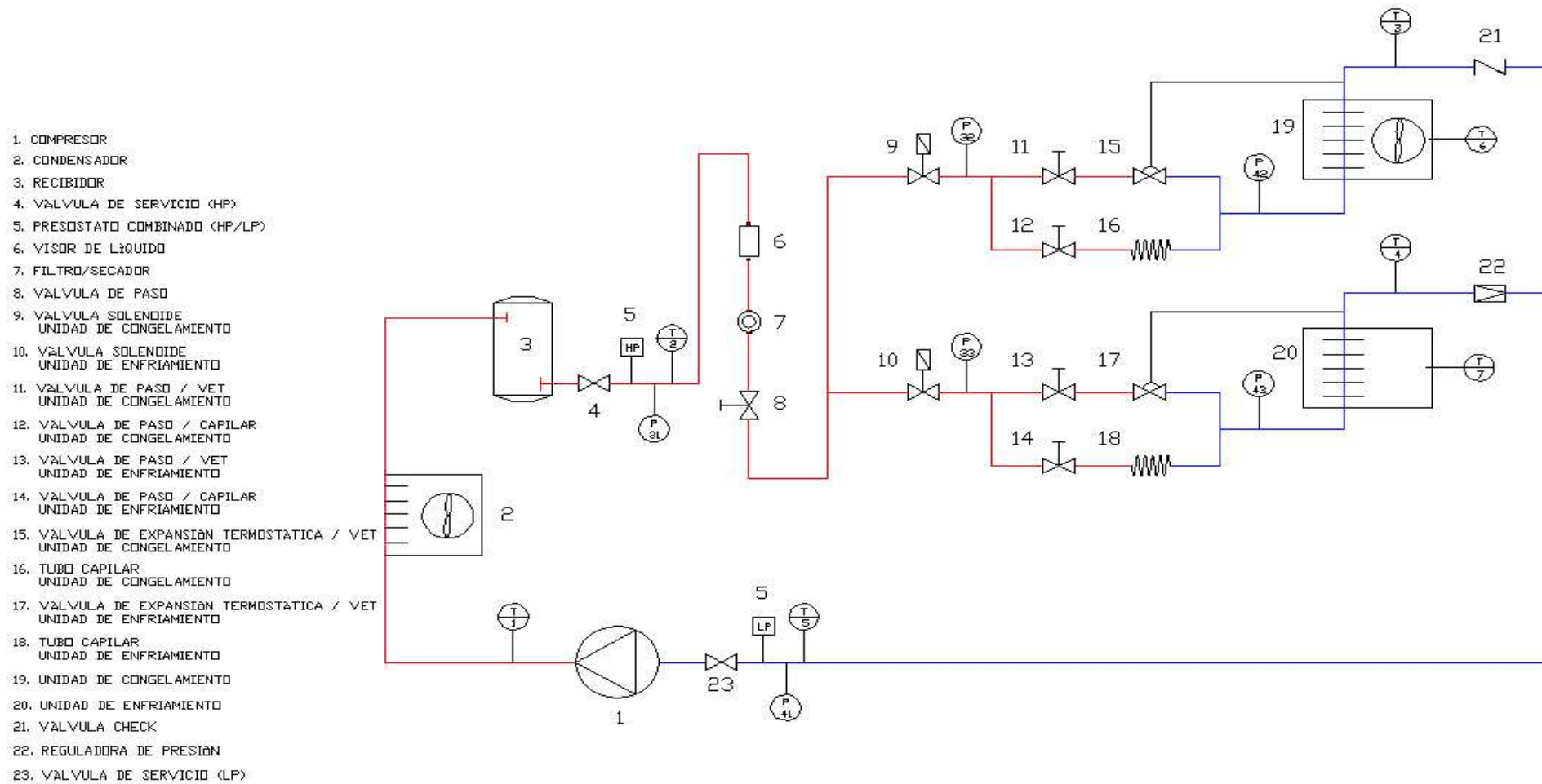


Fig. 6.6 Esquema Unifilar del Sistema de refrigeración

Como se puede observar en el esquema del sistema de refrigeración, existen algunos puntos de toma de datos los cuales nos servirán para analizar el funcionamiento del ciclo.

Luego de finalizar con el ensamble de tuberías y accesorios se procederá con la colocación de los instrumentos de medida.

6.2.4.1 Manómetros

Como lo mencionamos anteriormente en nuestro sistema utilizaremos presostatos los cuales nos servirán como elementos de control, sin embargo también es necesario utilizar manómetros de alta y baja presión que constituyen una herramienta principal cuando se requiere comprobar que el funcionamiento del sistema se encuentra dentro de un rango de presiones aceptable, la ubicación de los puntos de presión se detallan en el esquema anterior y en lo que se refiere a la parte practica se lo realizara mediante el uso conjunto de válvulas de paso como se lo detalla en la fig.



Fig. 6.7 Manómetros

6.2.4.2 Termómetros

Al igual que con los manómetros, el termómetro también constituye una herramienta fundamental a la hora de analizar el funcionamiento del sistema, el presente banco de pruebas cuenta con un termómetro digital de cinco tomas, los puntos de conexión de las termocuplas se encuentran tallados en el esquema de conexión.

6.2.5 CONECCIONES ELÉCTRICAS.

El funcionamiento del sistema de refrigeración será comandado mediante un circuito de control central, que se encargara de energizar contactores mediante los cuales se activaran los dispositivos de salida como son:

- Unidad condensadora.
- Válvulas solenoides.
- Ventilador.

6.2.5.1 Diagrama de la instalación eléctrica.

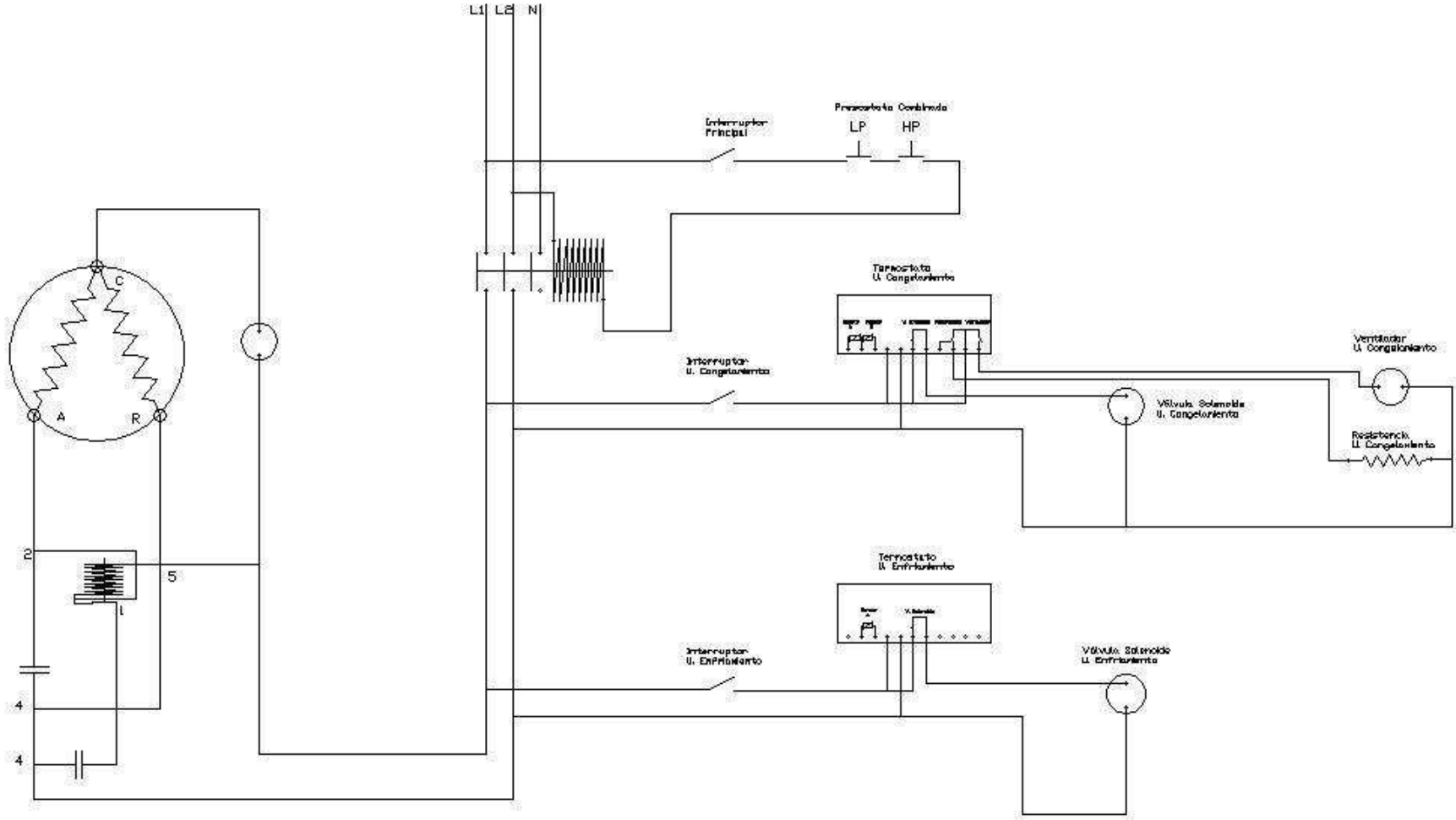


Fig. 6.8 Diagrama de Conexiones Eléctricas

PROCESO DE DETECCION DE FUGAS.

