

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR

Facultad de Ingeniería Automotriz

TESIS DE GRADO PARA LA OBTENCION DEL TITULO DE
INGENIERO EN MECANICA AUTOMOTRIZ

**DESARROLLO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS
EXPERIMENTAL DE EXPANSIÓN DEL REFRIGERANTE 134a PARA LA
FACULTAD DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA U.I.D.E.**

Elaborado por: Juan Pablo Proaño Fernández

Director: Ing. Roberto Gutiérrez

2011

Quito, Ecuador

CERTIFICACIÓN

Yo, JUAN PABLO PROAÑO FERNÁNDEZ, declaro que soy el autor de la presente investigación y que ésta es original, auténtica y personal mía. Todos los efectos académicos y legales que se desprendan de la presente investigación serán de mi exclusiva responsabilidad.

Firma del graduando

Juan Pablo Proaño Fernández

C.I.: 171618878-2

Yo, Ing. Roberto Gutiérrez, declaro que, en lo que personalmente conozco, el señor JUAN PABLO PROAÑO FERNÁNDEZ, es el autor de la presente investigación y que ésta es original, auténtica y personal suya.

Firma del Director Técnico de Trabajo de Grado

Ing. Roberto Gutiérrez

Director

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi más sincero agradecimiento, a la Universidad Internacional del Ecuador, a la Facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz, y de manera especial al valioso grupo de profesionales que conforman esta Institución.

Sé que su abnegada labor, dedicada a la formación académica y científica de los estudiantes de la Facultad, permite generar un efecto multiplicador de conocimiento que va en beneficio de las presentes y futuras generaciones. Ante todo, deseo hacer extensible mi más sincero agradecimiento a mis maestros que contribuyeron sabiamente durante mi formación universitaria. Todos éstos valores y conocimientos adquiridos me permitirán aportar de la mejor manera con la sociedad.

Estoy muy agradecido por todos quienes me conocieron y me vieron crecer académicamente y en especial durante ésta etapa de culminación final, que da inicio a una nueva era de crecimiento y visión de futuro para mi ser en el aspecto personal y profesional.

Para concluir, expreso con gratitud mis reconocimientos al director de tesis, quien pudo suplir con todos los albedríos durante el desarrollo de ésta investigación.

DEDICATORIA

Dedico muy sinceramente este proyecto de tesis, a mis padres y hermano, por su ejemplar de vida cotidiana, académica, profesional y de superación, que inculcaron en mí, desde el inicio de la carrera universitaria. Ustedes son el núcleo familiar, de los cuales he recibido apoyo, enseñanza, educación y me dieron la posibilidad de estudiar en la Universidad Internacional del Ecuador, en medio de las difíciles situaciones económicas actuales.

Gracias padres, por todo ese esfuerzo económico y de afecto incondicional; por todo lo que hicieron por mí, por mi futuro y por el ser humano y persona que soy ahora.

Juan Pablo Proaño Fernández

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR
FORMULARIO DE REGISTRO BIBLIOGRAFICO DE TESIS

FACULTAD DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ

TÍTULO: Desarrollo y construcción de un banco de pruebas experimental de expansión del refrigerante 134a para la Facultad de Ingeniería Automotriz de la Universidad Internacional del Ecuador.

AUTOR: Juan Pablo Proaño Fernández

DIRECTOR: Ing. Roberto Gutiérrez

ENTIDAD QUE AUSPICIO LA TESIS: NINGUNA

FINANCIAMIENTO: SI NO: **PREGADO:** **POSGRADO:**

FECHA DE ENTREGA DE TESIS:

Día: 17 **Mes:** Mayo **Año:** 2011

GRADO ACADÉMICO OBTENIDO:

Ingeniero en Mecánica Automotriz

No. Págs. 224

No. Ref. Bibliográfica: 12

No. Anexos: 10

No. Planos: 10

RESUMEN:

El presente proyecto comprende el desarrollo de un banco de pruebas de expansión del refrigerante 134a con cual pretende interactuar y aplicar un análisis técnico para el aprendizaje, como objeto introductorio, a los sistema de transferencia de calor (refrigeración); pudiendo identificar los componentes que conforman el sistema, haciendo uso del refrigerante de aplicación automotriz y dos elementos diferentes de expansión: una válvula de expansión termostática y un tubo capilar. Lo que permite estudiar e identificar el funcionamiento y expansión de un refrigerante, en cualquier sistema de refrigeración, con un entendimiento técnico - lógico en base a las características y parámetros del equipo. El desarrollo propuesto; utiliza 6.4 litros de agua como medio de enfriamiento, el COP del sistema con VET es de 6,43 y con Capilar es de 2,92. Sistema didáctico, que permite interactuar en las distintas cátedras de sistemas de energía, y como aporte económico y de nivel en los laboratorios de termodinámica y climatización para la Facultad de Ingeniería Automotriz de la Universidad Internacional del Ecuador.

PALABRAS CLAVES: refrigeración, refrigerantes, transferencia de calor, válvula de expansión, evaporador, unidad condensadora, entalpía, entropía.

MATERIA PRINCIPAL: Termodinámica

MATERIA SECUNDARIA: Climatización automotriz / Refrigeración

TRADUCCIÓN AL INGLES

TITLE: Development and construction of an experimental test for the 134a refrigerant expansion to the Faculty of Mechanical Engineering Automobile of the International University of the Ecuador".

ABSTRACT:

The following project is a refrigeration system for the 134a refrigerant expansion which aims to interact and apply technical analysis to learning as an introductory subject, the heat transfer system (cooling), where it can identify the components that make up the system using refrigerant automotive application and expansion using two different elements: an expansion valve and capillary tube. This pretends to study and identify the operation and expansion of a refrigerant, in any refrigeration system, with a technical understanding - based on logical characteristics and device parameters. The proposed development, uses 6.4 liter of water as cooling liquid, the VET system COP is 6.43 and the capillary tube has 2.92.

Training System, which allows you to interact with various energy systems

topics, and as economic support and level in the thermodynamics and air conditioning laboratories for the Faculty of Mechanical Engineering Automobile of the International University of the Ecuador".

KEYS WORDS: refrigeration, expansion of refrigerants, expansion valve, evaporator, condensing unit, enthalpy, entropy.

FIRMAS:

.....
DIRECTOR

.....
GRADUADO

ÍNDICE GENERAL

<u>ORDEN</u>	<u>CONTENIDO</u>	<u>PÁGINA</u>
	CERTIFICACIÓN.....	I
	AGRADECIMIENTOS.....	II
	DEDICATORIA.....	III
	RESUMEN.....	XXI

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1.	ANTECEDENTES	1
1.1.1.	Refrigeración natural.....	2
1.1.2.	Refrigeración artificial.....	3
1.2.	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	4
1.3.	OBJETIVOS	5
1.3.1.	General	5
1.3.2.	Específicos.....	5
1.4.	JUSTIFICACIÓN	6
1.5.	ALCANCE	7

CAPITULO 2

MARCO TEORICO

2.1.	DEFINICIONES.....	8
2.2.	CICLOS DE REFRIGERACIÓN	11
2.2.1	Ciclo de Carnot invertido	11
2.2.2	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	14
2.3.	REFRIGERANTES.....	19
2.3.1.	Características	19
2.3.2.	Clasificación y nomenclatura.....	20
2.3.3.	Refrigerantes importantes	24
2.3.4.	Selección de un refrigerante	26
2.4.	COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	27
2.4.1.	Evaporador.....	28
2.4.2.	Compresor	29
2.4.3.	Unidad condensadora	31
2.4.4.	Elemento de expansión.....	32
2.4.5.	Filtro secador	32
2.4.6.	Visor o mirilla.....	33
2.5.	DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN	34
2.5.1.	Tubo capilar	34
2.5.2.	Válvula de expansión termostática (VET)	35
2.5.3.	Válvula de expansión manual	36
2.5.4.	Válvula de expansión automática AEV o AXV	37
2.5.5.	Válvula de expansión electrónica EV	38
2.6.	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL TUBO CAPILAR	38

2.7.	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA VET	40
2.8.	INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	44
2.8.1.	Tipos de intercambiadores de calor	45
2.8.2.	Análisis de transferencia de calor	48
2.9.	PARÁMETROS DEL PROCESO	54
2.9.1.	Unidades de capacidad frigorífica	54
2.9.2.	Temperatura.....	54
2.9.3.	Presión	56
2.9.4.	Cálculo de entalpía y entropía.....	58
2.9.5.	Flujo másico del evaporador	60
2.9.6.	Efecto de refrigeración ER Q_L	60
2.9.7.	Trabajo del compresor W_e	61
2.9.8.	Rechazo de calor Q_H	62
2.9.9.	Coeficiente de Operación COP	63
2.10.	SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	64
2.10.1.	Selección del refrigerante.....	64
2.10.2.	Selección de los elementos de expansión	65
2.10.3.	Selección del evaporador.....	66

CAPITULO 3

DESARROLLO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

3.1.	COMPONENTES BÁSICOS DEL SISTEMA.....	67
3.1.1.	Refrigerante	68
3.1.2.	Unidad condensadora	70

3.1.3.	Dispositivos de expansión.....	72
3.1.4.	Evaporador.....	76
3.1.5.	Llaves de paso shut off	76
3.1.6.	Filtro deshidratador y mirilla	77
3.1.7.	Manómetros de alta y baja	79
3.2.	PARÁMETROS DE DISEÑO	80
3.3.	DISEÑO DEL EVAPORADOR	81
3.3.1.	Cambio de entalpía del refrigerante	81
3.3.2.	Cálculo de la masa de refrigerante.....	81
3.3.3.	Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua	82
3.3.4.	Coeficiente global de transferencia de calor	84
3.3.5.	Medida logarítmica de la diferencia de temperatura	85
3.3.6.	Calor perdido por el agua.....	85
3.3.7.	Área de transferencia de calor	85
3.3.8.	Longitud de la tubería del evaporador.....	86
3.3.9.	Dimensionamiento del evaporador.....	86
3.4.	CRITERIOS PARA DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO CAPILAR	88
3.5.	DIMENSIONAMIENTO DEL SOPORTE ESTRUCTURAL.....	89
3.5.1.	Componentes.....	89
3.5.2.	Estructura soporte.....	92
3.6.	PLANOS DE LA ESTRUCTURA.....	94

CAPITULO 4

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

4.1.	ASPECTOS TÉCNICOS	95
4.2.	DIAGRAMAS DE PROCESOS.....	96
4.2.1.	D.O.T., para el desarrollo del sistema de refrigeración	97
4.2.2.	D.O.T., para la fabricación del soporte estructural	98
4.2.3.	D.O.T., para la fabricación del depósito cilíndrico	99
4.2.4.	D.O.T., para la fabricación del serpentín helicoidal.....	100
4.3.	CONSTRUCCIÓN ESTRUCTURA SOPORTE	101
4.4.	CONSTRUCCIÓN DEL EVAPORADOR.....	106
4.4.1.	Depósito cilíndrico	106
4.4.2.	Serpentín helicoidal.....	108
4.5.	ENSAMBLAJE DE COMPONENTES DEL SISTEMA.....	110
4.5.1.	Diagrama general de montaje	110
4.5.2.	Acoplamiento de componentes físicos	111
4.6.	MONTAJE DEL SISTEMA	112
4.7.	ACABADO FINAL.....	115
4.8.	SEGURIDAD OPERATIVA	117
4.8.1.	En proceso de construcción y montaje.....	117
4.8.2.	En proceso de operación	118

CAPITULO 5

HOMOLOGACIÓN DEL MODELO EXPERIMENTAL

5.1.	HOJA DE PRUEBAS.....	120
5.2.	PARÁMETROS DE CARGA	121
5.2.1.	Refrigerante	121
5.2.2.	Sistema	122
5.3.	PROCEDIMIENTO DE CARGA	123
5.4.	CALIBRACIÓN Y PUESTA A PUNTO	126
5.5.	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	131
5.5.1.	Utilizando la válvula de expansión termostática VET	132
5.5.2.	Utilizando el tubo capilar	135
5.6.	ANÁLISIS DE DATOS	139
5.6.1.	Análisis del banco de expansión de refrigerante.....	139
5.6.2.	Análisis termodinámico del sistema	142
5.7.	GUÍA DE PRÁCTICAS	161
5.8.	GUÍA DE MANTENIMIENTO	161
5.8.1.	Plan de mantenimiento.....	162
5.9.	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	164
5.9.1.	Unidad condensadora	164
5.9.2.	Válvula de expansión termostática.....	165
5.9.3.	Filtro secador	165
5.9.4.	Visor	166
5.9.5.	Manómetros	167
5.9.6.	Llaves de paso shut off	167
5.9.7.	Evaporador.....	168

CAPITULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

6.1.	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	169
6.1.1.	Gastos de personal	169
6.1.2.	Gastos de materiales y componentes	170
6.1.3.	Gastos varios	172
6.1.4.	Gastos generales	172
6.1.5.	Presupuesto total de inversión	173
6.2.	ANÁLISIS FINANCIERO	174
6.2.1.	Flujo de caja.....	174
6.2.2.	Análisis financiero	175
6.2.3.	Valor actual neto (VAN).....	176
6.2.4.	Tasa interna de rentabilidad (TIR).....	176
6.2.5.	Cálculos financieros	177

CAPITULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1.	CONCLUSIONES.....	179
7.2.	RECOMENDACIONES	181

BIBLIOGRAFÍA.....	184
-------------------	-----

ANEXOS.....	186
-------------	-----

ÍNDICE DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>CONTENIDO</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1.	Ciclo invertido de Carnot (T-s)	12
2.2.	Diagrama del ciclo de refrigeración.....	14
2.3.	Elementos básicos del ciclo de refrigeración	16
2.4.	Diagramas T-s, ciclos ideales de refrigeración	17
2.5.	Diagramas P-h, ciclos ideales de refrigeración	18
2.6.	Nomenclatura refrigerante 134a.....	21
2.7.	Componentes, sistema de refrigeración por compresión de vapor	28
2.8.	Evaporador de tubo liso descubierto	29
2.9.	Compresor hermético	30
2.10.	Unidad condensadora ventilada por aire	31
2.11.	Válvula de expansión termostática	32
2.12.	Filtro secador	33
2.13.	Visor o mirilla	33
2.14.	Tubo capilar	35
2.15.	Válvula VET de compensación interna y externa	36
2.16.	Válvula de expansión manual	37
2.17.	Válvula de expansión automática	37
2.18.	Válvula de expansión electrónica EV	38
2.19.	Ubicación del tubo capilar	39