El proceso de detección de fugas se lo realizara mediante la aplicación de agua con jabón, para ello el primer paso consistirá en cargar el sistema con refrigerante, posteriormente se cubrirá todas las uniones roscadas y soldadas con el agua jabonosa la cual nos ayudara a determinar si existe alguna fuga.

CARGA DE REFRIGERANTE.

Luego de verificar que no existe ninguna fuga debemos vaciar el sistema mediante el uso de una bomba de vacio para luego proceder con la carga de refrigerante para ello se deberá seguir los siguientes pasos.

Primero se deberá cargar el sistema con una mezcla de nitrógeno-refrigerante en una proporción 75/25 respectivamente, la cual se deberá dejar por un tiempo de 30 min para luego extraer la mezcla con la bomba de vacío, realizar este procedimiento por tres veces.

Este proceso garantiza que el sistema está libre de cualquier impureza antes de la carga final de refrigerante.

Luego de eliminar las impurezas del sistema procederemos con la carga de refrigerante para lo cual conectaremos la bombona de refrigerante R404a a la toma de la línea de baja cargando de esta manera el sistema.

CAPITULO 7

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO, GUÍAS DE PRÁCTICAS Y MANUAL DE OPERACIÓN DEL EQUIPO.

7.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.

Con el sistema cargado y luego de verificar que no existen fugas de refrigerante continuamos con las pruebas de funcionamiento de cada uno de los equipos y accesorios que conforman el banco de pruebas, a fin de comprobar que estén funcionando correctamente y dentro de los parámetros establecidos.

El primer paso es comprobar que las presiones de trabajo del sistema sean las adecuadas, esto es presión de condensación, presión de evaporación de la unidad de enfriamiento y presión de evaporación de la unidad de congelamiento.

Como siguiente punto verificar que los ventiladores tanto del evaporador de la unidad de congelamiento como del condensador estén funcionando correctamente.

Para finalizar verificar las temperaturas de trabajo de las unidades de enfriamiento y congelamiento. Una vez terminadas las pruebas de funcionamiento se comprueba que todos los equipos y accesorios están trabajando de acuerdo a lo establecido y en perfectas condiciones.

7.2 TOMA DE DATOS

Concluidas las pruebas de funcionamiento de los equipos y accesorios del banco de pruebas, procedemos a efectuar la primera toma de datos; para ello realizaremos algunos cambios los cuales nos permitirán variar las condiciones de funcionamiento.

Los primeros datos fueron obtenidos bajo las siguientes condiciones:

- Utilizando la válvula de expansión termostática y el evaporador con fuente de aire como medio de transferencia de calor.
- Utilizando la válvula de expansión termostática y el evaporador con fuente de agua como medio de transferencia de calor.

Para lograr estas condiciones procedemos a cerrar las válvulas 12 y 14, dejando abiertas las válvulas 8, 11 y 13, con lo cual se formara el circuito mostrado en la fig. 7.1.

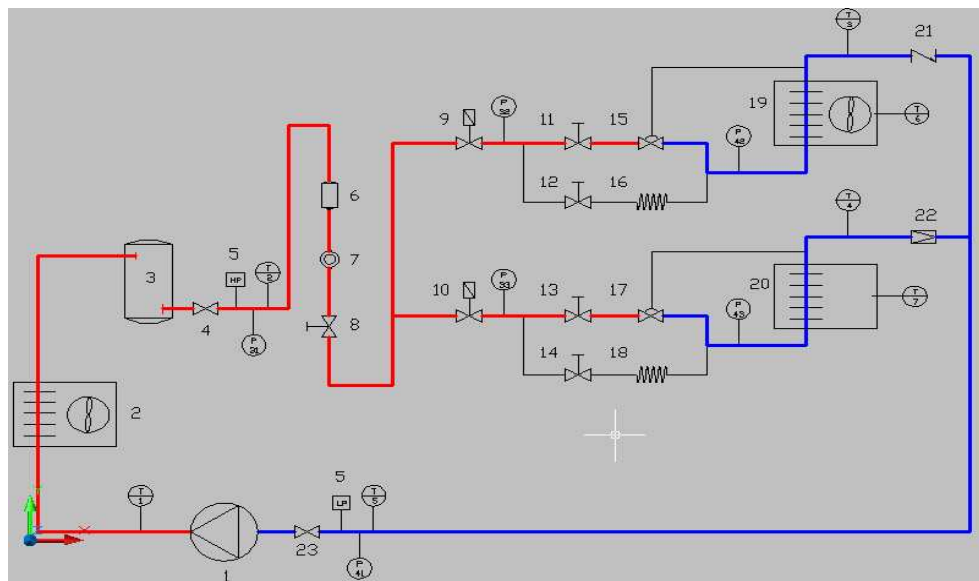


Fig. 7.1 Circuito de Refrigeración con las VET

Luego de establecer las condiciones de funcionamiento procedemos con las tomas de datos:

A continuación se muestran las tablas de presión y temperatura con los datos obtenidos en la primera prueba, se realizaron cinco tomas de datos con intervalos de 15min cada una.

Fecha de la prueba: 09 de Junio del 2011

Hora: 15:00

UNIDAD DE CONGELAMIENTO		
TEMPERATURA INICIAL	21,2	°C
TEMPERATURA FINAL	-10	°C
VOLUMEN DE AGUA	0,003	m3

Tabla 7.1 Condiciones unidad de Congelamiento

UNIDAD DE ENFRIAMIENTO		
TEMPERATURA INICIAL DEL AGUA	19,2	°C
TEMPERATURA FINAL DEL AGUA	0	°C
VOLUMEN DE AGUA	0,015	m3

Tabla 7.2 Condiciones unidad de Enfriamiento

TABLA DE TEMPERATURAS							
DESCRIPCION	PRUEBA Nº		1	2	3	4	5
DESCARGA DEL COMPRESOR	T1	°C	53,8	53,3	52,7	52,2	51,5
INGRESO AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	T2	°C	26,5	26,1	25,7	25,1	24,6
SUCCION DEL COMPRESOR	T5	°C	-12,5	-11,8	-11,4	-11,2	-10,8
UNIDAD DE CONGELAMIENTO							
SALIDA EVAPORADOR	T3	°C	-19,3	-19,6	-20,4	-20,7	-21,5
INTERIOR	T6	°C	20,3	7,2	-10,0	-12,3	-13,6
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO							
SALIDA EVAPORADOR	T4	°C	1,8	1,5	1,1	0,0	0,5
INTERIOR	T7	°C	19,2	15,6	10,4	7,1	5,4

Tabla 7.3 Tabla de Temperaturas

TABLA DE PRESIONES							
DESCRIPCION	PRUEBA Nº		1	2	3	4	5
DESCARGA DEL COMPRESOR	P31	Psig	225	225	225	225	225
SUCCION DEL COMPRESOR	P41	Psig	37	37	36	36	35
UNIDAD DE CONGELAMIENTO							
ENTRADA AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P32	Psig	225	225	225	225	225
SALIDA DEL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P42	Psig	39	39	38	37	36
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO							
ENTRADA AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P33	Psig	225	225	225	225	225
SALIDA DEL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P43	Psig	82	82	81	81	80

Tabla 7.4 Tabla de Presiones

La segunda etapa de la prueba consiste en variar las condiciones de la siguiente manera:

- Utilizando el dispositivo de expansión capilar y el evaporador con fuente de aire como medio de transferencia de calor.
- Utilizando el dispositivo de expansión capilar y el evaporador con fuente de agua como medio de transferencia de calor.

Para lograr estas condiciones procedemos a cerrar las válvulas 11 y 13, dejando abiertas las válvulas 8, 12 y 14, con lo cual se formara el circuito mostrado en la fig. 7.2.

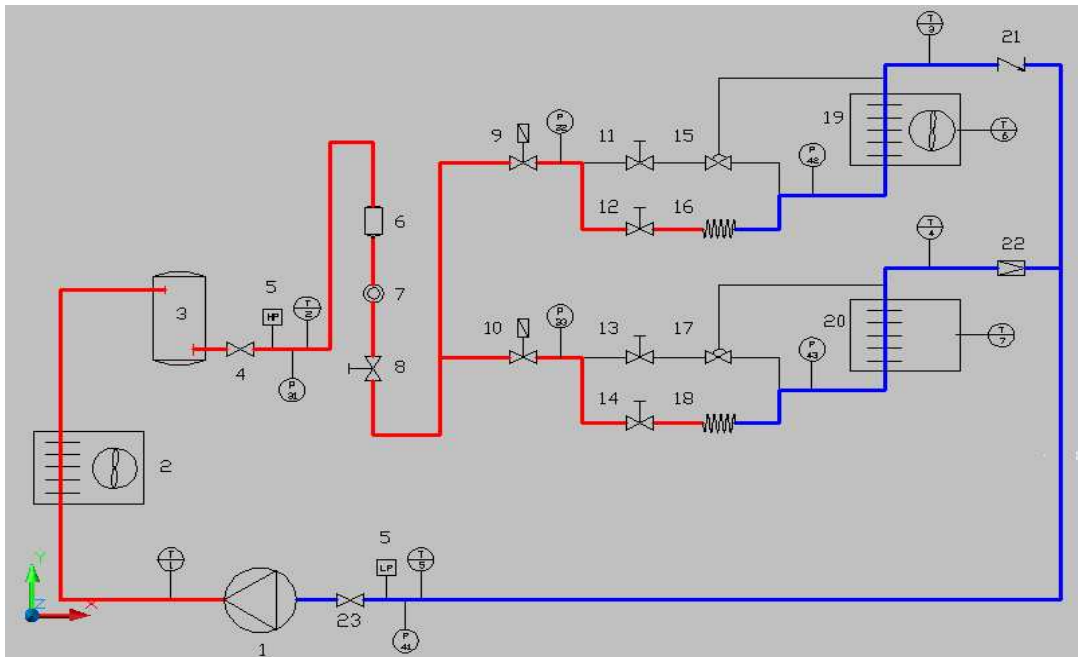


Fig. 7.2 Circuito de Refrigeración con elementos capilares

A continuación se muestra las tablas de presión y temperatura con los datos obtenidos en la segunda prueba, se realizaron cinco tomas de datos con intervalos de 15min cada una.

Fecha de la prueba: 10 de Junio del 2011

Hora: 14:00

TABLA DE TEMPERATURAS							
DESCRIPCION	PRUEBA Nº		1	2	3	4	5
DESCARGA DEL COMPRESOR	T1	°C	54,8	54,3	53,7	52,2	51,1
INGRESO AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	T2	°C	26,3	26,1	25,7	25,5	25,3
SUCCION DEL COMPRESOR	T5	°C	-13,2	-12,5	-12,3	-11,6	-10,3
UNIDAD DE CONGELAMIENTO							
SALIDA EVAPORADOR	T3	°C	-20,4	-20,8	-21,5	-21,7	-22,3
INTERIOR	T6	°C	21,5	5,2	-12,0	-14,3	-16,6
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO							
SALIDA EVAPORADOR	T4	°C	2,5	2,1	1,7	1,5	1,0
INTERIOR	T7	°C	20,4	16,3	11,7	9,3	7,3

Tabla 7.5 Tabla de Temperaturas(Pruebas)

TABLA DE PRESIONES							
DESCRIPCION	PRUEBA Nº		1	2	3	4	5
DESCARGA DEL COMPRESOR	P31	Psig	225	225	225	225	225
SUCCION DEL COMPRESOR	P41	Psig	32	32	31	30	30
UNIDAD DE CONGELAMIENTO							
ENTRADA AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P32	Psig	225	225	225	225	225
SALIDA DEL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P42	Psig	31	31	30	30	30
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO							
ENTRADA AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P33	Psig	225	225	225	225	225
SALIDA DEL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P43	Psig	85	85	83	83	82

Tabla 7.6 Tabla de Presiones (Pruebas)

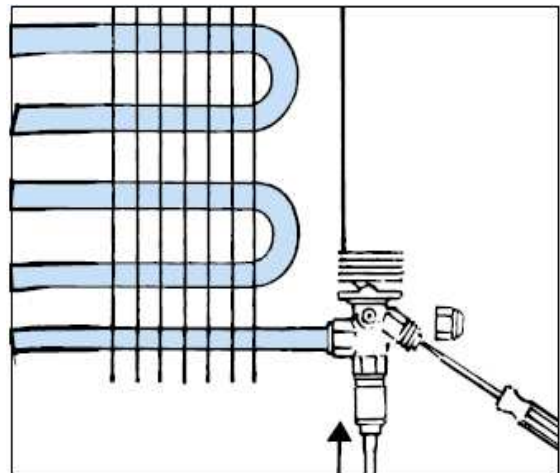
7.3 CALIBRACION DE INSTRUMENTOS Y ACCESORIOS.

Una vez obtenidos los primeros datos procedemos con la calibración de los equipos y accesorios los mismos que se detallan a continuación:

Válvula de expansión termostática:

La válvula de expansión se suministra con un ajuste de fábrica idóneo para la mayoría de los casos.

En nuestro caso es necesario un ajuste adicional del recalentamiento en cada válvula de expansión; para ello utilizamos el vástago de regulación de la válvula de expansión.



Girando el vástago en el sentido de las agujas del reloj se aumenta el recalentamiento y girando en el sentido contrario de las agujas del reloj se disminuye el recalentamiento.

Válvula reguladora de presión:

Debido a que en nuestro banco de pruebas contamos con dos niveles de enfriamiento cuyas presiones de evaporación son diferentes requerimos un elemento regulador para la unidad de enfriamiento el cual nos permita garantizar que la presión de succión sea constante, este elemento será regulado a 75 psig.

Termostatos:

Este elemento nos permitirá establecer las temperaturas requeridas dentro las unidades:

Unidad de enfriamiento: $T = 0^{\circ}\text{C}$

Unidad de congelamiento: $T = -10^{\circ}\text{C}$

Presostatos:

Con la finalidad de proteger los componentes del sistema de refrigeración es necesario establecer presiones críticas tanto en la línea de baja como en la de alta, las cuales serán controladas por medio de los Presostatos:

Línea de baja: 10 psig

Línea de alta: 250 psig

7.4 REALIZACION DE UNA PRÁCTICA DE LABORATORIO PILOTO

Luego de finalizar con la calibración de los instrumentos, la unidad de refrigeración esta lista para realizar la primera práctica de laboratorio, a continuación se detalla el proceso a seguirse.

ETAPA 1

Esta etapa va a estar determinada bajo las siguientes condiciones:

- Utilizando la válvula de expansión termostática y el evaporador con fuente de aire como medio de transferencia de calor.
- Utilizando la válvula de expansión termostática y el evaporador con fuente de agua como medio de transferencia de calor.

A continuación se describe el proceso que se debe realizar para la ejecución de esta primera etapa.

- Cargar el modulo de congelamiento con un volumen de 3 ltrs. de agua.
- Cargar el modulo de enfriamiento con un volumen de 15 ltrs de agua.
- Establecer las condiciones de funcionamiento del sistema de refrigeración.

Para lograr estas condiciones procedemos a cerrar las válvulas 12 y 14, dejando abiertas las válvulas 8, 11 y 13, con lo cual se formara el circuito mostrado en la fig. 7.3.

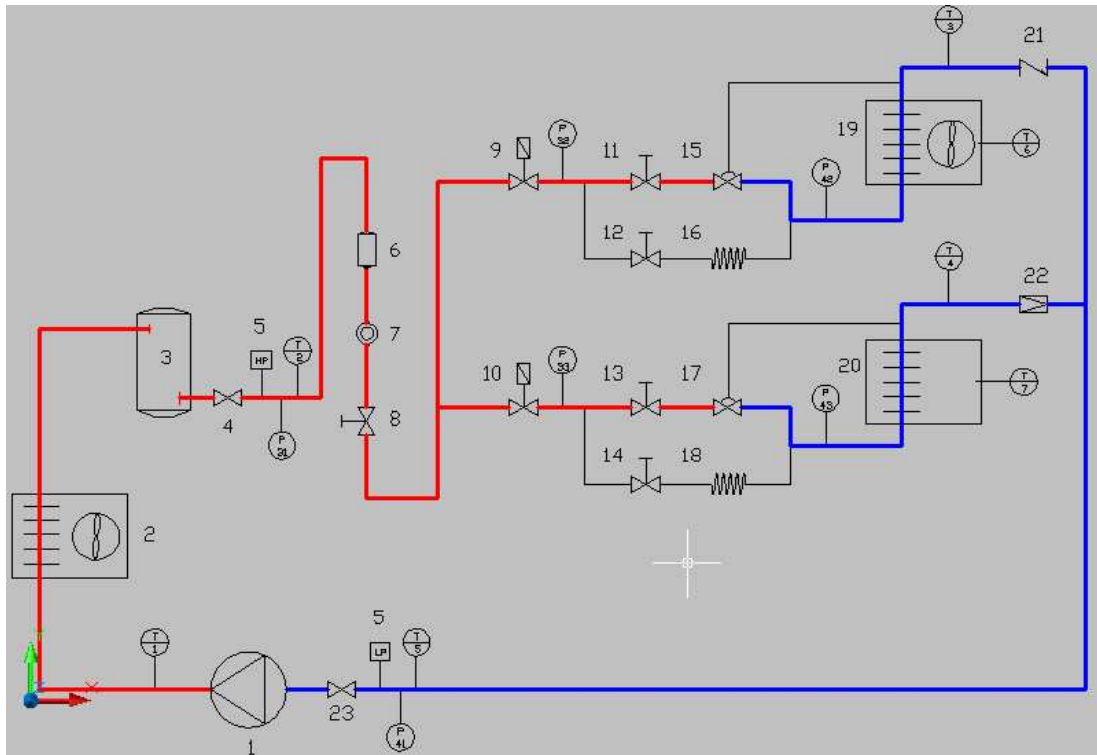


Fig. 7.3 Circuito de refrigeración (ETAPA 1)