2.20.	Presión interna del tubo capilar.....	40
2.21.	Diagrama funcional de la válvula de expansión termostática	41
2.22.	Diagrama de temperatura Superheat	43
2.23.	Esquema del intercambiador de doble tubo	46
2.24.	Intercambiador de calor de tubos concéntricos.....	46
2.25.	Intercambiador de carcasa y tubos	47
2.26.	Intercambiador de flujo cruzado	47
2.27.	Intercambiador de doble tubo.....	51
3.1.	Componentes del banco de refrigeración	68
3.2.	Bombona refrigerante 134a.....	69
3.3.	Unidad condensadora marca TECUMSEH	71
3.4.	Válvula de expansión termostática TS2 marca DANFOSS	74
3.5.	Tubería flexible de cobre para el tubo capilar	75
3.6.	Evaporador serpentín.....	76
3.7.	Llaves de paso shut off marca DANFOSS	77
3.8.	Filtro deshidratador marca DANFOSS	78
3.9.	Visor marca DANFOSS.....	79
3.10.	Manómetros de alta y baja presión marca YELLOW JACKET.....	80
3.11.	Depósito cilíndrico	82
3.12.	Tubería de cobre.....	84
3.13.	Tubería del evaporador	86
3.14.	Intercambiador de calor evaporador en forma helicoidal	87
3.15.	Conjunto unidad condensadora N1.....	90
3.16.	Evaporador y componentes N2.....	91
3.17.	Estructura soporte	92

3.18.	Compartimientos de la estructura	93
3.19.	Bosquejo preliminar del banco de expansión de refrigerante.....	94
4.1.	Vista isométrica del equipo a construir.....	95
4.2.	Proceso de montaje del sistema de refrigeración	97
4.3.	Proceso de fabricación del bastidor	98
4.4.	Proceso de fabricación del recipiente cilíndrico	99
4.5.	Proceso de fabricación del intercambiador de calor.....	100
4.6.	Tubería estructural 25x25mm	101
4.7.	Cortes del perfil estructural	102
4.8.	Estructura soporte.....	102
4.9.	Soldadura del soporte estructural	103
4.10.	Plancha base de la estructura.....	104
4.11.	Vista de bandejas o compartimientos	104
4.12.	Comprobación y verificación de componentes.....	105
4.13.	Depósito cilíndrico del evaporador	106
4.14.	Colocación de resina epoxi al interior del depósito cilíndrico	107
4.15.	Estructura del depósito evaporador	108
4.16.	Espiras serpentín	109
4.17.	Organigrama de componentes de montaje	110
4.18.	Estructura de acoplamiento de componentes físicos	111
4.19.	Evaporador ensamblado	112
4.20.	Niveles 1 y 2 unificados	113
4.21.	Componentes, manómetros y llaves integrados	113
4.22.	Componentes, filtro y mirilla integrados	114
4.23.	Ruteo de dispositivos de expansión	114

4.24.	Proyecto unificado listo para pintar	115
4.25.	Acabado final	116
5.1.	Vacío y verificación del sistema	124
5.2.	Funcionamiento de manómetros.....	125
5.3.	Diagrama de sobrecalentamiento ideal	126
5.4.	Diagrama de medición de sobrecalentamiento	128
5.5.	Valores obtenidos para ajustar el sobrecalentamiento.....	130
5.6.	Ubicación del bulbo con sobrecalentamiento de 5°C	131
5.7.	Parámetros de funcionamiento utilizando VET (0min)	132
5.8.	Parámetros de funcionamiento utilizando VET (2min)	132
5.9.	Parámetros de funcionamiento utilizando VET (5min)	133
5.10.	Parámetros de funcionamiento utilizando VET (8min)	133
5.11.	Parámetros de funcionamiento utilizando VET (15min)	134
5.12.	Parámetros de funcionamiento utilizando VET (25min)	134
5.13.	Parámetros de funcionamiento utilizando VET (35min)	135
5.14.	Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (0min)	135
5.15.	Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (2min)	136
5.16.	Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (5min).....	136
5.17.	Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (8min)	137
5.18.	Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (15min).....	137
5.19.	Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (25min)	138
5.20.	Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (35min).....	138
5.21.	Temperatura del agua en intervalos de tiempo	140
5.22.	Presiones de operación del dispositivo VET	141
5.23.	Presiones de operación del dispositivo Capilar	142

5.24.	Funcionamiento del sistema, diagrama P-h del 134a con VET	149
5.25.	Funcionamiento del sistema, diagrama P-h con VET	150
5.26.	Funcionamiento del sistema, diagrama T-s con VET	151
5.27.	Funcionamiento del sistema, diagrama P-h del 134a con Capilar	158
5.28.	Funcionamiento del sistema, diagrama P-h con Capilar	159
5.29.	Funcionamiento del sistema, diagrama T-s con Capilar	160

ÍNDICE DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>CONTENIDO</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1.	Cuadro comparativo VET vs. Capilar	44
2.2.	Coeficientes globales de transferencia de calor para fluidos	50
2.3.	Conversión de temperaturas °F, °C, °K.....	55
2.4.	Temperaturas de refrigerantes	56
2.5.	Presión de operación de refrigerantes	57
2.6.	Matriz elemental para selección del refrigerante	64
2.7.	Matriz elemental para selección de dos tipos de expansión	65
2.8.	Matriz elemental para selección del evaporador	66
3.1.	Especificaciones de la unidad condensadora LBP	71
3.2.	Especificaciones de la válvula de expansión TS2	73
3.3.	Especificaciones de las llaves de paso shut off BM	77
3.4.	Especificaciones del filtro deshidratador DML	78
3.5.	Especificaciones de manómetros de alta y baja presión	79
5.1.	Formato para tabulación de datos.....	120
5.2.	Tabla de saturación del refrigerante 134a.....	129
5.3.	Cuadro comparativo funcional VET vs. CAPILAR.....	139
5.4.	Parámetros de saturación a P_1	143
5.5.	Parámetros del vapor sobrecalentado a P_2	144
5.6.	Parámetros de saturación a P_2	145

5.7.	Parámetros de saturación a P_1	152
5.8.	Parámetros del vapor sobrecalentado a P_2	153
5.9.	Parámetros de saturación a P_2	154
5.10.	Cuadro comparativo de rendimiento VET vs. CAPILAR	161
5.11.	Plan de mantenimiento	163
5.12.	Especificaciones de la unidad condensadora LBP	164
5.13.	Especificaciones de la válvula de expansión TS2	165
5.14.	Especificaciones del filtro deshidratador DML	166
5.15.	Especificaciones del visor	166
5.16.	Especificaciones de los manómetros de alta y baja presión	167
5.17.	Especificaciones de las llaves de paso shut off BM	168
5.18.	Especificaciones del evaporador.....	168
6.1.	Costo de personal	169
6.2.	Costo de materiales	170
6.3.	Costo de componentes	171
6.4.	Gastos varios	172
6.5.	Total inversión.....	173

GLOSARIO DE TÉRMINOS

- LBP:** en sus siglas en inglés, “low back pressure”, significa baja presión de retorno o de evaporación.
- Serpentín:** también conocido como serpentina a un tubo o tubería de forma frecuentemente espiral. Suele ser de vidrio, cobre u otro material que conduzca el calor fácilmente.
- Superheat:** grado de sobrecalentamiento de temperatura
- VET:** válvula de expansión termostática

NOMENCLATURA

<u>SÍMBOLO</u>	<u>CONTENIDO</u>	<u>UNIDAD</u>
BTU	Unidad térmica británica	(BTU)
COP	Coeficiente de operación	
ER	Efecto de refrigeración	kJ/kg
h	Entalpía	kJ/kg
S	Entropía	kJ/kg*K
h_g	Entalpía de vapor saturado	kJ/kg
h_f	Entalpía de líquido saturado	kJ/kg
S_g	Entropía de vapor saturado	kJ/kg*K
S_f	Entropía de líquido saturado	kJ/kg*K
LBP	Baja presión de retorno	
\dot{m}	Flujo másico	Lb/min
P	Presión	PSI/Mpa
Q	Calor total transmitido	W
Q_h	Potencia calorífica del condensador	W
Q_L	Potencia frigorífica del evaporador	W
W_e	Potencia del compresor	W
T	Temperatura	°C
T_{sat}	Temperatura de saturación	°C
VET	Válvula de expansión termostática	

W

Trabajo

W

ΔT

Diferencia de Temperatura

$^{\circ}\text{C}$

RESUMEN

El presente proyecto comprende el desarrollo de un banco de pruebas de expansión del refrigerante 134a con cual pretende interactuar y aplicar un análisis técnico para el aprendizaje, como objeto introductorio, a los sistema de transferencia de calor (refrigeración); pudiendo identificar los componentes que conforman el sistema, haciendo uso del refrigerante de aplicación automotriz y dos elementos diferentes de expansión: una válvula de expansión termostática y un tubo capilar. Lo que permite estudiar e identificar el funcionamiento y expansión de un refrigerante, en cualquier sistema de refrigeración, con un entendimiento técnico - lógico en base a las características y parámetros del equipo. El desarrollo propuesto; utiliza 6.4 litros de agua como medio de enfriamiento, el COP del sistema con VET es de 6,43 y con Capilar es de 2,92.

SUMMARY

The following project is a refrigeration system for the 134a refrigerant expansion which aims to interact and apply technical analysis to learning as an introductory subject, the heat transfer system (cooling), where it can identify the components that make up the system using refrigerant automotive application and expansion using two different elements: an expansion valve and capillary tube. This pretends to study and identify the operation and expansion of a refrigerant, in any refrigeration system, with a technical understanding - based on logical characteristics and device parameters. The proposed development, uses 6.4 liter of water as cooling liquid, the VET system COP is 6.43 and the capillary tube has 2.92.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

El uso de recursos naturales como el agua o hielo de los nevados fue puesto en práctica, dando prueba funcional de los indicios de lograr enfriar.

El proceso de poder enfriar, era algo ya conocido y aplicado desde la antigüedad; los asiáticos ya en el siglo XII usaban el salitre para poder enfriar el agua. Esto con el fin de mejorar el estilo de vida y proporcionar al ser humano una mejora en su de vivir diario y alimentación. Investigadores como Boyle, ya en el siglo XVI y XVII, realizan los primeros intentos con relación a la refrigeración.

Para la década de 1830, aparece la invención de la máquina frigorífica, utilizando éter para su compresión, así va evolucionando la época y surgen nuevas ideas de comercio, como lo hizo Tellier, que desarrollo una máquina de compresión dirigida a la parte comercial. El desarrollo de la refrigeración evoluciona, tal es así que se utiliza el amoniaco, anhídrido carbónico, cloruro de metilo, entre otros, para el funcionamiento de las máquinas de compresión.

Todas las invenciones desarrolladas, crecen dentro de la evolución industrial, haciendo uso de la técnica del frío y refrigeración, un avance importante, aplicado a la conservación de alimentos, acondicionamiento ambiental (temperatura y humedad), transporte, enfriamiento de equipos, entre otros.

Para tener una idea más clara con respecto a la refrigeración y su avance según la historia, Podemos enunciar y dividir a ésta, en dos etapas para su comprensión. La primera que es una etapa de refrigeración natural, en donde se destaca primordialmente el uso del hielo natural; y la segunda etapa, que es de refrigeración artificial, destacada por el uso de máquinas, es decir generar frío artificialmente.

1.1.1. Refrigeración natural

El calor se transfiere de procesos de alta temperatura, a procesos de baja temperatura, reflejando este proceso de transferencia, a la naturaleza como tal, sin la utilización de ninguna máquina para ello.

El primer refrigerante natural de uso común y que se sigue utilizando en la actualidad, es el agua, con un proceso adecuado en cuanto a su uso aplicativo, manejo y almacenamiento se lo utiliza. Posterior a éste, y como parte de la historia del uso del agua como primer refrigerante, se desprende varias formas de refrigerar, entre estas el uso del hielo natural.

Así, los asiáticos, durante los años 1000 AC, ya tenía un conocimiento sobre el uso del hielo para mejorar su calidad de vida, haciendo uso de éste para enfriar bebidas, en donde aseguraban la recolección de hielo en la época de invierno y lo guardaban utilizando paja y aserrín para su conservación y así comercializarlo durante la época de verano. Así mismo otras civilizaciones, como los egipcios utilizaban de manera creativa, la brisa sobre los techos para enfriar agua, dándose cuenta que durante el invierno los alimentos y bebidas se conservaban

mejor. Tal es así que empezaron los primeros indicios sobre el uso del frío, como lo hizo Francis Bacon (1626), tratando de preservar un pollo cubriéndolo con nieve.

Todo esto se ve reflejado en un mejor nivel de vida y de visión futura, pero para la época era difícil contar con todos los conocimientos, y ya experimentados procesos que se reflejan en la etapa de la refrigeración artificial.

1.1.2. Refrigeración artificial

Es una forma de refrigeración inversa a la natural, en cual se requiere un proceso de transferencia, de baja temperatura, a un proceso de alta temperatura, que no puede ocurrir naturalmente, por lo que requerimos de un sistema de bomba de calor (refrigerador).

Es aquí donde ya se emplea un aspecto más técnico y profundizado, como las primeras patentes para uso de una máquina usada para fabricar hielo, solicitada por Jacob Perkins (1834).

Después de ocho décadas, se inicia con la construcción de sistemas de refrigeración por evaporación de amoníaco, iniciadas por Carl Linde (1880).

En este mismo año, Michael Faraday, aplica y desarrolla las leyes de inducción magnética, donde progresa el desarrollo del motor eléctrico. Posteriormente se desarrollan los refrigerantes halogenados, de fácil manejo y uso, pero, a su vez, la ciencia y estudios científicos avanzaron de la mano para darse cuenta sobre los graves efectos en la capa de ozono (Antártida) que éste provocaba. Tal es así el efecto causado sobre la capa de ozono que hasta la actualidad se continúa con la

investigación de varios procesos de refrigeración con utilización de sistemas mecánicos, eléctricos, entre otros, que puedan seguir afectando la ya dañada capa de ozono.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La expansión guarda relación con la temperatura y el proceso que transporta el refrigerante desde el lado del condensador hacia el lado del evaporador.

Todos los refrigerantes tienen fases líquidas y gaseosas de evaporación. Como por ejemplo el agua, a la presión de 1 bar: cual se mantienen en fase líquida por debajo de 100 °C.

La temperatura de ebullición de cualquier refrigerante depende de la presión, de tal forma que para cada presión existe una determinada temperatura de ebullición según el refrigerante utilizado.

Al expandir el refrigerante, en un evaporador mediante una válvula de expansión, el refrigerante pasa de una determinada presión a otra inferior.

El refrigerante comienza a hervir y se evapora; siempre y cuando el medio a enfriar que se encuentran dentro del evaporador tiene una temperatura superior a la temperatura de evaporación.