- Tomar las temperaturas iniciales del agua en cada recipiente.
- Encender el equipo. (Botonera on-off).
- Activar los interruptores de la U. de Congelamiento y de la U. de Enfriamiento, correspondientes a las válvulas solenoides 9 y 10.
- Transcurridos 15 min proceder con la primera toma de datos, repetir este procedimiento por cinco veces con los mismos intervalos de tiempo.

ETAPA 2

Esta etapa va a estar determinada bajo las siguientes condiciones:

- Utilizando el dispositivo de expansión capilar y el evaporador con fuente de aire como medio de transferencia de calor.
- Utilizando el dispositivo de expansión capilar y el evaporador con fuente de agua como medio de transferencia de calor.

A continuación se describe el proceso que se debe realizar para la ejecución de esta segunda etapa

- Cargar el modulo de congelamiento con un volumen de 3 ltrs. de agua.
- Cargar el modulo de enfriamiento con un volumen de 15 ltrs de agua.
- Establecer las condiciones de funcionamiento del sistema de refrigeración.

Para lograr estas condiciones procedemos a cerrar las válvulas 11 y 13, dejando abiertas las válvulas 8, 12 y 14, con lo cual se formara el circuito mostrado en la fig. 7.4

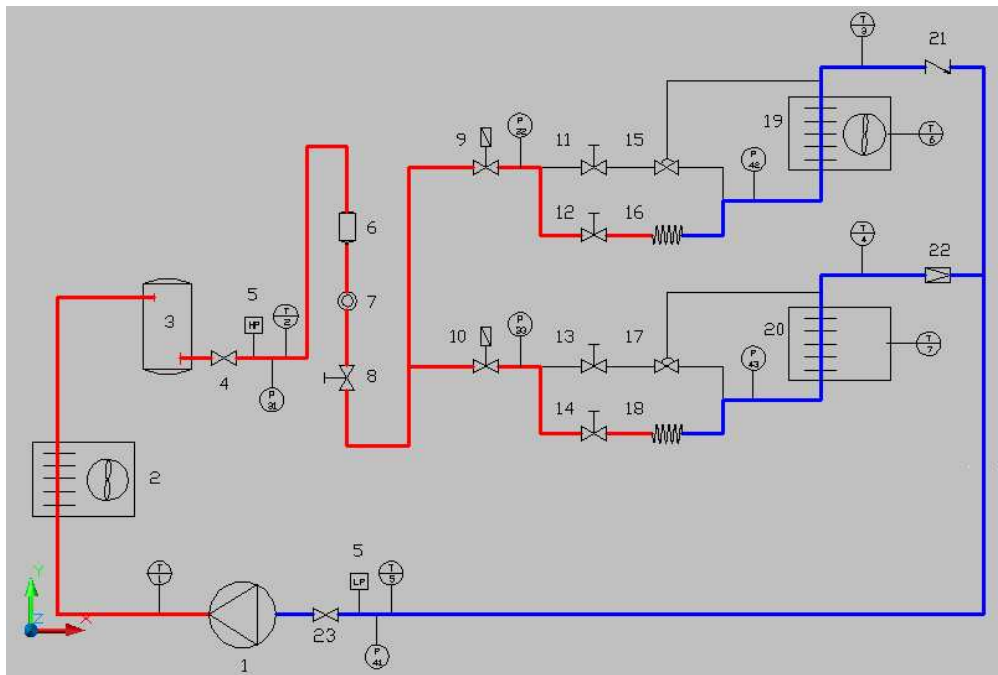


Fig. 7.4 Circuito de refrigeración (ETAPA 2)

- Tomar las temperaturas iniciales del agua en cada recipiente.
- Encender el equipo. (Botonera on-off).
- Activar los interruptores de la U. de Congelamiento y de la U. de Enfriamiento, correspondientes a las válvulas solenoides 9 y 10.
- Transcurridos 15 min proceder con la primera toma de datos, repetir este procedimiento por cinco veces con los mismos intervalos de tiempo.

A continuación se muestran los resultados de las prácticas de laboratorio realizadas tanto de la primera etapa como de la segunda así como también el trazado de los ciclos termodinámicos de cada una de ellas

7.5 RESULTADOS

Luego de realizar las dos pruebas se obtuvieron los siguientes resultados.

ETAPA 1

TABLA DE TEMPERATURAS							
DESCRIPCION	PRUEBA Nº		1	2	3	4	5
DESCARGA DEL COMPRESOR	T1	°C	51,6	51,2	50,8	50,6	50,2
INGRESO AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	T2	°C	23,6	23,5	23,3	23,1	23,4
SUCCION DEL COMPRESOR	T5	°C	-11,3	-11,1	-10,8	-10,4	-10,1
UNIDAD DE CONGELAMIENTO							
SALIDA EVAPORADOR	T3	°C	-18,5	-18,7	-19,2	-19,5	-19,8
INTERIOR	T6	°C	20,1	9,2	-10,0	-10,0	-10,0
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO							
SALIDA EVAPORADOR	T4	°C	-1,8	-1,8	-2,0	-2,1	-2,2
INTERIOR	T7	°C	18,5	12,3	7,4	3,7	0,0

Tabla 7.7 Tabla de Temperaturas de la práctica de laboratorio piloto (ETAPA 1)

TABLA DE PRESIONES							
DESCRIPCION	PRUEBA Nº		1	2	3	4	5
DESCARGA DEL COMPRESOR	P31	Psig	220	220	220	220	220
SUCCION DEL COMPRESOR	P41	Psig	45	44	44	44	43
UNIDAD DE CONGELAMIENTO							
ENTRADA AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P32	Psig	220	220	220	220	220
SALIDA DEL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P42	Psig	45	45	45	44	44
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO							
ENTRADA AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P33	Psig	220	220	220	220	220
SALIDA DEL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P43	Psig	75	75	74	74	73

Tabla 7.8 Tabla de Presiones de la práctica de laboratorio piloto (ETAPA1)

ETAPA 2

TABLA DE TEMPERATURAS							
DESCRIPCION	PRUEBA Nº		1	2	3	4	5
DESCARGA DEL COMPRESOR	T1	°C	51,6	51,2	50,5	50,3	50,1
INGRESO AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	T2	°C	24,2	23,7	23,4	23,1	23,0
SUCCION DEL COMPRESOR	T5	°C	-11,8	-11,5	-11,2	-10,6	-10,4
UNIDAD DE CONGELAMIENTO							
SALIDA EVAPORADOR	T3	°C	-19,1	-19,3	-19,5	-19,8	-20,0
INTERIOR	T6	°C	21,3	7,4	-10,0	-10,0	-10,0
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO							
SALIDA EVAPORADOR	T4	°C	-4,8	-4,8	-4,8	-4,9	-5,0
INTERIOR	T7	°C	19,1	10,7	5,6	2,4	0,0

Tabla 7.9 Tabla de Temperaturas de la práctica de laboratorio piloto (ETAPA 2)

TABLA DE PRESIONES							
DESCRIPCION	PRUEBA Nº		1	2	3	4	5
DESCARGA DEL COMPRESOR	P31	psig	220	220	220	220	220
SUCCION DEL COMPRESOR	P41	psig	44	43	43	42	41
UNIDAD DE CONGELAMIENTO							
ENTRADA AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P32	psig	220	220	220	220	220
SALIDA DEL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P42	psig	45	45	45	45	43
UNIDAD DE ENFRIAMIENTO							
ENTRADA AL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P33	psig	220	220	220	220	220
SALIDA DEL DISPOSITIVO DE EXPANSION	P43	psig	74	74	73	72	72

Tabla 7.10 Tabla de Presiones de la práctica de laboratorio piloto (ETAPA 2)

7.6 ANALISIS DE RESULTADOS

Una vez realizada la práctica de laboratorio en el banco de pruebas, se procede a generar el trazado del ciclo termodinámico para posteriormente determinar las variables termodinámicas las cuales me permiten continuar con el cálculo de las condiciones de funcionamiento del equipo.

7.6.1 RESULTADOS DE CALCULOS

TRAZADO DEL CICLO TERMODINAMICO ETAPA 1

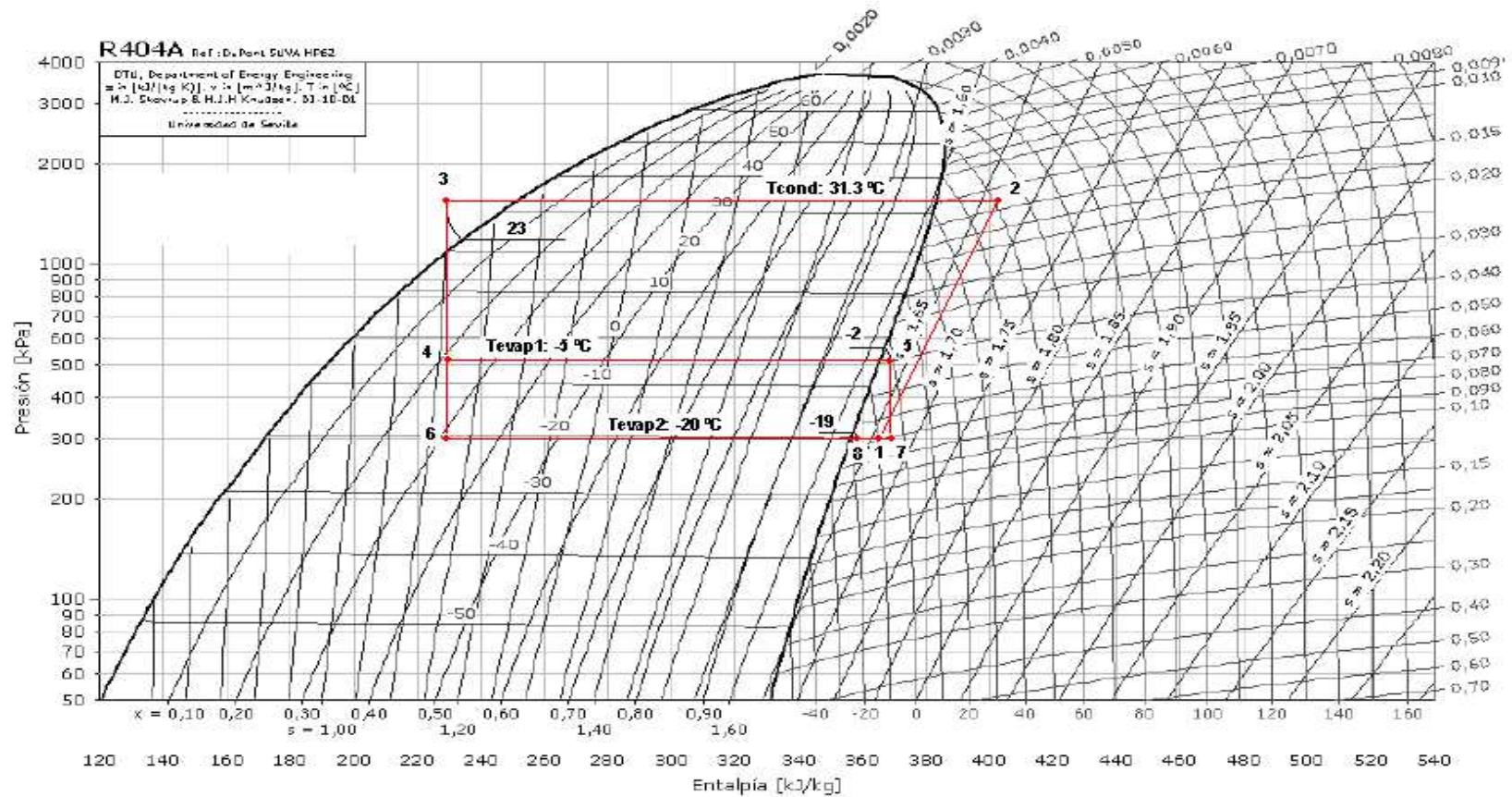


Fig. 7.5 Diagrama p-h del R404A (ETAPA 1)

TRAZADO DEL CICLO TERMODINAMICO ETAPA 2

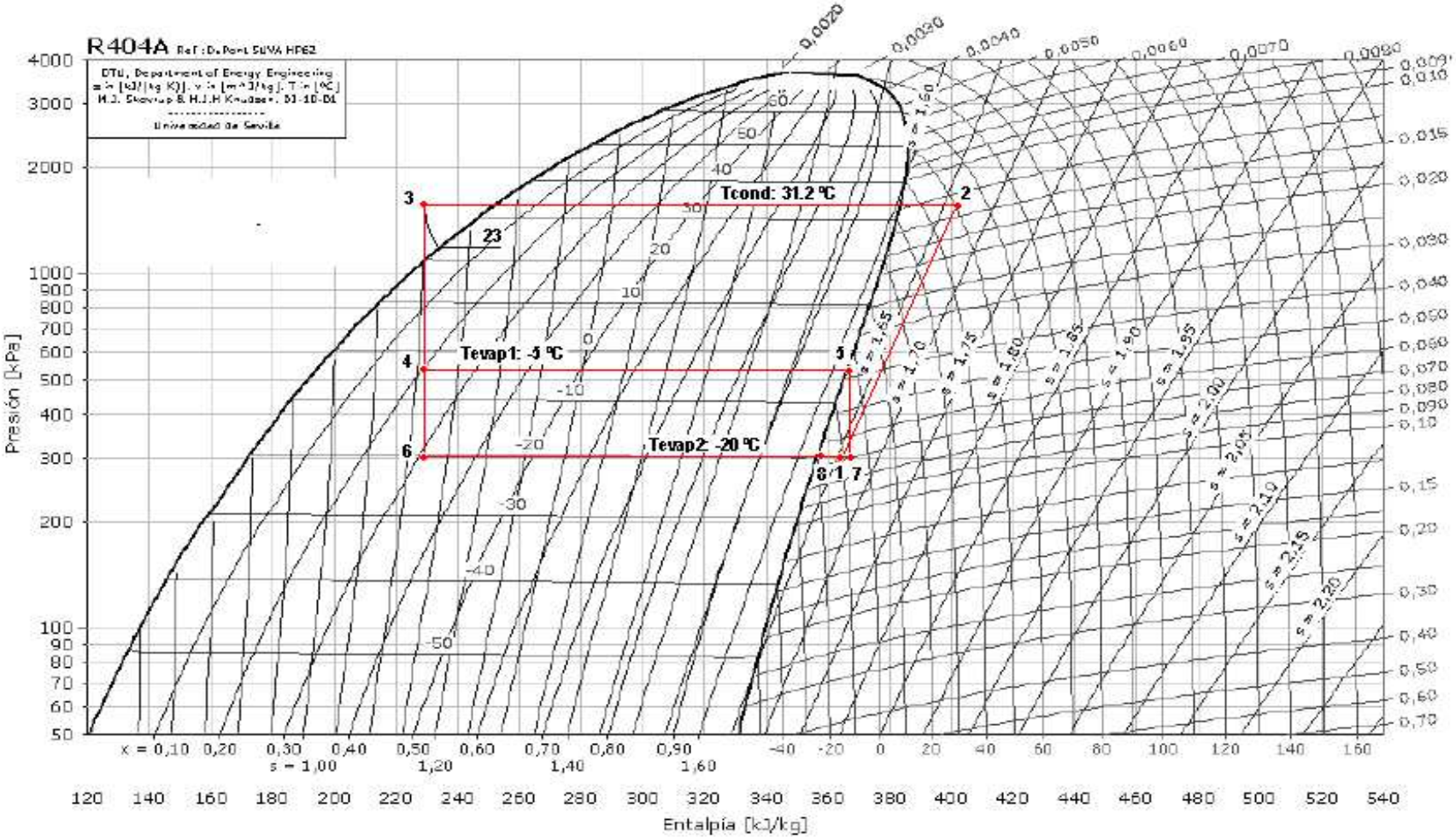


Fig. 7.5 Diagrama p-h del R404A (ETAPA 2)

VARIABLES TERMODINÁMICAS

Para completar las tablas 7.11 y 7.12 se deberá considerar la última toma de datos de las tablas 7.7, 7.8, 7.9 y 7.10 en cada una de las etapas, debido a que en este punto las condiciones de funcionamiento del sistema de refrigeración se encuentran bajo las condiciones establecidas.