De tal modo, la expansión se controla mediante una válvula de expansión termostática VET y un tubo capilar, en los cuales el refrigerante cambia de fase, presión y temperatura, pudiendo experimentar los nuevos parámetros de funcionalidad y aplicarlos de tal forma que, se interactúe completamente en el entendimiento de esta forma de energía aplicada al estudio termodinámico.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. General

Desarrollar y construir, un banco de expansión de refrigerante, haciendo uso del R-134a y dos dispositivos de expansión, acordes a la carga de trabajo del equipo, con análisis de la variación del calor latente disponible para la evaporación.

1.3.2. Específicos

- Identificar y conocer el funcionamiento de los componentes que involucra un sistema de refrigeración.
- Calcular el desempeño y operatividad del sistema, utilizando el refrigerante 134a y dos dispositivos de expansión diferentes.
- Análisis del ciclo de refrigeración.
- Realizar una ingeniería sistemática y de funcionamiento para la construcción de un banco de expansión de refrigerante.
- Realizar las pruebas para la verificación de los parámetros de funcionamiento del equipo.

1.4. JUSTIFICACIÓN

La Facultad de Ingeniería Automotriz, desde sus inicios, hasta la actualidad, ha tenido algunas deficiencias al momento de fundamentar los conocimientos teórico-prácticos impartidos, en las cátedras de sistemas de energía como la termodinámica y su real involucramiento en sistemas o componentes del vehículo como es la refrigeración y acondicionamiento automotriz. El presente proyecto comprende el desarrollo de un sistema de refrigeración para ser utilizado como herramienta didáctica de enseñanza y aprendizaje por la Facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz.

Este proyecto complementa en un porcentaje las cátedras teóricas y logra fusionar los conocimientos adquiridos con la práctica, siendo visible un análisis de todos los parámetros en un banco experimental de expansión de refrigerante, creando un entorno de alcance científico e investigativo para beneficio de los alumnos de la Facultad.

Para finalizar, el banco de expansión de refrigerante es un aporte técnico significativo de gran importancia para la Universidad Internacional del Ecuador, vinculando la enseñanza del estudiante con posibles situaciones o problemas reales en el campo del acondicionamiento vehicular o relacionados, mejorando el nivel de enseñanza y calidad de aprendizaje.

1.5. ALCANCE

Con el desarrollo de la presente investigación sobre la refrigeración como tal, se pretende dotar a la Facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz, de un sistema que utiliza R-134a y dos dispositivos de expansión diferentes para el enfriamiento de 6.4 litros de agua.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. DEFINICIONES

2.1.1. Refrigerante

Es “cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia”.¹

Dentro de la refrigeración, es la materia principal para el funcionamiento de los ciclos en conjunto con los procesos de (evaporización y condensación), en donde la función de absorber o ceder calor es primordial para completar el ciclo de refrigeración; y como tal la función total del refrigerante.

2.1.2. Refrigerador

Se considera como el equipo o sistema de “transferencia de calor de un medio que se encuentre a baja temperatura hacia otro de temperatura alta”.²

¹ ROY DOSSAT , Principios de Refrigeración, p. 365

² YUNUS A. CENGEL, Termodinámica, p. 289

2.1.3. Ciclo de refrigeración

Es el proceso fundamental para el funcionamiento de un sistema de refrigeración, en cual intervienen principalmente cuatro elementos necesarios para completar el ciclo su ciclo: el compresor, condensador, elemento de expansión y evaporador.

2.1.4. Compresor

Es el motor del sistema, que bombea el refrigerante a través de todo el sistema o circuito de refrigeración. Aumenta la presión y temperatura del gas refrigerante succionado del evaporador, para entregarlo al condensador y continuar con el ciclo de funcionamiento con todos los componentes que lo integran.

2.1.5. Condensador

Es un elemento de transferencia de calor, que libera el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador y compresor, para liberarlo al ambiente externo, utilizando aire o líquido como medio para enfriar y producir su condensación (gas-líquido).

2.1.6. Evaporador

Es un elemento de transferencia de calor, que absorbe el calor del medio a enfriar, sea éste aire o líquido, calor que es liberado en el condensador. Se lo

llama evaporador debido a que el refrigerante utilizado necesita evaporarse al momento que absorbe calor de las paredes externas de éste con el medio a enfriar, logrando la evaporación (líquido-gas)

2.1.7. Elemento de expansión

Este elemento expande el refrigerante, es decir disminuyen la presión de éste, cambiando su fase (líquido a gaseoso). Donde el refrigerante ingresa a (alta presión y baja temperatura) y a su salida lo entrega a (baja presión y baja temperatura), separando la presión alta y baja de todo el circuito de refrigeración.

2.1.8. Filtro deshidratador

El filtro secador es un dispositivo que cumple dos funciones primordiales, como su nombre lo indica, éste filtra, cualquier impureza en el circuito del sistema, con el fin de prevenir que el elemento de expansión utilizado se obstruyan. La otra función, es la de absorber la posible humedad dentro del circuito, a su paso después del condensador, previniendo un posible daño de las partes y piezas mecánicas involucradas en el sistema.

2.1.9. Visor o mirilla

Es un dispositivo de simple construcción, instalado en el circuito de refrigeración, cuya función es detallar y diagnosticar el estado del refrigerante (seco o húmedo).

2.1.10. Coeficiente de Operación C.O.P.

Para definir un estándar de la eficiencia de energía dentro de un sistema de refrigeración, se necesita del coeficiente de operación. Donde el estándar de operación se considera como el resultado de lo que se quiere obtener sobre lo que se tiene que dar, teniendo como objetivo de un proceso de refrigeración el extraer calor de una zona de baja temperatura con el fin de mantenerla a una temperatura deseada.

2.2. CICLOS DE REFRIGERACIÓN

2.2.1 Ciclo de Carnot invertido

El ciclo de Carnot invertido, es considerado como el modelo perfecto y ejemplo de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, cual opera entre dos temperaturas y en cual, se considera un aprovechamiento máximo posible dentro de un proceso cíclico. Como es un ciclo ideal y totalmente reversible (se puede invertir sus procesos), pudiendo considerarlo también como un ciclo de refrigeración de Carnot.

El ciclo de Carnot invertido es el patrón base de comparación, para evaluar un ciclo real de refrigeración.

La refrigeración comprende el funcionamiento de mantener una temperatura menor que la de los alrededores. Por lo que se requiere de una continua absorción de calor a un bajo nivel de temperatura, efecto que se da por la evaporación del líquido bajo un proceso de estrangulación del mismo. El vapor que se genera tiene que regresar nuevamente a un estado líquido para disipar el calor absorbido y nuevamente ser evaporado. Esto se logra por uno por medio de la compresión y la condensación.

Para una mejor compresión, se detalla en la figura 2.1., el diagrama de temperatura – entropía del ciclo de Carnot invertido, donde se tiene dos procesos isotérmicos y dos procesos isoentrópicos.

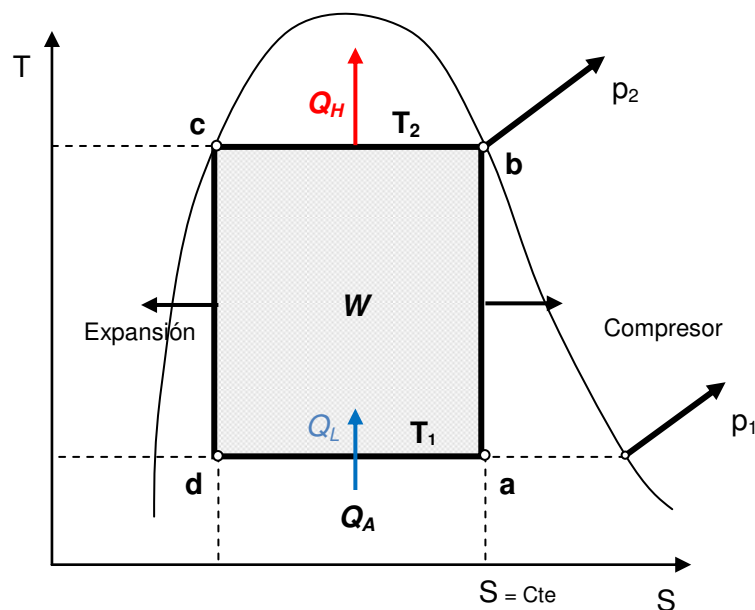


Figura 2.1. Ciclo invertido de Carnot (T-s), Juan Proaño (2010)

Se puede observar, en el diagrama realizado dentro de una campana de saturación el funcionamiento del sistema, donde el fluido por medio del compresor accionado por un motor, aumenta su presión p_1 a p_2 , en ciclo de trabajo de compresión a-b, alcanzando la temperatura T_2 (isentropicamente); esta compresión sería seguida de una condensación (isotérmica) en el ciclo de condensación b-c en la que el calor Q_H es disipado. A la salida de la condensación como un fluido licuado, se expansiona (isotérmicamente), en el ciclo de expansión c-d, disminuyendo de éste modo su presión y temperatura, logrando vaporizarse de manera parcial (líquido a vapor) llegando en estas condiciones al evaporador, iniciando una vaporización con un proceso nuevamente (isotérmico) d-a.

A partir de éste del ciclo de Carnot invertido, se puede determinar la eficiencia de una máquina ideal considerando como parámetros la temperatura³, de manera que:

$$\eta_e = \frac{QA}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.1.)$$

Donde:

η_e eficiencia de Carnot; T_1 temperatura del evaporador ($^{\circ}\text{C}$); T_2 temperatura del condensador ($^{\circ}\text{C}$)

³ FAIRES, Termodinámica. p. 478

2.2.2 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

La mayoría de los sistemas de refrigeración, operan con el ciclo de compresión de vapor (aires acondicionados, refrigeradoras), siendo un ciclo idóneo para aplicaciones de refrigeración tradicional.

El ciclo de refrigeración por compresión cumple cuatro fases principales para su funcionamiento. Detallados a continuación en la figura 2.2.:

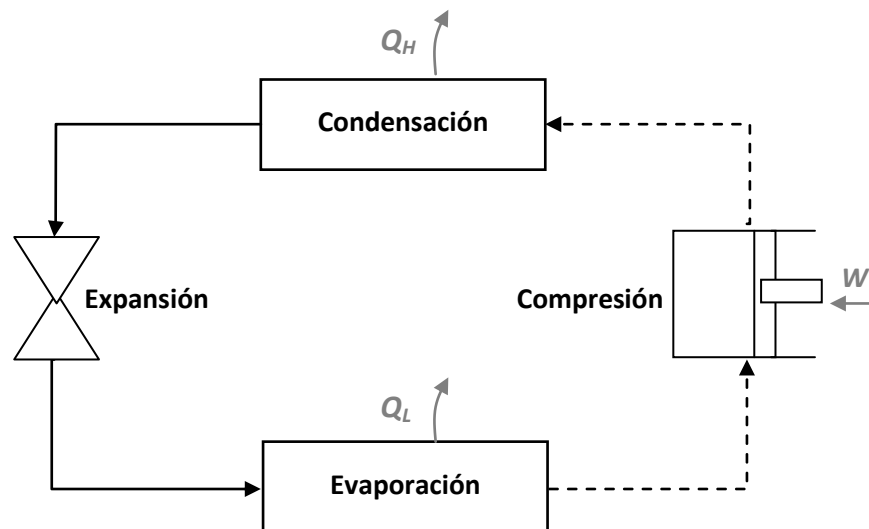


Figura 2.2. Diagrama del ciclo de refrigeración, Juan Proaño (2010)

- Expansión:

Al pasar el líquido refrigerante con alta presión y temperatura a su entrada al elemento de expansión, éste se estrangula, debido al paso del fluido por una abertura más estrecha en su diámetro, provocando un aumento en su velocidad y una caída de presión. Presión que es menor a la presión de

saturación, por lo que una cantidad de líquido se evapora adquiriendo el calor latente requerido para la mezcla (líquido-vapor), lo que conlleva a disminuir la temperatura del refrigerante (temperatura de saturación).

- **Evaporación:**

El refrigerante expandido, dentro del evaporador, absorbe el calor del medio a enfriar, extrayendo dicho calor a su paso por el evaporador. Para cumplir éste proceso, el medio a enfriar (líquido o aire) tiene que estar a una temperatura superior a la del refrigerante, para que exista un intercambio o transferencia de calor, haciendo que éste se evapore (punto de ebullición). Se trata de evaporar efectivamente el refrigerante hasta un punto antes de la salida del evaporador, teniendo un gas (vapor sobrecalentado), asegurando que no exista refrigerante líquido al ingreso hacia el compresor que pueda dañar a éste.

- **Compresión:**

El vapor sobrecalentado que sale del evaporador, ingresa por la línea de succión del compresor, donde éste se comprime, para adquirir una presión elevada necesaria para ser condensado. Éste trabajo de compresión, es efectuado por el trabajo mecánico en el compresor, aumentando la energía del vapor comprimido, adquiriendo un sobrecalentamiento en el refrigerante, para luego salir por la línea de descarga hacia el condensador.

- **Condensación:**

El gas sobrecalentado y con alta presión a la salida de descarga del compresor, es recibido al ingreso del condensador, donde éste fluye por todo

el circuito, enfriando el refrigerante sobrecalentado por medio del medio del (aire ventilado) hasta alcanzar una temperatura de saturación cambiando su presión, hasta condensar en totalidad el refrigerante. A la salida del condensador, tenemos un líquido saturado, que ingresará nuevamente a los dispositivos de expansión, completando el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

En la figura 2.3., se puede observar los principales componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

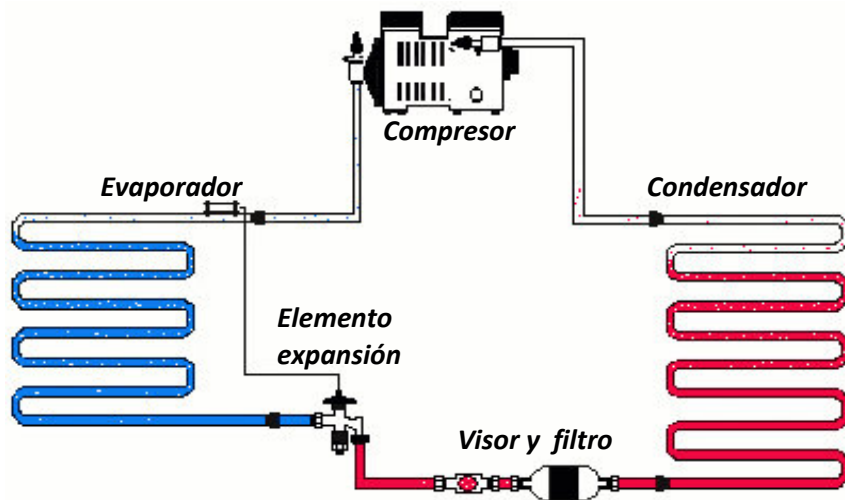


Figura 2.3. Elementos básicos del ciclo de refrigeración ⁴

Existen diagramas de ciclos ideales, utilizados para analizar y evaluar el ciclo de funcionamiento del sistema de refrigeración por compresión de vapor: Diagrama de presión–entalpía y temperatura–entropía.