VARIABLES TERMODINAMICAS										
DESCRIPCION	PUNTO		1	2	3	4	5	6	7	8
PRESION	P	Kpa	44	220	220	73	73	44	44	44
TEMPERATURA	T	°C	-10,1	50,2	26,4	-5	-2,2	-20	-5,0	-19,8
ENTALPIA	h	KJ/Kg	367	402	232	232	273	232	273	357
VOLUMEN ESPECIFICO	vh	m ³ /Kg	0,068	0,0128	0,000948	0,000855	0,04	0,000818	0,073	0,068

Tabla 7.11 Variables Termodinámicas (ETAPA 1)

VARIABLES TERMODINAMICAS										
DESCRIPCION	PUNTO		1	2	3	4	5	6	7	8
PRESION	P	Kpa	43	220	220	72	72	43	43	43
TEMPERATURA	T	°C	-10,4	50,1	23	-5	-5	-20	-9	-20
ENTALPIA	h	KJ/Kg	363	395	227	227	268	227	268	352
VOLUMEN ESPECIFICO	v	m ³ /Kg	0,066	0,0125	0,000948	0,000855	0,038	0,000818	0,07	0,065

Tabla 7.12 Variables Termodinámicas (ETAPA 2)

CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

ETAPA 1

REFRIGERANTE		VALOR					UNIDAD
MEDIDA		1	2	3	4	5	
Unidad de Congelamiento							
Caudal Másico de refrigerante en el evaporador	m1'	39.40	38.70	38.10	37.60	37.32	kg/hr
Caudal Volumétrico de refrigerante entrando en la VET	V1	0.0373	0.0366	0.0361	0.356	0.0353	m ³ /hr
Unidad de Enfriamiento							
Caudal Másico de refrigerante en el evaporador	m2'	12.91	12.21	11.61	11.10	10.80	kg/hr
Caudal Volumétrico de refrigerante entrando en la VET	V2	0.0122	0.0115	0.110	0.010	0.010	m ³ /hr
Caudal Másico Total de refrigerante	mt	52.31	50.91	49.71	48.70	48.20	kg/hr
Caudal Volumétrico de refrigerante en el compresor	V'c	3.55	3.46	3.38	3.31	3.27	m ³ /hr

Tabla 7.13 Condiciones de funcionamiento ETAPA 1 (REFRIGERANTE)

COMPRESOR		VALOR					UNIDAD
MEDIDA		1	2	3	4	5	
Razón de Compresión	RC	3.73	3.75	3.79	3.80	3.81	
Rendimiento Mecánico	Hm	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	
Rendimiento Volumétrico	Hv	0.783	0.783	0.781	0.781	0.781	
Rendimiento Total del Moto-Compresor	ηT	0.626	0.626	0.625	0.625	0.625	
Potencia en el compresor	Pc	1	1	1	1	1	HP

Tabla 7.14 Condiciones de funcionamiento ETAPA 1 (COMPRESOR)

PERFORMANCE DEL SISTEMA		VALOR					UNIDAD
MEDIDA		1	2	3	4	5	
Potencia Frigorífica	Qf	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23	TR
Potencia Calorífica Evacuado en el Condensador	Qc	2470	2404	2347	2300	2272	W
Factor de Performance del Sistema de Refrigeración	FOF	4.41	4.41	4.41	4.41	4.41	HP/TR
Coeficiente de Performance del sistema de refrigeración	COP	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	

Tabla 7.15 Condiciones de funcionamiento ETAPA 1 (PERFORMANCE)

ETAPA 2

REFRIGERANTE		VALOR					UNIDAD
MEDIDA		1	2	3	4	5	
Unidad de Congelamiento							
Caudal Másico de refrigerante en el evaporador	m1'	37,38	37,37	37,35	37,32	37,31	kg/hr
Caudal Volumétrico de refrigerante entrando en el capilar	V1	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	m ³ /hr
Unidad de Enfriamiento							
Caudal Másico de refrigerante en el evaporador	m2'	10,83	10,81	10,79	10,8	10,80	kg/hr
Caudal Volumétrico de refrigerante entrando en la VET	V2	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	m ³ /hr
Caudal Másico Total de refrigerante	mt	48,21	48,18	48,14	48,12	48,11	kg/hr
Caudal Volumétrico de refrigerante en el compresor	V'c	3,23	3,21	3,21	3,20	3,18	m ³ /hr

Tabla 7.16 Condiciones de funcionamiento ETAPA 2 (REFRIGERANTE)

COMPRESOR		VALOR					UNIDAD
MEDIDA		1	2	3	4	5	
Razón de Compresión	RC	3,89	3,84	3,83	3,81	3,81	
Rendimiento Mecánico	η_m	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	
Rendimiento Volumétrico	η_v	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	
Rendimiento Total del Moto-Compresor	η_T	0,62	0,62	0,62	0,62	0,63	
Potencia en el compresor	Pc	0,94	0,94	0,94	0,93	0,92	HP

Tabla 7.17 Condiciones de funcionamiento ETAPA 2 (COMPRESOR)

PERFORMANCE DEL SISTEMA		VALOR					UNIDAD
MEDIDA		1	2	3	4	5	
Potencia Frigorífica	Qf	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	TR
Potencia Calorífica Evacuada en el Condensador	Qc	2249	2248	2246	2245	2245	W
Factor de Performance del Sistema de Refrigeración	FOF	4,14	4,14	4,14	4,09	4,03	HP/TR
Coficiente de Performance del sistema de refrigeración	COP	1,13	1,13	1,13	1,15	1,17	

Tabla 7.18 Condiciones de funcionamiento ETAPA 2 (PERFORMANCE)

7.6.2 EJEMPLO DE CALCULOS

CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS.

Una vez obtenidas las propiedades termodinámicas del sistema de refrigeración, continuaremos con las condiciones de funcionamiento de cada una de las etapas descritas anteriormente.

ETAPA 1

POTENCIA FRIGORÍFICA.

La potencia frigorífica (Q_f) está dada por la carga de enfriamiento total del banco de pruebas, definida en el capítulo 3.

$$Q_f = Q_{t1} + Q_{t2} = Q_t$$

$$Q_f = 0.227 \quad \text{TR} \quad \text{---} \quad Q_f := \frac{Q_f}{12000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}}$$
$$Q_f = 0.776 \frac{\text{BTU}}{\text{W} \cdot \text{hr}} \quad \text{---} \quad Q_f = 0.227 \text{ TR}$$

CAUDAL MÁSIICO TOTAL DE REFRIGERANTE.

Representa el caudal de refrigerante que deberá pasar por cada uno de los evaporadores para producir la potencia frigorífica deseada, el mismo que está dado por el cociente de la potencia frigorífica dividido para la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del evaporador:

Evaporador unidad de Congelamiento:

$$m1 := \frac{Qt1}{(h5 - h4)}$$

$$m1 = 37.315 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Evaporador unidad de Enfriamiento:

$$m2 := \frac{Qt2}{(h8 - h6)}$$

$$m2 = 10.8 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Caudal másico total de refrigerante:

$$mt := m1 + m2$$

$$mt = 48.115 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

CAUDAL VOLUMÉTRICO DE REFRIGERANTE EN EL COMPRESOR.

El caudal volumétrico de refrigerante en el compresor está dado por el producto del caudal másico total de refrigerante por el volumen específico a la entrada del compresor:

$$Vc := mt \cdot v1$$

$$Vc = 3.272 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

DETERMINACIÓN DE LA RAZÓN DE COMPRESIÓN

La más alta razón de compresión del sistema estará dada por la relación entre la presión de condensación y la presión de evaporación del nivel de refrigeración a menor temperatura, es decir:

En nuestro caso el nivel de refrigeración de menor temperatura es el de la cámara de congelación.

$$RC := \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}}$$

$$RC = 3.814$$

POTENCIA DEL COMPRESOR.

Rendimiento Mecánico:

Está dado por η_m , generalmente se selecciona un valor entre el 80% y el 90%. Tomando un valor mínimo de rendimiento:

$$\eta_m = 0.80$$

Rendimiento Volumétrico:

Está dado por η_v . Para compresores de pistón el rendimiento volumétrico se puede obtener mediante la expresión:

$$\eta_v := -0.0285RC + 0.89$$

$$\eta_v = 0.781$$

Rendimiento total del moto-compresor.

Está dado por η_T , puede calcularse mediante la expresión:

$$\eta_T := \eta_m \cdot \eta_v$$

$$\eta_T = 0.625$$

Entonces, la potencia del compresor está dada por:

$$P_c := m\dot{t} \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_T}$$

$$P_c = 748.398 \text{ W}$$

$$P_c = 1.004 \text{ hp}$$

POTENCIA CALORÍFICA EVACUADA EN EL CONDENSADOR.