⁴ <http://www.hvacwebtech.com/images/3SAnim11.GIF>

En la figura 2.4., se puede observar el diagrama T-S. Donde se considera que, “se puede efectuar una compresión de vapor con vapor seco (sobrecalentado), o con una mezcla de vapor saturado y líquido. Teniendo en cuenta que, el ciclo de compresión seca comprende un proceso de compresión 2 a 3 con vapor seco, mientras que el ciclo con compresión de vapor húmedo comprende una mezcla de vapor y líquido durante la compresión.”⁵

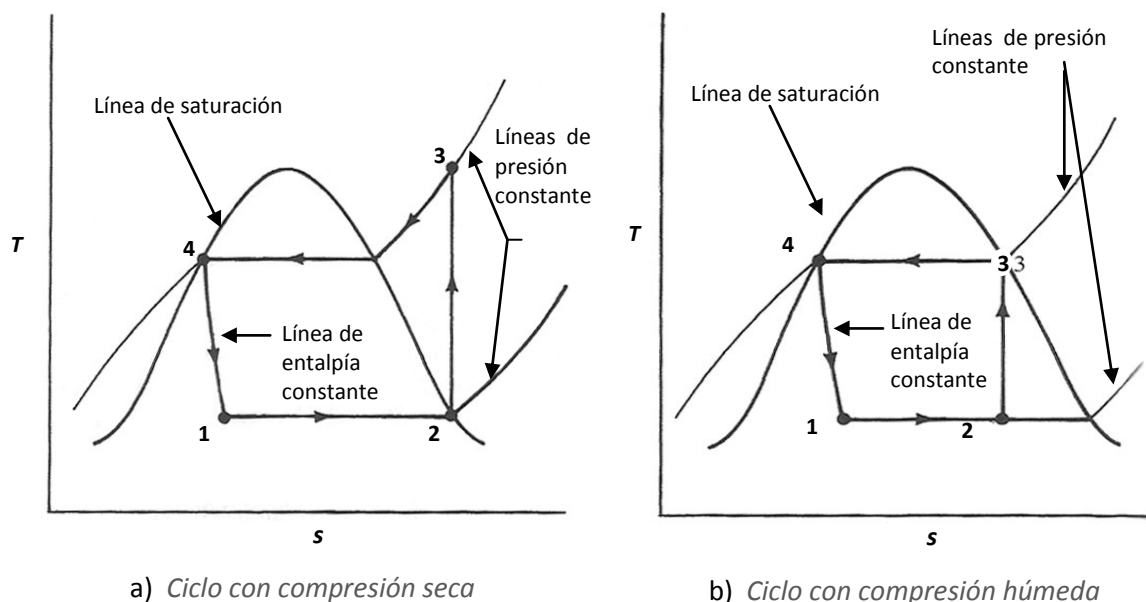


Figura 2.4. Diagramas T-s, ciclos ideales de refrigeración⁶

El autor hace referencia, que en el ciclo de compresión seca se puede considerar como el ciclo de aplicación más utilizado en los sistemas de refrigeración, “aún cuando la compresión húmeda se aproxima más al ciclo de Carnot invertido. La razón del éxito del ciclo de compresión seca es que en forma característica, los

⁵ ROY DOSSAT , Principios de Refrigeración, p. 425

⁶ ROY DOSSAT , Principios de Refrigeración, p. 426

compresores funcionan mejor con un vapor puro que con una mezcla⁷ de líquido vapor.”

En la figura 2.5., se puede observar el diagrama P- h. Donde se considera como un ciclo de refrigeración normal con compresión de vapor húmedo y seco, donde la línea de saturación determina los límites de ciclo.

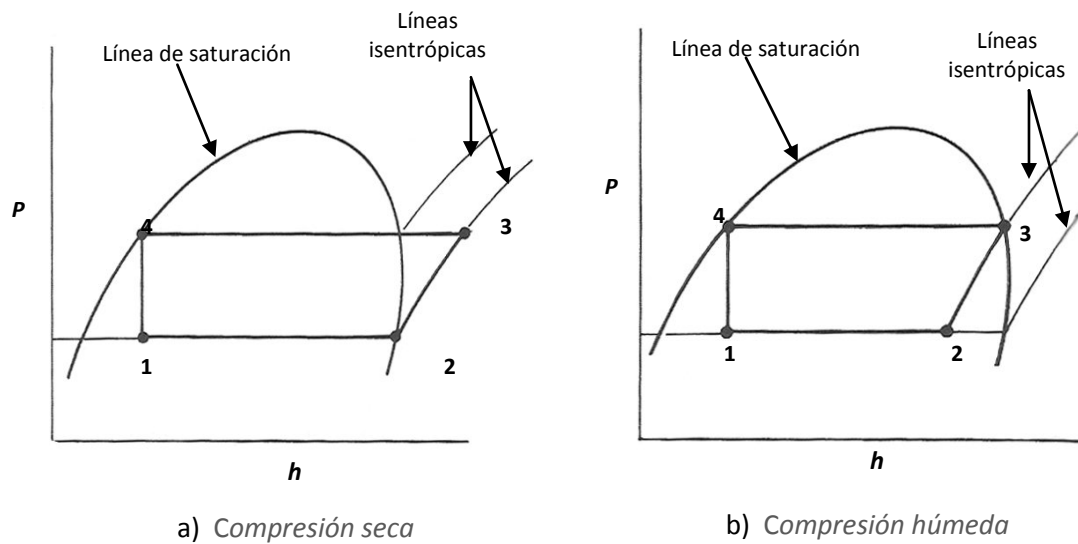


Figura 2.5. Diagramas P-h, ciclos ideales de refrigeración⁸

⁷ ROY DOSSAT , Principios de Refrigeración, p. 425

⁸ ROY DOSSAT , Principios de Refrigeración, p. 426

2.3. REFRIGERANTES

2.3.1. Características⁹

Los refrigerantes deben tener determinadas características comunes y cualidades más representativas, entre las más importantes se indican las siguientes según su aplicación:

- No deben ser tóxicos, de tal manera que en caso de existir fugas, ninguna persona esté en peligro de ser lesionado. Este atributo es de vital importancia, en los sistemas de refrigeración en general.
- Deben ser económicos, tanto en su costo inicial como en su mantenimiento.
- Químicamente estable, es decir no que no llegue a ser inflamable ni explosivo. Diversos hidrocarburos han sido y siguen empleándose como refrigerantes, tal es el caso del butano y el propano, así como también el amoníaco y el cloruro de metilo constituyen un riesgo de incendio y explosión.
- Deben tener bajas presiones de saturación a las temperaturas normales de funcionamiento, para evitar un trabajo mayor en el compresor, considerando un ahorro de energía.
- Inercia química, es decir que no exista alguna reacción desfavorable con los materiales y componentes del sistema.
- Ser fácilmente detectable, en caso de posibles fugas.

⁹ FAIRES, Termodinámica, p. 485-486

- Tener un bajo impacto o nulidad con el medio ambiente, en posibles casos de ser liberado al medio exterior.
- Aunque los atributos anteriores, para el caso de refrigerantes más significativos, existen otros que son deseables: buena conductividad térmica, estabilidad, baja viscosidad y elevada temperatura crítica.

2.3.2. Clasificación y nomenclatura

En la actualidad existe gran diversidad de refrigerantes, en función de su uso aplicativo, sea este industrial o comercial.

Cada refrigerante aplicado, se difiere del resto por sus características y propiedades únicas y de utilización para la transferencia adecuada de calor en el sistema a utilizarse.

Para poder identificar un refrigerante es necesario entender su nomenclatura. Esta nomenclatura tiene un sistema de identificación por números, identificados al inicio con la letra "R" (refrigerante), aplicado para todos tipo de refrigerante; esto estandarizado por la ASHRAE ¹⁰. Convertido actualmente un sistema de nomenclatura internacional. Por ejemplo, usando las siglas del refrigerante 134a, se describe el número de átomos de C, H y F.

¹⁰ American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (Asociación Americana de Ingenieros en Refrigeración, Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado)

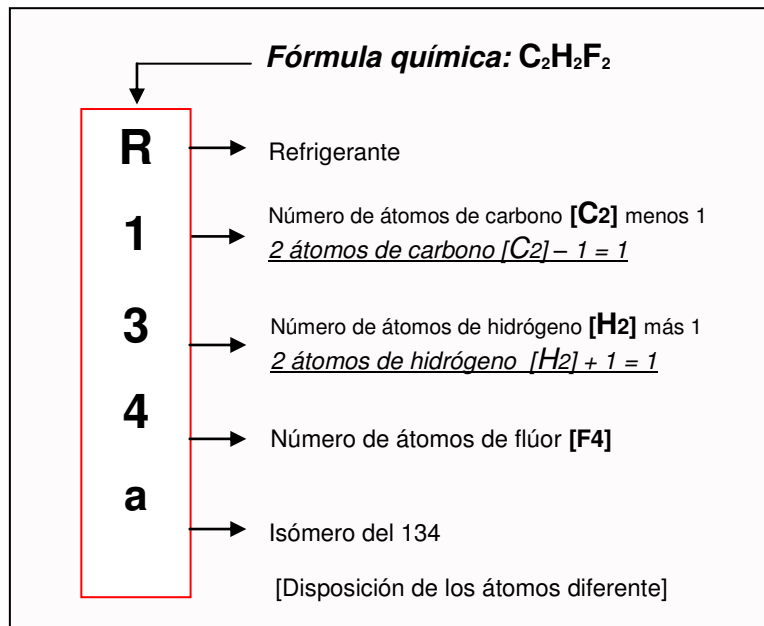


Figura 2.6. Nomenclatura refrigerante 134a, Juan Proaño (2010)

2.3.2.1. Halogenados

Eran considerados ideales en su funcionalidad y de bajo grado tóxico, con características térmicas idóneas. Comprenden en su estructura molecular, átomos de cloro o flúor.

En los primeros indicios sobre el daño de la capa de ozono, fueron parte principal para sacarlos del mercado y crear nuevos refrigerantes que no afecten de manera tal la degradación de la capa estratosférica (protección UV B).

2.3.2.2. Clorofluorcarbonados [CFC]

Estos refrigerantes contienen 2 átomos de cloro, flúor y carbono en su molécula. Se los conoce clorofluorcarbonados, fueron prohibidos de su venta comercial y su uso el 1 de octubre del año 2000, por ser sustancias que dañan la capa de ozono. Su potencial de ODP¹¹ es igual a 1. Entre estos están el antiguo refrigerante utilizado en el acondicionamiento automotriz, el R-12.

2.3.2.3. Hidroclorofluorcarbonados [HCFC]

Estos refrigerantes contienen hidrógeno, 1 átomo de cloro, flúor y carbono. Llamados hidroclorofluorcarbonados debido a sus características y propiedades, fueron prohibidos el 1 de enero del año 2004 en su uso utilizado en equipos de bomba de calor. Entre estos, están el refrigerante R-22, utilizado para equipos de acondicionamiento en general.

2.3.2.4. Hidrofluorcarbonados [HFC]

Estos refrigerantes no contienen cloro, pero contienen hidrógeno, flúor y carbono en su molécula. Llamados hidrofluorcarbonados. Su ODP es 0. Estos refrigerantes no perjudican a la capa de ozono siendo fiables en su uso actual para el medio ambiente por ser no tóxicos. Entre estos están el refrigerante R-134a (reemplazo actual del R-12, e idóneo para el banco de expansión a

¹¹ OZONE DEPLETION POTENTIAL. Parámetro que cuantifica el potencial efecto de destrucción de la capa de ozono de un refrigerante en relación al R-11

desarrollar), R-407C, R-410A, entre otros. Considerando que es el refrigerante usado en gran parte de los sistemas de acondicionamiento automotriz, refrigeración doméstica e industrial.

2.3.2.5. Mezclas azeotrópicas

Estos refrigerantes están compuestos de dos o tres sustancias ya sean binarias o ternarias, obteniendo un resultado casi semejante al de un refrigerante simple. Estos refrigerantes son miscibles en cuanto a las sustancias que poseen, por lo tanto se comportan tanto en la fase de evaporación y condensación como sustancias puras, con puntos de evaporación y condensación constantes. Cabe recalcar que estos refrigerantes mantienen la misma composición en la fase de vapor y fase líquida y en sus cambios de estado, lo que no sucede en las mezclas zeotrópicas.

2.3.2.6. Mezclas zeotrópicas

Estos refrigerantes no tienen evaporación, ni condensación constante a una presión determinada. Durante su fase de evaporación cada uno de sus componentes trabaja a temperaturas diferentes provocando un deslizamiento de temperatura de evaporación, lo que provoca que no mantengan su misma composición en la fase de vapor que en la fase de líquido. Entre estos está el refrigerante R-407C, R-417A y el R-413A.

2.3.3. Refrigerantes importantes

2.3.3.1. Amoníaco

Es un refrigerante con excelentes propiedades térmicas. Generalmente se lo aplica en industrias destinadas a la fabricación de hielo y almacenamiento de alimentos. Como característica principal de éste refrigerante, es que su eficiencia energética es mayor que cualquier otro refrigerante, disminuyendo el consumo de energía del sistema utilizado. Sin embargo es corrosivo dentro del sistema y amenazante cuando se libera a la atmósfera en grandes cantidades. Tienen una temperatura de ebullición de -33°C , teniendo una estabilidad química, y siendo un refrigerante ideal para sistemas de gran tamaño.

2.3.3.2. R-12

Es un refrigerante CFC, considerado tóxico, y uno de los más aplicados en la refrigeración. Se compone de 1 átomo de carbono, 2 de cloro y 2 de flúor, es decir diclorodifluorometano. Tiene una temperatura de ebullición de -30°C , es inodoro e incoloro. Posee calor latente de evaporación muy bajo, por lo que se necesita de gran cantidad de aplicación para lograr enfriar. Considerar un refrigerante de buenas prestaciones, para instalaciones de acondicionamiento de aire, pero debido a su alto índice de destrucción a la capa de ozono, es suprimido por el HFC 134a en sistemas domésticos y comerciales.

2.3.3.3. R-22

Es un refrigerante HCFC. Compuesto por 1 átomo de carbono, 1 de hidrógeno, 1 de cloro y 2 de flúor, es decir monoclorodifluorometano. Tiene una temperatura de ebullición de -40°C , con una estabilidad química y mayor absorción de humedad que el R-12. También es un gas inodoro e incoloro, era usado en aplicaciones de aire acondicionado, generalmente industrial. Se prohibió su comercialización debido a que es perjudicial para la capa de ozono. Es actualmente suprimido por el R-407C, R410A y R-134a.

2.3.3.4. R-134a

En la actualidad, es un refrigerante HFC no perjudicial para la capa de ozono, ya que carece de cloro y no es tóxico. Tiene propiedades similares al R-12, es por eso que se puede reconvertir un sistema de refrigeración, con el R-134a. Siendo actualmente usado en sistemas de acondicionamiento, con una transición y utilización definitiva de éste refrigerante: aire acondicionado automotriz, refrigeración industrial, doméstica y una amplia gama de enfriadores (chillers). Tiene una temperatura de ebullición de -26°C , con una temperatura máxima de descarga de 125°C .

Su compatibilidad de uso, en sistemas que componen materiales como el cobre, aluminio con aleación, hierro y latón.

Sin duda, es el refrigerante actualmente más usado e idóneo, diseñado para trabajar con sistemas nuevos y para reconvertir instalaciones con R-12, o con

otros refrigerantes según el tipo de instalación y aplicación, considerando pequeños cambios de rediseño en algunos casos.

2.3.4. Selección de un refrigerante¹²

El desarrollo de cualquier sistema de refrigeración, implica elegir el correcto refrigerante en cuanto a sus propiedades y características que lo hacen único. Teniendo una cantidad muy amplia de refrigerantes en el mercado, para los distintos sistemas de refrigeración o acondicionamiento requeridos.

Los refrigerantes como el R11, R12, R22, R134a, y R502 abarcan, por ejemplo un uso aplicativo de un 90% en Estados Unidos, reflejando el dimensionamiento aplicativo en diferentes sistemas para su aplicación.

Hay que tener en cuenta, que el debilitamiento de la capa de ozono ha ocasionado una gran variación y cambios en la industria de refrigeración y acondicionamiento, generando un análisis profundo y crítico de los refrigerantes actualmente considerados como tóxicos. Siendo los refrigerantes CFC (R-12), los responsables de mayor daño directo a la capa de ozono. Debido a esto, en la actualidad se están desarrollando refrigerantes favorables al medio ambiente, como por ejemplo el reemplazo del HCFC (R-22), por el refrigerante R-134a, libre de cloro.

¹² YUNUS A. CENGEL, Termodinámica, p. 627-628

Aparte de considerar un refrigerante ecológico, como idóneo para una selección, existen dos parámetros básicos para la selección de un refrigerante para el desarrollo de un sistema de refrigeración: es la temperatura de los dos medios, es decir del espacio refrigerado y el ambiente, con los cuales el refrigerante intercambia calor.

Para tener una transferencia de calor, debe existir un promedio razonable de 5 a 10°C de diferencia entre un refrigerante y el medio a intercambiar calor. Por ejemplo, si se tiene que mantener un espacio refrigerado a -10°C, el refrigerante debe tener una temperatura cercana a -20°C para absorber calor en el evaporado. Considerar que el principio de transferencia de calor se da de un foco caliente hacia un foco frío.

2.4. COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El sistema de refrigeración, y su funcionamiento, comprende el uso de componentes requeridos para obtener los parámetros deseados de enfriamiento.

Se considera que un sistema de refrigeración básico se compone principalmente de cuatro elementos necesarios:

- Evaporador
- Compresor
- Condensador
- Elemento de expansión
- Así mismo comprende el uso de elementos preventivos como el uso de un filtro deshidratado y un visor de estado del refrigerante.

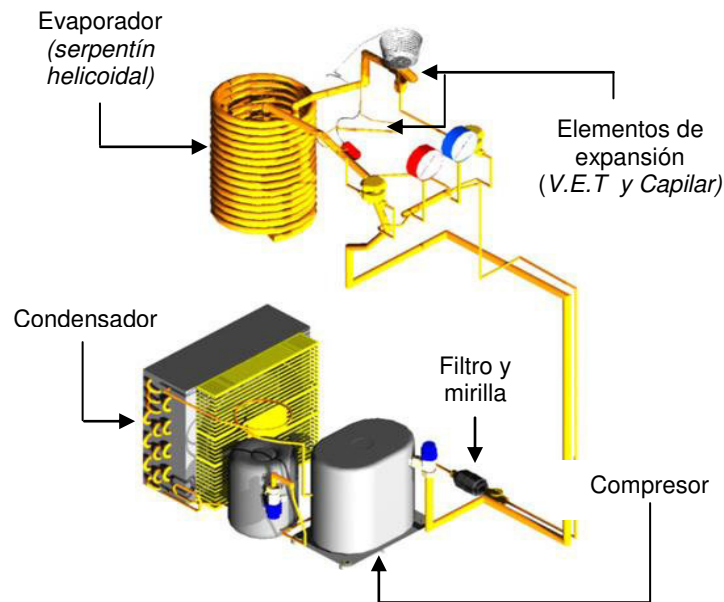


Figura 2.7. Componentes, sistema de refrigeración por compresión de vapor, Juan Proaño (2010)

2.4.1. Evaporador

La función de evaporador, como su nombre lo indica, es la de evaporar el refrigerante suministrado a una presión deseada, teniendo una evaporación para absorber calor del medio a enfriar (líquido o aire).

El evaporador independientemente de su forma y diseño, es un intercambiador de calor, debido a la transferencia térmica que realiza con el medio. El refrigerante, al momento de ser estrangulado por los dispositivos de expansión, y en estado líquido a su entrada al evaporador, éste cumple con el proceso de absorción térmico, donde comienza a vaporizarse para producir el efecto de refrigeración antes mencionado. Cada evaporador tiene un diseño, tamaño y capacidad única de operación, en base a su aplicación; como condiciones de trabajo, tipos y control de refrigerantes en el sistema.



Figura 2.8. Evaporador de tubo liso descubierto ¹³

Se puede considerar algunos puntos de vista para el diseño de un evaporador como: costo, espacio, peso, teniendo en cuenta la transferencia térmica con respecto al diseño en función de la transferencia idónea de calor requerido. Así también se considera la seguridad en cuento a su ubicación y la posible corrosión existente en el evaporador.

2.4.2. Compresor

La función del compresor es de incrementar la presión del refrigerante gaseoso que regresa del sistema, dando las condiciones requeridas para la condensación del mismo.

El compresor recibe el refrigerante en del evaporador y lo entrega a alta presión y alta temperatura hacia el condensador, aportando energía al gas refrigerante. Es decir comprime isoentropicamente el refrigerante vapor que viene de la línea de succión a baja presión, descargándolo a la línea de alta presión, donde el trabajo mecánico del compresor es asociado al refrigerante incrementando su presión.

¹³ http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7c/Copper_Tube_Evaporator.jpg



Figura 2.9. Compresor hermético ¹⁴

2.4.2.1. Flujo de masa y desplazamiento del compresor ¹⁵

Para cierta capacidad de refrigeración, el tamaño del compresor depende de:

- La cantidad de refrigerante que fluye por unidad de tiempo a fin de obtener el efecto de refrigeración requerido.
- El volumen específico de la sustancia en el estado de toma del compresor.

Una planta con una capacidad de N Tons puede refrigerar a razón de $200N$ Btu/min. Entonces con un efecto frigorífico de (h_1-h_4) Btu/lb, la masa de refrigerante que circula es:

$$\dot{m} = \frac{200N \text{ Btu /min}}{h_1-h_4 \text{ Btu /lb}} \text{ [lb/min]} \quad (2.2.)$$

¹⁴ http://i00.i.aliimg.com/img/pb/078/967/298/298967078_138.jpg

¹⁵ FAIRES, Termodinámica. p. 483

2.4.3. Unidad condensadora

Se llama unidad condensadora al conjunto de componentes integrados en una sola bancada (compresor, condensador, colector). El condensador, al igual que el evaporador es un elemento de intercambio térmico, generalmente en forma de serpentín, que utiliza aire o agua como medio para absorber calor del refrigerante y producir en éste un intercambio de calor con el ambiente exterior. Este calor transferido, es la suma del calor absorbido en el evaporador y el producido por el trabajo de compresión.



Figura 2.10. Unidad condensadora ventilada por aire ¹⁶

¹⁶ http://www.kooltech.co.uk/clientfiles/Image/Std_Hermetic.jpg

2.4.4. Elemento de expansión

Actúa y censa de manera ideal el flujo refrigerante líquido-vapor que ingresa al evaporador. Estos dispositivos expanden el refrigerante, es decir disminuyen su presión, cambiando su fase. Donde el refrigerante ingresa con alta presión y temperatura y a su salida lo entrega a baja presión y temperatura. Considerando tener una diferencia de presiones en el circuito, con una línea de baja y alta presión según los componentes y requerimientos necesarios del sistema.



Figura 2.11. Válvula de expansión termostática ¹⁷

2.4.5. Filtro secador

Este dispositivo que cumple dos funciones primordiales, como su nombre lo indica, filtra y detiene cualquier impureza en el circuito del sistema, con el fin de prevenir que el elemento de expansión se obstruya. Otra función de éste dispositivo, es la de absorber humedad en el circuito, a su paso después del

¹⁷ <http://www.p-wholesale.com/upimg/19/787a1/tex-thermal-expansion-valve-365.jpg>

condensador en donde actúa el material desecante (sílica-gel), previniendo así un posible daño de las partes y piezas mecánicas del sistema.



Figura 2.12. Filtro secador ¹⁸

2.4.6. Visor o mirilla

El visor, es un dispositivo cuya función es de diagnosticar el estado el estado del refrigerante al interior del circuito. Instalado después del filtro secador, en forma de una ventana pequeña, y en base al color nos detalla:

- Color verde (DRY): no existe humedad en el refrigerante y se encuentra seco.
- Amarillo (WET): existe humedad amenazante en el refrigerante y sistema.



Figura 2.13. Visor o mirilla ¹⁹

¹⁸ <http://www.p-wholesale.com/upimg/5/281a1/core-liquid-line-filter-drier-sdcl-model-570.jpg>

¹⁹ http://www.refrigerationequipments.com/4_refrigeration_components/3-1.jpg

2.5. DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN

Los elementos de control o de expansión, son muy importantes, en la correcta expansión del refrigerante; son componentes principales en el sistema de refrigeración según su uso comprendido, por características y funcionalidad del sistema, espacio disponible a ocupar, facilidad de instalación, fines comerciales, costos, entre otros.

Aplicados a controlar, y regular el flujo o dosificación del refrigerante, y separando los lados de alta y baja presión (condensador y evaporador).

Los elementos básicos de control de expansión son:

- Elemento tubo capilar
- Válvula de expansión termostática
- Válvula de expansión manual
- Válvula de expansión automática
- Válvula de expansión electrónica

Se considera el tubo capilar y la válvula de expansión termostática, como elementos más usados en los sistemas de refrigeración doméstica y comercial debido a su simplicidad de funcionamiento y costo beneficio.

2.5.1. Tubo capilar

Es un dispositivo de paso, cuyo diámetro interno se mantiene dentro de unas tolerancias muy bajas. Este dispositivo es de construcción simple, carece de partes móviles, por lo que no es muy común que falle o sea factible de averías.

Consiste en un material de cobre con un diámetro interior calado y calibrado, ajustado para tener un efecto de enfriamiento ideal aproximado.



Figura 2.14. Tubo capilar²⁰

2.5.2. Válvula de expansión termostática (VET)

Es una válvula funcional a los parámetros de temperatura del líquido refrigerante, en cual la temperatura de calentamiento del refrigerante es controlada mediante un bulbo sensor conectado un una tubería capilar; que regula la expansión, controlando dinámicamente el sistema y abasteciendo de manera automática el refrigerante hacia el evaporador.

Cabe recalcar que existen, dos tipos fundamentales de válvulas de expansión termostática; con igualador de presión interno y externo:

- Las válvulas VET compensadas internamente, transmiten la presión del dispositivo, hacia el diafragma por el tubo capilar, para fluir a través de los orificios internos que ésta posee y así censar el paso de fluido dentro de ésta.

²⁰ http://i01.i.aliimg.com/photo/v0/228063213/copper_capillary_tube.jpg

- Las válvulas VET compensadas externamente, la presión de succión fluye al diafragma, a través de una tubería que se encuentra conectada al circuito de aspiración, a la salida del evaporador posterior a la ubicación del bulbo sensor.



Figura 2.15. Válvula VET de compensación interna y externa ²¹

2.5.3. Válvula de expansión manual

Estas válvulas de construcción simple, son dispositivos con regulación mediante un tornillo-aguja con punta cónica y reguladas manualmente. No son muy utilizadas debido a que su funcionamiento depende del control de un operario para ser modificadas.

Estos dispositivos actúan de manera directa sobre el paso de flujo de refrigerante, es decir sobre el conducto de circulación en el sistema.

²¹

http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Approvals/Files/RAPIDFiles/01/Photo/F068_0302A1/thumb_F068_0302A1_Patch_nolayers.jpg



Figura 2.16. Válvula de expansión manual ²²

2.5.4. Válvula de expansión automática AEV o AXV

Estas válvulas operan bajo parámetros de baja presión, en donde mantienen y regulan a presión constante el líquido refrigerante actuando directamente sobre éste, por medio de un proceso de estrangulación accionado por dicha válvula. Su funcionamiento se basa en llenar de niebla al evaporador, permitiendo que éste no se llene completamente de líquido refrigerante, sino en proporciones de gasificación por medio de una dosificación automática controlada.



Figura 2.17. Válvula de expansión automática ²³

²² <http://sirsatitanio.com/expan.gif>

²³ http://images.drillspot.com/pimages/278/27835_300.jpg

2.5.5. Válvula de expansión electrónica EV

Estas válvulas, son muy precisas en cuanto a su funcionalidad y precisión de trabajo, aprovechando al máximo el proceso total de evaporación en el evaporador. Son accionadas por un motor y software calibrados, a una precisión total de su funcionalidad y operación. Equilibrando el sistema electrónicamente de una manera exacta en función de los parámetros de operación requerido.



Figura 2.18. Válvula de expansión electrónica EV ²⁴

2.6. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL TUBO CAPILAR

El tubo capilar es un dispositivo simple construcción, ubicado entre el condensador y el evaporador, donde cumple con las funciones de una válvula autocontrolada, pero posee desventajas como la de taponarse, necesita de una carga de refrigerante idónea y no es sensible a los cambios de carga. Por lo tanto mantiene una presión constante al sistema, permitiendo que éste baje notablemente su presión.