Está dada por el producto del caudal másico multiplicado por la diferencia de entalpías a la entrada y salida del condensador.

$$Q_c := m\dot{t}(h_2 - h_3)$$

$$Q_c = 2.272 \times 10^3 \text{ W}$$

CAUDAL VOLUMÉTRICO DE REFRIGERANTE ENTRANDO EN LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.

Está dada por el producto del caudal másico multiplicado por el volumen específico a la entrada de la válvula de expansión.

Unidad de congelamiento:

$$V_1 := m_1 v_3$$

$$V_1 = 0.035 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Unidad de enfriamiento:

$$V_2 := m_2 v_3$$

$$V_2 = 0.01 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

FACTOR DE PERFORMANCE DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Está dado por el cociente de la potencia total de compresión del sistema dada en HP, dividido para la potencia frigorífica total dada en TR.

$$\text{FOP} = P_c / Q_f$$

$$\text{FOP} = 4.41 \text{ HP/TR}$$

COEFICIENTE DE PERFORMANCE DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Está dado por el cociente de la potencia frigorífica total dividido para la potencia total de compresión del sistema.

$$\text{COP} = Q_f / P_c$$

$$\text{COP} = 1.069$$

7.1. ELABORACIÓN DE LA GUÍA DE LABORATORIO.

Con la finalidad de que el estudiante pueda determinar todos los parámetros de funcionamiento del sistema de refrigeración se ha elaborado la presente guía de laboratorio la cual se encuentra en el ANEXO D, esta guía contiene todos los pasos que se deben seguir tanto para la realización de la practica como para la elaboración del informe de laboratorio.

7.2. ELABORACIÓN DEL MANUAL DE OPERACIÓN

Antes de manipular o realizar prácticas en el banco de pruebas es necesario conocer todos los componentes que conforman dicho banco, con la finalidad de garantizar la vida útil del equipo así como también que los datos obtenidos sean coherentes, es por esto, que se ha desarrollado un manual de operación del equipo mismo que se encuentra en el anexo E.

El manual de operación contiene los pasos que se deben seguir tanto para la puesta en marcha del equipo como para la toma de datos así como también un espacio en el cual se detallan las operaciones de mantenimiento que se deberán realizar.

CAPÍTULO 8

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

8.1 ANÁLISIS ECONÓMICO

El análisis económico permite establecer la factibilidad del presente proyecto de tesis de grado, ya que genera información confiable para la toma de decisiones. Este comienza con la determinación de los costos totales y de la inversión inicial. Como ya sabemos el control de los gastos es de vital importancia, los cuales fueron indispensables para el diseño y construcción del mismo.

En un inicio se estableció un presupuesto inicial y teórico; que luego del desarrollo del proyecto se llegó a obtener los costos finales y totales; los cuales se detallan a continuación.

8.1.1 COSTOS DIRECTOS

Los costos directos son aquellos costos que se asigna directamente a un producto o a un servicio, haciendo referencia a los materiales directos empleados y a la mano de obra directa.

En el presente proyecto de grado los costos directos representan los costos de construcción, equipos, materiales y mano de obra directa, los cuales se detallan a continuación.

8.1.1.1 Equipos y materiales

Son los principales recursos que se usan durante el desarrollo del proyecto de tesis, transformándose estos en bienes terminados.

EQUIPOS E INSTRUMENTOS

Descripción	Cantidad	Valor Unitario USD	Valor Total USD
Unidad Condensadora(donación) modelo: CAJT2446ZBR marca: L' UNITE HERMETIQUE	1	627,20	627,20
Evaporador 500 W (@ -20°C) modelo: CT-00092 marca: THERMO COIL	1	61,60	61,60
Motor Ventilador Evaporador	1	28,31	28,31
Termostato (U. de enfriamiento) modelo: MT-512Ri marca: FULL GAUGE	1	64,96	64,96
Termostato (U. de congelamiento) modelo: TC-900 marca: FULL GAUGE	1	67,20	67,20
Dial Manómetro Alta R-404A	1	24,70	24,70
Dial Manómetro Baja R-404A	1	24,27	24,27
Termómetro modelo: Penta III marca: FULL GAUGE	1	25,00	25,00
TOTAL USD			923,24

Tabla 8.1 Equipos e Instrumentos

MESA Y TABLERO DE MONTAJE			
Descripción	Cantidad	Valor Unitario USD	Valor Total USD
ángulo de 1 1/4" x 1/8"	3	8,72	26,16
ángulo de 3/4" x 1/8"	3	5,67	17,01
tol negro 2440 x 1220 x 1.4 mm	2	36,52	73,04
garrucha 3" 50 Kg.	6	1,52	9,12
pintura de fondo ltrs.	1,5	6,50	9,75
pintura sintético blanco ltrs.	5	5,00	25,00
thiñer laca ltrs.	12	1,13	13,56
tablero en madera de Laurel	1	50,00	50,00
perno 3/4" x 1/4"	40	0,01	0,36
arandela de presión 1/4"	40	0,02	0,72
TOTAL USD			224,72

Tabla 8.2 Mesa y Tablero de Montaje

UNIDAD DE CONGELAMIENTO

Descripción	Cantidad	Valor Unitario USD	Valor Total USD
Tablero MDF 480 x 400 mm	2	3,50	7,00
Tablero MDF 450 x 400 mm	2	3,30	6,60
Tablero MDF 450 x 450 mm	1	3,00	3,00
tol negro 1609 x 360 mm	1	19,20	19,20
pintura de fondo ltrs.	1	6,50	6,50
pintura sintético blanco ltrs.	1	5,00	5,00
thiñer laca ltrs.	4	1,13	4,52
tornillo 1 1/4" para MDF	100	0,01	1,00
covertor adhesivo MDF	1	2,65	2,65
Rubinate 5005 Kg	3	5,17	15,51
Rubitherm 15401 Kg	3	5,40	16,20
Puerta de cristal 470 x 470 mm	1	42,00	42,00
Bisagra puerta de cristal	1	7,00	7,00
		TOTAL USD	136,18

Tabla 8.3 Unidad de Congelamiento

UNIDAD DE ENFRIAMIENTO			
Descripción	Cantidad	Valor Unitario USD	Valor Total USD
Tablero MDF 400 x 390 mm	2	3,50	7,00
Tablero MDF 500 x 390 mm	2	4,50	9,00
Tablero MDF 400 x 420 mm	1	4,00	4,00
tol negro 520 x 450 mm	1	8,00	8,00
Recipiente de Polietileno	1	15,00	15,00
Neplo PVC 1/2"	6	0,21	1,26
Codo PVC 1/2" x 90°	4	0,34	1,36
Unión PVC 1/2"	4	0,27	1,08
Válvula de bola FV 1/2"	3	5,50	16,50
Teflón	3	1,50	4,50
		TOTAL USD	67,70

Tabla 8.4 Unidad de Enfriamiento

ACCESORIOS			
Descripción	Cantidad	Valor Unitario USD	Valor Total USD
Válvula de Expansión Termostática modelo: TIE SW (Donación) marca: ALCO	2	55,40	110,80
Válvula Reguladora de Presión modelo: CROT-6/60 marca: SPORLAN	1	120,00	120,00
Válvula Check Danfoss	1	50,00	50,00
Válvula Solenoide 3/8" QUALITY	2	30,63	61,26
Válvula de Paso 3/8" QUALITY	11	7,64	84,04
Filtro secador 3/8" QUALITY	1	10,00	10,00
Visor de Líquido Danfoss (Donación)	1	25,30	25,30
Cañería de Cobre 1/4" ft.	15	1,10	16,50
Cañería de Cobre 3/8" ft.	22	1,43	31,46
Cañería de Cobre 1/2" ft.	10	1,90	19,00
Tubo capilar 0,54 m.	3	1,65	4,95
Soldadura de plata	7	0,55	3,85
Tee de bronce 3/8"	3	2,27	6,81
Tee de bronce 1/2"	5	1,16	5,80
Tee de bronce 1/4"	2	1,95	3,90
Unión de bronce 1/8" x 1/8"	1	1,20	1,20
Tuerca de Bronce 3/8"	38	0,50	19,00
Cruz de Bronce NPT 1/8"	2	2,05	4,10
Niquelina	1	6,00	6,00
tornillos galvanizados 5/32" x 3"	25	0,04	1,00
tuercas galvanizadas 5/32"	25	0,03	0,75
arandelas planas galvanizadas 5/32	25	0,02	0,50
arandelas presión galvanizadas 5/32	25	0,03	0,75
		TOTAL USD	476,17

Tabla 8.5 Accesorios

ACCESORIOS ELÉCTRICOS			
Descripción	Cantidad	Valor Unitario USD	Valor Total USD
Contactador Eléctrico 220V (Donación)	1	26,80	26,80
Cable concéntrico 2x18 AWG m.	3	0,68	2,04
Cable concéntrico 3x12 AWG m.	5	2,61	13,05
Cable Gemelo #22 m.	5	0,25	1,25
Jgo. Conectores Eléctricos	1	1,78	1,78
Jgo. Terminales Eléctricos	1	2,10	2,10
Interruptor para tablero	3	0,76	2,28
Luz piloto 10mm	2	1,52	3,04
Base adhesiva para amarra	25	0,14	3,50
Jgo. amarracable 6"x4.8mm	1	1,67	1,67
prensa estopa PG-9	8	0,25	2,00
Botonera 3x15amp. V-0311	1	3,50	3,50
cinta aislante	2	1,20	2,40
TOTAL USD			65,41

Tabla 8.6 Accesorios Eléctricos

8.1.1.2 Mano de obra directa

Es el esfuerzo físico o mental que se utiliza para transformar la materia prima en producto terminado.