²⁴ <http://www.saginomiya.co.jp/eng/auto/gif/ukv-j.gif>

En la gran mayoría de longitudes, el capilar da la resistencia adecuada para crear una diferencia de presiones requeridas en el evaporador, donde su funcionamiento varía en base a los siguientes parámetros: dimensión de largo, diámetro, presión de entrada en fase de condensación, y la presión de salida en fase de evaporación. Éste elemento restrictor opera según la cantidad de flujo de refrigerante en fase líquida, que ingresa al capilar por un diámetro mucho menor, donde conecta la salida del refrigerante del condensador a la entrada del evaporador. En algunos casos se junta exteriormente la tubería de succión del compresor con la tubería del tubo capilar, adecuando el refrigerante en la expansión, con el objeto de mejorar la evaporación y funcionamiento del sistema.

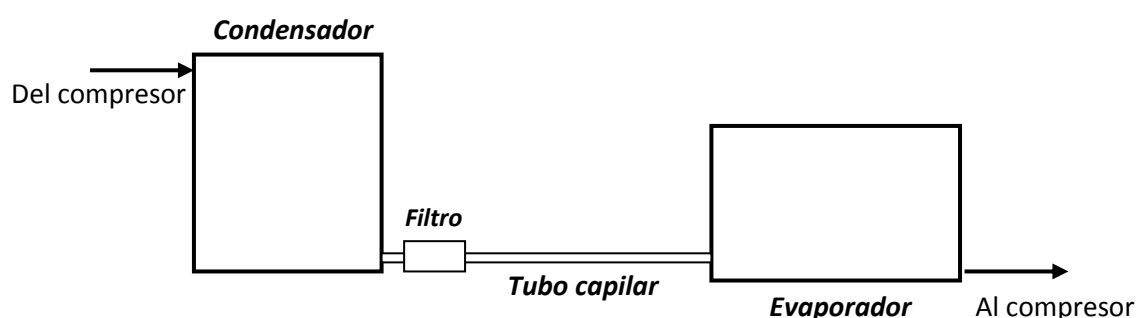


Figura 2.19. Ubicación del tubo capilar²⁵

Como el tubo capilar tiene un diámetro muy pequeño para el paso del refrigerante, es propenso a sufrir un taponamiento de cualquier impureza o algún material diminuto; no sólo del tubo capilar, sino también de otros dispositivos. Debido a esto y para asegurar el no taponamiento de éste, se instala un filtro secador en antes de su entrada.

²⁵ http://www.emersonflowcontrols.com.mx/art_tecnicos/tubos_capilares.pdf

En la siguiente figura, se observa el trabajo interno del capilar. Cual se encuentra a una temperatura constante, a lo largo de la tubería. La presión va disminuyendo de P_c (presión de condensado) hasta P_s (presión de saturación) donde el refrigerante cambia de fase líquido-vapor, hasta la P_e (presión de evaporación).

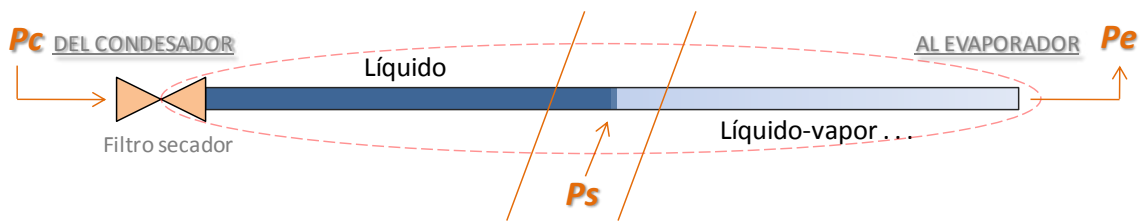


Figura 2.20. Presión interna del tubo capilar, Juan Proaño (2010)

Para la selección de un tubo capilar, se considera el diámetro y longitud necesarias o aproximadas, en relación a la capacidad de refrigeración del sistema, refrigerante a usar, y posibles factores con el uso de más dispositivos de control. Sin embargo, es necesario realizar pruebas experimentales de funcionamiento, para adecuarlo y ajustar las condiciones necesarias requeridas.

2.7. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA VET

La válvula de expansión termostática VET, posee un tubo capilar y un bulbo para censar térmicamente, los cuales transmiten la relación de temperatura-presión del vapor a la salida del evaporador.

Son elementos de expansión isoentálpicos, debido al paso y estrangulamiento del fluido del lado de alta a baja presión. Se utiliza éste tipo de válvulas para instalaciones de baja capacidad frigorífica, también conocida como LBP.

Su funcionamiento se basa de la siguiente manera:

El fluido a la temperatura de condensación, al ingreso de la válvula se encuentra en fase líquida o subenfriado. A la salida del elemento de expansión se encuentra en estado de mezcla líquido-vapor. Comprende de tres fuerzas principales para su funcionamiento:

- La presión del bulbo (1): que es ejercida en la parte superior de la válvula, conectada desde el bulbo, a su paso por el tubo capilar hacia la válvula.
- La presión de evaporación (2): que es la presión que es ejercida internamente en la válvula, en la zona inferior de la membrana.
- La presión de resorte (3): que es la presión que actúa en conjunto con la presión de evaporación. Es decir en la parte inferior de la membrana, y es la fuerza que actúa sobre el vástago de la válvula y así controlar el flujo.

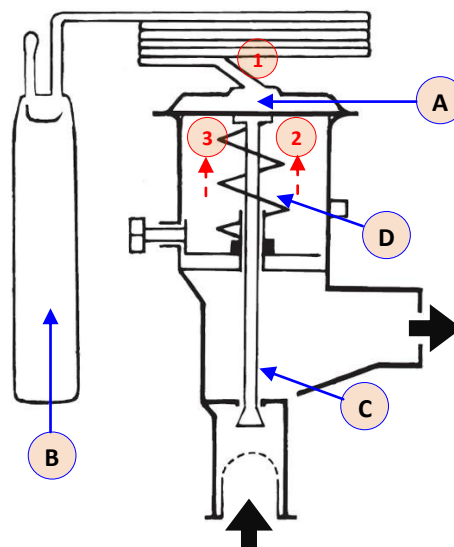


Figura 2.21. Diagrama funcional de la válvula de expansión termostática ²⁶

²⁶ <http://www.danfoss.com/Spain/>

Se compone de un diafragma (A), bulbo sensor (B), cuerpo de válvula (C), y un resorte muelle (D).

En la figura anterior se observa, que la aguja está controlada por el diafragma, cual trabaja con las presiones descritas. De éste modo la presión del evaporador es direccionada por la presión 2 y 3, cerrando la válvula © de forma inmediata, logrando cesar la circulación del refrigerante.

Así mismo, durante el proceso de evaporación, en cual, el refrigerante se evapora a presión y temperatura de saturación; el sensor térmico al exponerse a ésta temperatura superior, actúa y ejerce una presión superior a la del refrigerante en el evaporador, produciendo la apertura de la válvula (C), para nuevamente dar paso al refrigerante hacia el evaporador, continuando su ciclo de funcionamiento.

Los parámetros de funcionamiento se obtienen por medio de la presión que se censa del bulbo, es decir la temperatura de sobrecalentamiento. Presión que es equilibrada por la suma de la presión de evaporación más la presión del resorte.

Donde:

$$P1 = P2 + P3$$

Considerando lo siguiente:

Si $P1 > P2 + P3$ la válvula abre el paso para el flujo; si $P1 < P2 + P3$ la válvula, cierra el paso para el flujo.

El correcto lineamiento y especificación, en el uso del dispositivo de expansión y evaporador para la carga, resultará un eficaz y estable punto de sobrecalentamiento deseado desde la correcta alimentación de la válvula de

expansión, teniendo un adecuado control del refrigerante, en cuanto a presión y gasificación total del gas refrigerante en el evaporador.

Para corroborar la información anterior, se explica:

¿Qué es el grado de sobrecalentamiento o “Superheat”?

El grado de sobrecalentamiento hace referencia a las diferencias de temperatura que existe entre el vapor del lado de baja presión y el fluido líquido-vapor a la salida de la válvula.

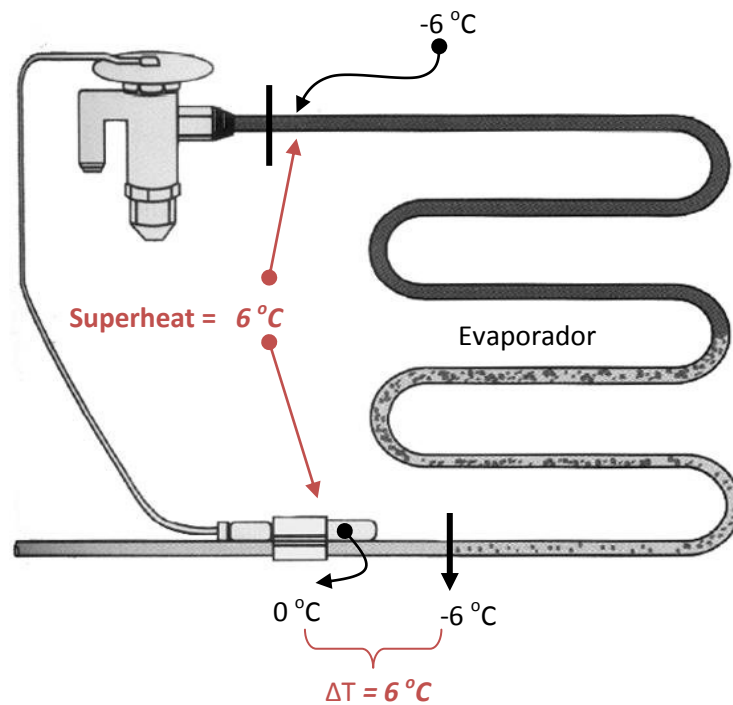


Figura 2.22. Diagrama de temperatura Superheat²⁷

En la figura 2.22., se considera una $\Delta T=6^{\circ}\text{C}$, entre temperaturas de salida de evaporador y salida de VET para el grado de recalentamiento o Superheat.

²⁷ <http://www.personal.utulsa.edu/~kenneth-weston/chapter8.pdf>

En resumen, sobre el funcionamiento y la investigación respectiva sobre estos dispositivos de expansión, se hace referencia a las diferencias de los dos dispositivos:

Tabla 2.1. Cuadro comparativo VET vs. Capilar

	VET	Capilar
Ventajas	Mejor rendimiento del sistema	Económico
	Regula automáticamente la expansión, en función del en trabajo del sistema	Fácil instalación
	Fácil selección en función de su aplicación	Compacto
	No es necesario realizar pruebas experimentales para su funcionamiento	Aplicado para sistema pequeños
	Se considera económica en base a sus características	No requiere de mantenimiento
Desventajas	Ocupa más espacio	No se tiene un rendimiento fiable
	La Instalación es más compleja	Se hace difícil su dimensionamiento
	No censa las presiones del sistema en caso de parar el compresor con un presóstato.	No se recomienda para sistemas de mayor tamaño

Fuente: investigación propia, Juan Proaño (2010)

2.8. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es cualquier dispositivo en el cual se efectúa la transferencia de energía térmica desde un fluido hasta otro. En los intercambiadores más sencillos el fluido caliente y el fluido frío se mezclan directamente; sin embargo, los intercambiadores más comunes son aquellos en

los cuales los fluidos están separados por una pared. Estos últimos, llamados recuperadores, pueden variar desde una simple placa plana que separa dos fluidos hasta configuraciones complejas que incluyen pasos múltiples, aletas y deflectores.

En este caso se requieren los principios de transferencia por conducción y convección y en ocasiones por radiación, para describir el proceso de intercambio de energía.

En el diseño de los intercambiadores de calor intervienen muchos factores, entre los cuales se incluyen el análisis térmico, tamaño, peso, resistencia estructural, caída de presión y costo. En este caso, se tratara principalmente del análisis térmico.

2.8.1. Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor corrientes incluyen los tipos de placa plana, carcasa y tubos, y de flujo cruzado.

En la figura 2.23., se muestra un intercambiador de doble tubo, la forma más sencilla del tipo de carcasa y tubos. Si los dos fluidos fluyen en el mismo sentido, se denomina de flujo paralelo y si los flujos tienen sentidos opuestos se denomina en contraflujo o contracorriente.

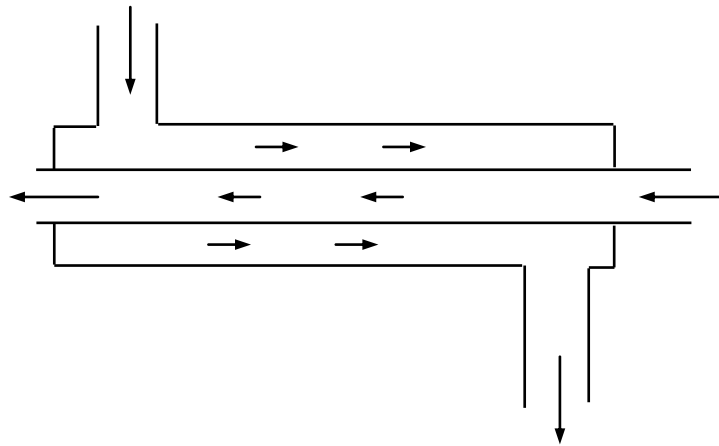


Figura 2.23. Esquema del intercambiador de doble tubo

Para explicar en forma más detallada, este tipo de intercambiador, se puede observar en la figura 2.24., donde se tiene un par de tubos concéntricos, prensa estopas, cabezal de retorno y un codo de 180°, se utiliza este modelo hasta áreas de transferencia inferior a 200 pie². Cuando se requiera una mayor área de transferencia se debe utilizar el de tubo carcasa o los de flujo cruzado, que son intercambiadores más complejos de construir.

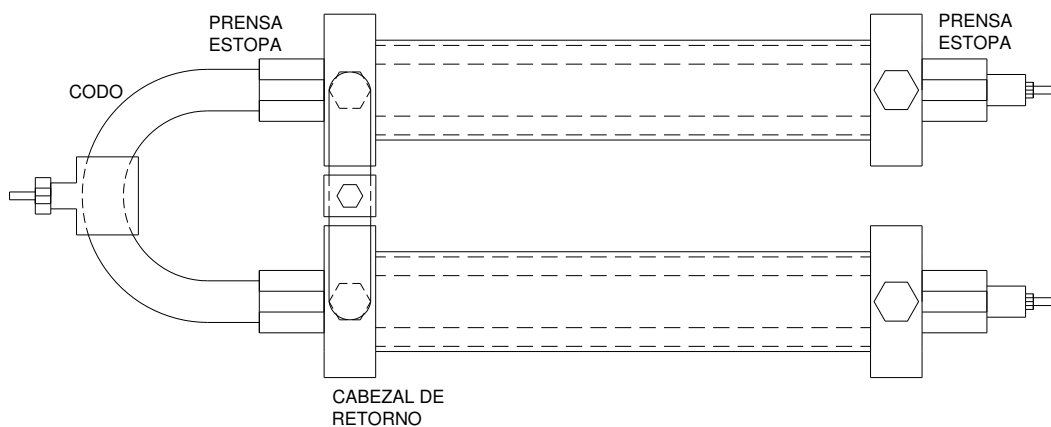


Figura 2.24. Intercambiador de calor de tubos concéntricos

Continuando con la explicación, en la figura 2.25., se muestra un intercambiador de carcasa y tubos con varios tubos, dos pasos y deflectores, que sirven para aumentar el coeficiente de transferencia de calor, generar turbulencia y soportar los tubos.

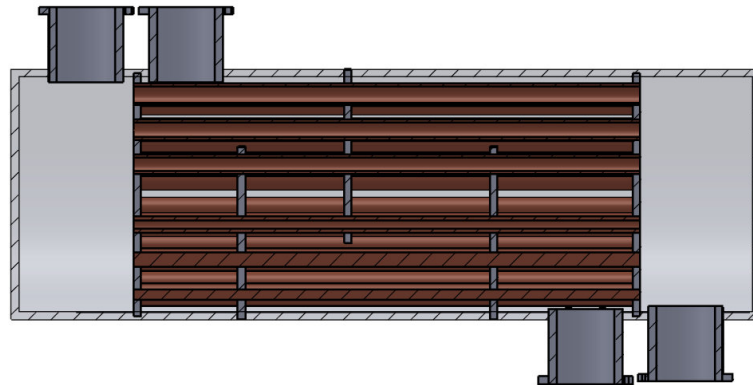


Figura 2.25. Intercambiador de carcasa y tubos

En los intercambiadores de calor de flujo cruzado, los fluidos fluyen formando ángulo recto uno con el otro, como se ilustra en la figura 2.26. Si un fluido puede moverse más o menos libremente, mientras pasa a través del intercambiador, se denomina mezclado.

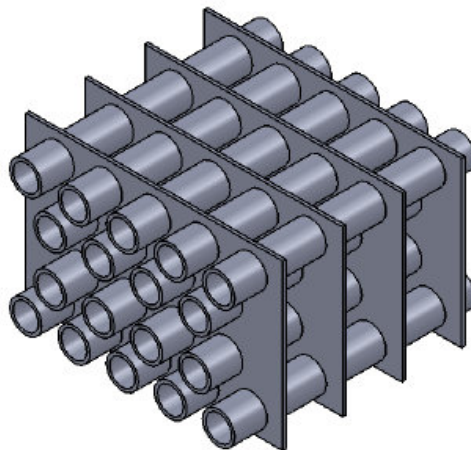


Figura 2.26. Intercambiador de flujo cruzado

2.8.2. Análisis de transferencia de calor

El objetivo principal en el diseño térmico de intercambiadores de calor, es determinar el área superficial necesaria para transferir calor con una determinada rapidez para unas temperaturas de los fluidos y condiciones de flujo dadas. Esto se facilita con el empleo del coeficiente total de transferencia de calor U . De acuerdo con este parámetro el calor transferido de una sustancia a otra se define por:

$$q = UA \overline{\Delta T} \quad (2.3.)$$

Donde $\overline{\Delta T}$ es una diferencia de temperatura promedio efectiva para todo el intercambiador de calor.

Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor, U , es proporcional al recíproco de la suma de las resistencias térmicas. Para las configuraciones más corrientes tenemos:

Pared plana:

$$U = \frac{1}{1/h_o + L/k + 1/h_i} \quad (2.4.)$$

Pared cilíndrica:

Si en el proceso de cálculo se utiliza el área exterior del tubo, la fórmula establecida para el coeficiente global de transferencia es la siguiente:

$$U_o = \frac{1}{r_o/r_i h_i + [r_o \ln(r_o/r_i)]/k + 1/h_o} \quad (2.5.)$$

Por otra parte, si se toma en consideración el área interior del tubo, el coeficiente U , se calcula de con la expresión,

$$U_i = \frac{1}{1/h_i + [r_i \ln(r_o/r_i)]/k + r_i/r_o h_o} \quad (2.6.)$$

Donde los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior de la pared, respectivamente. Es importante notar que en el caso de una pared cilíndrica, el área de convección es diferente para los dos fluidos; por consiguiente, el coeficiente global de transferencia de calor y el área superficial deben ser compatibles, es decir:

$$q = U_o A_o \overline{\Delta T} = U_i A_i \overline{\Delta T}$$

Para el diseño preliminar de intercambiadores de calor, resulta ventajoso poder estimar los coeficientes globales de transferencia de calor. La Tabla 2.2., indica los calores aproximados de U para algunos fluidos comúnmente utilizados. La gran amplitud de los valores citados es causada por la diversidad de materiales (con diferentes conductividades térmicas, k) utilizados en intercambiadores de

calor y condiciones de flujo (que influyen sobre los coeficientes de película, h), así como la configuración geométrica.

Tabla 2.2. Coeficientes globales de transferencia de calor para fluidos comunes ²⁸

Combinación de fluidos	U	
	Btu/hr – pie ² –°F	W/m ² – K
Aceite a aceite	30 – 55	170 – 312
Sustancias orgánicas a sustancias orgánicas		
Vapor de agua a:	10 – 60	57 – 340
Soluciones acuosas		
Aceite combustible, pesado	100 – 600	567 – 3400
Liviano	10 – 30	57 – 170
Gases	30 – 60	170 – 340
Agua	5 – 50	28 – 284
Agua a:	175 – 600	993 – 3400
Alcohol		
Salmuera	50 – 150	284 – 850
Aire comprimido	100 – 200	567 – 1135
Alcohol condensado	10 – 30	57 – 170
Amoniaco condensado	45 – 120	255 – 680
Freón 12 condensado	150 – 250	850 – 1420
Aceite condensado	80 – 150	454 – 850
Gasolina	40 – 100	227 – 567
Aceite lubricante	60 – 90	340 – 510
Solventes orgánicos	20 – 60	113 – 340
Agua	50 – 150	284 – 850
	150 - 300	850 – 1700

Medida logarítmica de la diferencia de temperatura

Antes de efectuar los cálculos de transferencia de calor es necesario definir el término restante de la expresión $\overline{\Delta T}$ (2.3.). Considerar por ejemplo, un

²⁸ PITTS, D.R., Transferencia de calor, p.242

intercambiador de flujo paralelo, cuyos perfiles de temperatura se muestran en la figura 2.27. Haciendo las siguientes suposiciones:

- U es constante a través de todo el intercambiador
- el sistema es adiabático; existe intercambio de calor únicamente entre los dos fluidos
- las temperaturas de los dos fluidos son constantes en una sección transversal determinada y se pueden representar mediante las temperaturas medias volumétricas.
- Los calores específicos de los fluidos son constantes.

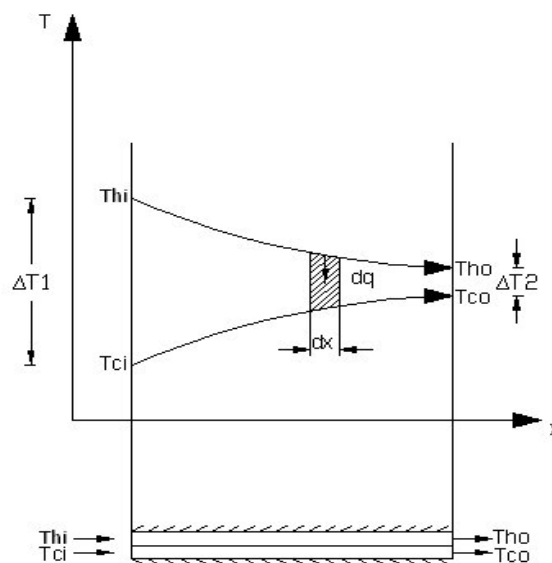


Figura 2.27. Intercambiador de doble tubo

En base a las suposiciones descritas, la rapidez de transferencia de calor entre el fluido caliente y el fluido frío para una longitud diferencial dx es:

$$dq = U(T_h - T_c)dA \quad (2.7.)$$

Ya que dA es igual al producto de la longitud dx por una anchura constante. La energía ganada por el fluido frío es igual a la energía cedida por el fluido caliente, es decir:

$$dq = \dot{m}_c c_c dT_c = -\dot{m}_h c_h dT_h \quad (2.8.)$$

Donde \dot{m} es la rapidez del flujo de masa y c es el calor específico. Si despejamos los diferenciales de temperatura de las ecuaciones (2.8.) y los restamos, obtenemos:

$$d(T_h - T_c) = -\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c} dq \quad (2.9.)$$

La eliminación de dq entre (2.7.) y (2.9.) conduce a:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c} \right) dA \quad (2.10.)$$

La cual se integra para dar:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c} \right) \quad (2.11.)$$

Donde los términos ΔT , son los que se indican en la figura 2.27.

A partir del balance de energía para cada fluido se obtiene:

$$\dot{m}_h c_h = \frac{q}{T_{hi} - T_{ho}} \dot{m}_c c_c \frac{q}{T_{co} - T_{ci}}$$

Y al sustituir estas expresiones en (2.11.) tenemos:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA \frac{(T_{hi} - T_{ho}) + (T_{co} - T_{ci})}{q}$$

O, en función de las diferencias de temperatura en los extremos,

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \Delta T_2 / \Delta T_1} \quad (2.12.)$$

Comparando este resultado con la ecuación (2.3.) notamos que:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \Delta T_2 / \Delta T_1} = \Delta T_{ml} \quad (2.13.)$$

Esta diferencia promedio efectiva de temperatura se denomina diferencial media logarítmica de temperatura (DMLT). Puede demostrarse fácilmente que los subíndices 1 y 2 pueden ser intercambiados sin que cambie el valor de ΔT_{lm} ; en consecuencia, la designación de los extremos para ser utilizados en (2.12.) y (2.13.) es arbitraria.

También se puede comprobar que las ecuaciones (2.10.) y (2.11.) pueden utilizarse para otros intercambiadores de un solo paso, tales como el de placa plana en contraflujo y el de doble tubo en flujo paralelo o en contraflujo. Además, estas ecuaciones son válidas para evaporadores y condensadores de un solo paso, con flujo paralelo o contraflujo, donde uno de los fluidos permanece a temperatura constante.

2.9. PARÁMETROS DEL PROCESO

2.9.1. Unidades de capacidad frigorífica²⁹

La carga de refrigeración generalmente se expresa en toneladas de refrigeración. Se usa este término, ya que durante la historia de refrigeración natural, se usaba el hielo para la conservación de alimentos.

De este modo se deduce que 1 tonelada (2000libras) de hielo a 0°C (32°F) llega a derretirse en 24 horas requiriendo 12000 Btu/hora. Como la entalpía de solidificación del agua es aproximadamente 144Btu/lb se tiene:

$$\begin{aligned} 1 \text{ tonelada de refrigeración} &= (144 \text{ BTU/Lb} * 2000 \text{ Lb}) / 24 \text{ horas} \\ &= 12 \text{ 000 BTU/hr} \\ &= 200 \text{ Btu/min} \\ &= 3,33 \text{ Btu/s} \\ &= 211 \text{ kJ/min} \\ &= 12660 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

2.9.2. Temperatura

La temperatura es la propiedad de la materia, es decir la medida del nivel de estado calorífico de un cuerpo.

²⁹ FAIRES, Termodinámica. p. 480

Las tres medidas comúnmente usadas para medir temperatura son: grados Fahrenheit (°F), grados Celsius (°C) y grados Kelvin (°K). Cada una de éstas medidas facilita medir el calor de un cuerpo o gas.

Las escalas de medidas de temperatura formuladas, se pueden transformar a la unidad deseada según lo requerido. Detalladas en la siguiente tabla de conversión:

Tabla 2.3. Conversión de temperaturas³⁰, °F, °C, °K

De	A Fahrenheit (°F)	A Celsius (°C)	A Kelvin (°K)
(°F)	(°F)	$(^{\circ}\text{F} - 32) * 0.555$	$(^{\circ}\text{F} - 32) * 5/9 + 273.15$
(°C)	$(^{\circ}\text{C} * 1.8) + 32$	(°C)	$^{\circ}\text{C} + 273.15$
(°K)	$(\text{K} - 273.15) * 9/5 + 32$	$\text{K} - 273.15$	(°K)

Hay que considerar tres temperaturas principales para considerar la selección de un refrigerante, como la temperatura de ebullición, la crítica y de congelación.

La temperatura o punto de ebullición trabaja en conjunto con la presión, es decir la temperatura de ebullición cambia al momento de modificar su presión. Considerando tener presiones positivas y al mismo tiempo tener bajas temperaturas de evaporación.

En el caso de unidades condensadores disipadas por aire, se recomienda una temperatura crítica mayor de 55°C en el refrigerante. Por ejemplo, la temperatura crítica los refrigerantes tiene que ser mayor a la temperatura de condensación según el requerimiento. Como es el caso del 134a, que tiene una temperatura

³⁰ http://www.asifunciona.com/tablas/medidas_conversiones/medidas_conversiones_dec_ingl.htm

crítica de 101,1 °C, pudiendo ser utilizado en unidades condensadoras enfriadas por aire.

La temperatura de congelación de un refrigerante, debe ser más baja que la temperatura de evaporación, considerando que no se puede congelar a bajas temperaturas según el enfriamiento requerido en el evaporador.

Tabla 2.4. Temperaturas de refrigerantes ³¹

Refrigerante	Temperatura °C		
	Ebullición	Crítica	Congelación
R-30	40,6	216,1	-97
R-123	27,9	-----	-107
R-134^a	-26,5	101,1	-103
R-170	-88,6	32,3	-172
R-502	-45,4	82,2	-----

2.9.3. Presión

La presión dentro de un sistema es de gran importancia para operar con los parámetros del refrigerante adecuado. En un sistema de refrigeración, se opera con presiones positivas en alta Q_L y baja Q_H , es decir con presiones superior a la atmosférica.

Se considera las siguientes unidades:

$$(1\text{bar} = 0,98\text{Atm} = 14,5\text{psi})$$

Para esta última, la diferencia entre unidades es mínima, y por eso se considera que (1bar=1Atm=14,5psi)

³¹ http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_12.pdf

Para la interpolación de datos en base a las tablas del refrigerante, se necesita la unidad de presión Mpa (Megapascal). Donde:

(1psi=0.006894757293Mpa)

(1Mpa=145.038psi)

A continuación, se detalla las presiones de operación para los refrigerantes R-30, R-123, R-134a y R-170, con una temperatura de evaporador (-15°C) y condensador a (30°C), pudiendo identificar la relación presión – temperatura existente en algunos refrigerantes.