Una vez obtenido los costos por equipos, materiales y mano de obra directa procedemos a determinar los costos totales correspondientes a costos directos.

DISEÑO	
Descripción	Valor Total USD
Juan Aníbal Martínez Almeida	500,00
César Enrique Zambrano Ibarra	500,00
TOTAL USD	1000,00

Tabla 8.7 Diseño

MESA Y TABLERO DE MONTAJE			
Descripción	N° HORAS	USD/HORA	Valor Total USD
Cerrajero.- Construcción	23	5,00	115,00
TOTAL USD			115,00

Tabla 8.8 Mesa y Tablero de Montaje-Construcción

UNIDAD DE CONGELAMIENTO			
Descripción	N° HORAS	USD/HORA	Valor Total USD
Cerrajero.- Construcción	8	5,00	40,00
TOTAL USD			40,00

Tabla 8.9 Unidad de Congelamiento-Construcción

UNIDAD DE ENFRIAMIENTO			
Descripción	N° HORAS	USD/HORA	Valor Total USD
Cerrajero.- Construcción	6	5,00	30,00
TOTAL USD			30,00

Tabla 8.10 Unidad de Enfriamiento-Construcción

COSTOS DIRECTOS	
Descripción	Valor Total USD
Equipos y Materiales	1893,42
Mano de Obra Directa	2235,00
TOTAL USD	4128,42

Tabla 8.11 Costos Directos

8.1.2 COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos son aquellos costos que no pueden cargarse directamente a unidades específicas; siendo estos los recursos que son utilizados en la elaboración del bien o prestación de servicios que no pueden considerarse como material o mano de obra directa.

MANO DE OBRA INDIRECTA

Es aquella necesaria en el departamento de producción, pero que no interviene directamente en la transformación de las materias primas. En este rubro se incluyen: personal de supervisión, jefe de turno, todo el personal, de control de calidad, y otros.

MATERIALES INDIRECTOS

Estos forman parte auxiliar en la presentación del producto terminado, sin ser el producto en sí. Aquí se incluyen: envases primarios y secundarios y etiquetas.

OTROS COSTOS INDIRECTOS

Todo proceso productivo requiere una serie de insumos para su funcionamiento. Estos pueden ser: agua, energía eléctrica, combustibles, arrendamiento, vigilancia, impuestos, entre otros.

A continuación se detallan los costos indirectos del proyecto de tesis de grado.

ASESORAMIENTO	
Descripción	Valor Total USD
Ing. Ángelo Villavicencio	350
Ing. Ernesto Soria	350
Ing. Enrique Zambrano	350
TOTAL USD	1050,00

Tabla 8.12 Asesoramiento

MISCELÁNEOS

Descripción	Valor Total USD
Suministros de oficina	150,00
Combustible	250,00
Materiales Varios	150,00
Bibliografía	50,00
TOTAL USD	600,00

Tabla 8.13 Misceláneos

COSTOS INDIRECTOS	
Descripción	Valor Total USD
Asesoramiento	1050,00
Misceláneos	600,00
TOTAL USD	1650,00

Tabla 8.14 Costos Indirectos

8.1.3 COSTO TOTAL

Ahora procedemos a obtener el costo total del proyecto el cual resulta de la suma de los costos directos y de los costos indirectos.

A continuación se detalla el costo total en la siguiente tabla:

COSTO TOTAL	
Descripción	Valor Total USD
Costos Directos	4128,42
Costos Indirectos	1650,00
TOTAL USD	5778,42

Tabla 8.15 Costo Total

8.2 ANÁLISIS FINANCIERO

Con la finalidad de apoyarnos para una correcta toma de decisiones cuando se tiene que ver con proyectos de inversión, es indispensable hacer un análisis financiero del mismo.

Esta es una técnica analítica en la cual obtenemos los beneficios o pérdidas en los que se puede incurrir cuando emprendemos cualquier tipo de proyecto de inversión.

El análisis financiero del presente proyecto está basado en un presupuesto inicial, lo cual permite desarrollar un plan de desembolso mensual para financiar el proyecto de grado.

Al tratarse de un banco de pruebas, se logró obtener una unidad condensadora la cual nos proporcionó el Laboratorio de Conversión de Energía, además del uso de sus instalaciones para la construcción de la misma.

A continuación se presenta las tablas que muestran como se realizó el financiamiento del proyecto:

De la tabla 8.11 correspondiente a Total Costos Directos, restamos el valor de la unidad condensadora, el cual fue donado; teniendo así el total de los costos directos que serán financiados.

TOTAL COSTOS DIRECTOS	
Descripción	Valor Total USD
Equipos y Materiales	1893,42
Mano de Obra Directa	2235,00
Unidad Condensadora	-627,20
TOTAL USD	3501,22

Tabla 8.16 Total Costos Directos

8.2.1 FINANCIAMIENTO

El financiamiento del presente proyecto de tesis de grado fue realizado en base al presupuesto y cronograma que se estableció en un inicio del mismo.

CAPITULO 9

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 CONCLUSIONES

- Se ha cumplido con el objetivo principal del presente proyecto de tesis de grado, el cual es el Diseño y Construcción de un banco de pruebas para un sistema de refrigeración por compresión de vapor de 1HP de capacidad que usa refrigerante R404A, con variación del medio de transferencia de calor en el evaporador y del control de flujo del refrigerante para la realización de prácticas en el laboratorio de Conversión de Energía del D.E.C.E.M.
- Con el presente proyecto de tesis de grado se contribuirá con el desarrollo tecnológico del Laboratorio de Conversión de Energía.
- Este banco de pruebas permitirá que los estudiantes puedan analizar los principios básicos de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor.
- El proyecto de tesis de grado permitirá generar un análisis integral de los sistemas de compresión de vapor.
- El presente banco de Pruebas permitirá que los estudiantes analicen las diversas situaciones que se presentan en la práctica, en lo que tiene que ver con la operación y mantenimiento de las unidades de refrigeración por compresión de vapor.

- A través del proyecto de grado los estudiantes complementarían su aprendizaje y de ser el caso resolver cualquier tipo de problema que se le presente sin ningún inconveniente dentro del área de la refrigeración.
- Se realizó el diseño térmico y mecánico del presente proyecto de grado, determinando así los valores de las cargas térmicas y la selección de los equipos y accesorios del mismo.
- Se dispone de un banco de pruebas que permitirá analizar y generar los cálculos respectivos de las variaciones de rendimiento según las diversas condiciones de funcionamiento.
- Se realizaron las pruebas de funcionamiento, con lo cual se comprueba que los equipos y accesorios están funcionando bajo las condiciones de funcionamiento requeridas.
- El banco de pruebas permitirá al estudiante conocer y a la vez entrenarse en lo que respecta a una estructura básica de una planta frigorífica para el servicio de dos niveles de refrigeración.

9.2 RECOMENDACIONES

- Leer el manual de usuario antes de realizar cualquier operación en el banco de pruebas.
- Se debe tener muy en cuenta los pasos a seguir para el funcionamiento adecuado de cualquiera de las unidades de refrigeración.

- Cualquier problema de funcionamiento que se dé en el banco de pruebas se debe analizar adecuadamente según los diagramas del circuito de refrigeración como del circuito eléctrico.
- Verificar durante el funcionamiento del banco de pruebas las presiones de trabajo si son las adecuadas y de la carga de refrigerante a través del visor de líquido.
- Verificar antes de iniciar la práctica los niveles de agua en cada unidad de refrigeración para obtener datos correctos y poder garantizar una correcta práctica.

10. BIBLIOGRAFÍA

- COPELAND, Manual de Refrigeración.
- DANFOSS, Automatic controls for refrigeration and air conditioning plant, Quick Reference (09/92).
- INCROPERA FRANK Y DE WITT DAVID, Fundamentos de Transferencia de Calor (Cuarta edición), Pearson Prentice Hall (1999).
- WHITMAN WILLIAM Y JOHNSON WILLIAM, Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado (Tomo II: Refrigeración Comercial), Paraninfo Thomson Learning (2003).