Tabla 2.5. Presión de operación de refrigerantes ³²

Refrigerante	Evaporador (-15°C)		Condensador (30°C)	
	Mpa	Psi	Mpa	psi
R-30	0,0079	1,16	0,0689	10
R-123	0,0138	2	0,1103	16
R-134^a	0,1656	24	0,7670	113
R-170	1,6272	236	0,0050	0,73
R-502	0,3482	50,5	0,0013	0,19

“El refrigerante 134a trabaja a presiones más próximas a lo ideal, ya que su presión de evaporación es muy baja, sin llegar a vacío, y su presión de condensación no es tan alta, por lo que no requiere un equipo muy robusto”. ³³

³² http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_12.pdf

³³ http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_12.pdf

2.9.4. Cálculo de entalpía y entropía

Para calcular las entalpías (h) y entropías (s), se utiliza como referencia un diagrama P-h y T-s. Donde tenemos una P_1 y P_2 o T_1 y T_2 .

Por ejemplo con ésta presión y la utilización de las tablas del refrigerante 134a, (ANEXO H), determinamos las temperatura, entalpía y entropía requeridas. Donde, se interpolan los valores conocidos, aplicando la siguiente fórmula de interpolación:

$$y_i = \left[\frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)} \right] (x_i - x_2) + y_2 \quad (2.14.)$$

Donde:

y_1 y **x_1** son el primer par de valores conocidos; **y_2** y **x_2** son el segundo par de valores conocidos; **x_i** es el valor en “x” que conocemos; **y_i** resultante del valor que queremos conocer.

Así mismo, se ha desarrollado un archivo y formato digital en Microsoft Excel, para interpolar los valores de forma más práctica y utilizando la fórmula mencionada, referirse al Anexo I.

Para calcular la temperatura de saturación (T_1), entropía (S_1) y entalpía (h_1), con P_1 , se utiliza la tabla de saturación del refrigerante 134a, (Anexo H).

Donde:

$$S_g = S_1 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_g = h_1 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Para calcular la temperatura de sobrecalentamiento (T_2), con entropía constante ($S_1=S_2$) y entalpía (h_2), con P_2 , se utiliza la tabla de parámetros de sobrecalentamiento del refrigerante 134a, (Anexo H).

Donde:

$$S_1 = S_2 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_2 = \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Para determinar entalpía (h_3) y entropía (S_3), con P_2 , se utiliza la tabla de saturación del refrigerante 134a, (Anexo H).

Donde:

$$S_f = S_3 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_f = h_3 = h_4 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

2.9.5. Flujo másico del evaporador

Para calcular el flujo másico, es decir la cantidad de refrigerante que debe circular por minuto durante la fase de evaporación en el sistema. Se expresa la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{q}{ER} \quad (2.15.)$$

Donde:

\dot{m} es el flujo másico $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$; q es la capacidad de refrigeración del sistema $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{min}}\right)$;

ER es el efecto de refrigeración $h_1 - h_4$ $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right)$.

$$1 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 0,430 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right)$$

$$0,01 \left(\frac{\text{Lb}}{\text{min}}\right) = 0,000075599 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$$

2.9.6. Efecto de refrigeración $ER Q_L$ ³⁴

Para calcular el efecto de refrigeración, es decir la cantidad calor que cada libra del refrigerante, absorbe cuando éste fluye por el evaporador (Q_L).

Tomando en cuenta que la temperatura del refrigerante en fase líquida, cerca de llegar a los dispositivos de expansión, teóricamente tiene que ser mayor a la

³⁴ YUNUS A. CENGEL, Termodinámica, p. 553

temperatura de evaporación dentro del circuito del evaporador, por lo que el E.R. es menor que, el calor de vaporización.

Por consiguiente, el E.R. es la diferencia de entalpías del refrigerante que sale del evaporador (h_1) y el refrigerante líquido que ingresa a los dispositivos de expansión ($h_3=h_4$). Expresado en la siguiente ecuación:

$$Q_L = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (2.16)$$

Donde:

Q_L es el efecto de refrigeración (kW); \dot{m} es el flujo másico ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$); h_1 es entalpia en punto 1 ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$); h_4 es entalpia en punto 4 ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$).

$$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}$$

2.9.7. Trabajo del compresor W_e ³⁵

Para calcular el trabajo de entrada que produce el compresor, se expresa la siguiente ecuación:

$$W_e = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.17)$$

³⁵ YUNUS A. CENGEL, Termodinámica, p. 553

Donde:

W_e es el trabajo del compresor (kW); \dot{m} es el flujo másico $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$; h_2 es entalpia en punto 2 $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$; h_1 es entalpia en punto 1 $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$.

2.9.8. Rechazo de calor Q_H ³⁶

Para calcular el rechazo de calor, del refrigerante al ambiente, se expresa la siguiente ecuación:

$$Q_H = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (2.18)$$

O también, es lo mismo:

$$Q_H = Q_L + W_e \quad (2.19)$$

Donde:

Q_H es el calor rechazado (kW); \dot{m} es el flujo másico $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$; h_2 es entalpia en punto 2 $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$; h_3 es entalpia en punto 3 $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$.

³⁶ YUNUS A. CENGEL, Termodinámica, p. 553

2.9.9. Coeficiente de Operación COP_R³⁷

Para definir un estándar de la eficiencia de energía, en procesos de refrigeración, se necesita del coeficiente de operación. Donde el estándar de operación se considera como el resultado de lo que se quiere obtener sobre lo que se tiene que dar, teniendo como objetivo de un proceso de refrigeración el extraer calor de una zona de baja temperatura con el fin de mantenerla a una temperatura deseada.

Así, se considera el coeficiente de operación real, llamado “COP_R”, de un sistema de refrigeración, expresado de la siguiente ecuación:

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_e} \quad (2.20)$$

Donde:

Q_L es el efecto de refrigeración la potencia frigorífica del evaporador o la capacidad de calor extraída del foco frío; **W_e** es el trabajo del compresor;

De tal modo, se puede deducir que, mientras mayor sea el COP, se tiene una mayor eficiencia del sistema, es decir; se consume menos energía para lograr más potencia frigorífica. Logrando establecer una comparación para determinar el grado de eficiencia que tienen los sistemas entre sí.

³⁷ YUNUS A. CENGEL, Termodinámica, p. 553

2.10. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.10.1. Selección del refrigerante

Alternativas:

Alternativa A: R-134a

Alternativa B: R-12

Alternativa C: R-22

Tabla 2.6. Matriz elemental para selección del refrigerante

ASPECTOS	Ponderación	Refrigerantes		
		A	B	C
TÉCNICOS	50	45	31	27
Aplicación	30	28	24	20
Seguridad de uso	15	14	5	5
Disponibilidad	5	3	2	2
ECONOMICOS	30	24	21	21
Costo de adquisición	20	17	14	14
Costo de operación	10	7	7	7
COMPLEMENTARIOS	20	15	9	8
Confiabilidad	12	8	7	6
Tóxico o contaminante	8	7	2	2
Técnica total	100	84	61	56

Considerando los aspectos definidos, en la tabla 2.6., sobre la selección del refrigerante, se indica que el fluido de refrigeración 134a es el más adecuado, por lo que alcanza una puntuación técnica total de 84 puntos.

2.10.2. Selección de los elementos de expansión

Alternativas:

Alternativa A: automática

Alternativa B: capilar

Alternativa C: manual

Tabla 2.7. Matriz elemental para selección de dos tipos de expansión

ASPECTOS	PONDERACIÓN	Tipo de expansión		
		<u>A</u>	<u>B</u>	<u>C</u>
TÉCNICOS	50	46	46	36
Aplicación	25	24	23	20
Disponibilidad	15	14	15	10
Espacio físico	5	4	5	5
Posibles fallas	5	4	3	1
ECONOMICOS	30	26	26	27
Costo de adquisición	10	8	9	9
Costo de operación	10	8	8	8
Costo de mantenimiento	10	10	9	10
COMPLEMENTARIOS	15	15	13	9
Confiabledad	10	10	9	4
Grado de complejidad	5	5	4	5
Puntuación total	95	87	85	72

Considerando los aspectos definidos, en la tabla 2.7., sobre la selección de tipo de expansión a utilizar, se indica que la expansión automática (VET), y capilar, son las más adecuadas para su selección, por lo que alcanzan una puntuación técnica total de 87 y 85 puntos, teniendo una similitud en cuanto a sus características funcionales.

2.10.3. Selección del evaporador

Alternativas:

Alternativa A: enfriado por líquido

Alternativa B: enfriado por aire

Tabla 2.8. Matriz elemental para selección del evaporador

ASPECTOS	PONDERACIÓN	Tipo de evaporador	
		A	B
TÉCNICOS	50	48	36
Aplicación	15	14	13
Facilidad de construcción	15	15	10
Espacio físico	10	9	5
Disponibilidad	5	5	4
Grado de complejidad	5	5	4
ECONOMICOS	30	29	15
Costo de adquisición	12	11	6
Costo de operación	12	12	6
Costo de mantenimiento	6	6	3
COMPLEMENTARIOS	20	17	17
Confiabilidad	10	9	10
Versatilidad	5	4	2
Facilidad de operación	5	4	5
Puntuación total	100	94	68

Considerando los aspectos definidos en la tabla 2.8., sobre la selección del evaporador, se indica que el intercambiador de calor, enfriador por líquido es el más adecuado, por lo que alcanza una puntuación técnica total de 94 puntos.

CAPÍTULO 3

DESARROLLO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

3.1. COMPONENTES BÁSICOS DEL SISTEMA

Planteada la necesidad de desarrollar y construir un banco de expansión de refrigerante, interviene el desarrollo y dimensionamiento del proyecto como tal, en cuanto a requerimientos mecánicos y térmicos para la transferencia de energía, en función del refrigerante a utilizar y los dispositivos de expansión involucrados.

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor, en cual el refrigerante cumple cíclicamente su expansión con el dispositivo a utilizar, será la pauta del desarrollo en conjunta selección de los componentes requeridos. Cabe recalcar que al utilizar dos elementos de expansión diferentes en un solo sistema frigorífico, permite establecer los parámetros de funcionalidad y un mejor aprovechamiento del refrigerante para su análisis.

De ésta forma, se considera un sistema de refrigeración experimental que involucra el trabajo y la expansión directa del refrigerante 134a, y una operatividad diferente en cuanto a funcionamiento se refiere cuando se interactúa con los dispositivos seleccionados.

En la figura 3.1., se puede observar los componentes a requerir, donde se refleja un sistema funcional de refrigeración por compresión de vapor, con dos dispositivos de expansión.

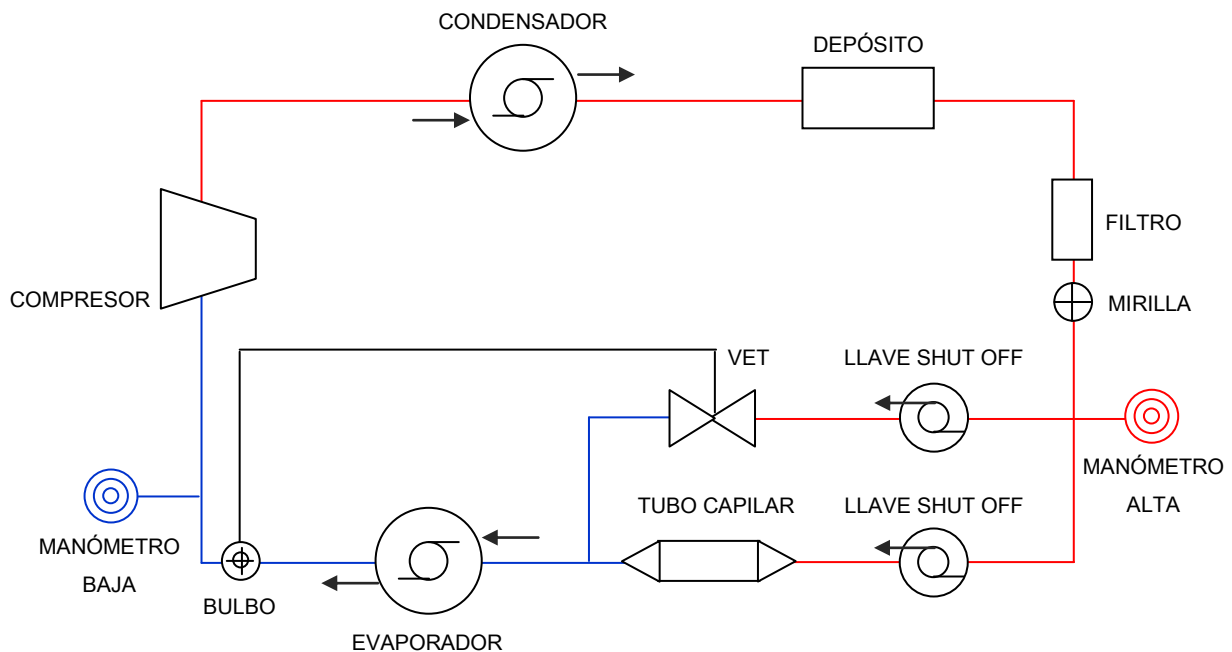


Figura 3.1. Componentes del banco de refrigeración, Juan Proaño (2010)

3.1.1. Refrigerante

Según la matriz de selección (tabla 2.6.), entre los tres refrigerantes que pudieran suplir la necesidad de un sistema básico y demostrativo, el refrigerante 134a, es el más adecuado. En primer lugar, debido a que la climatización automotriz, se beneficia de éste refrigerante, utilizado en la gran mayoría de vehículos o transportes de refrigeración móviles, donde es clave la utilización y estudio del comportamiento de éste refrigerante HFC. Su aplicación no sólo en sistemas de

acondicionamiento automotriz y reemplazo del R-12 y R-22, es una ventaja de análisis dentro de su comportamiento en el sistema, pudiendo entender y aplicar nuevas o posibles mejoras de desempeño en cualquier campo que aplique el uso de éste fluido y los componentes que lo integran.

Las propiedades termodinámicas y físicas que brinda el refrigerante (fluorocarbono) 134a, y su importante conservación a la capa de ozono ya que no contiene cloro, lo convierten en un gas idóneo, con una temperatura de ebullición de -26°C , es decir un rango de temperatura promedio suficiente.

En el Anexo G, se detalla las características técnicas del refrigerante 134a. Así mismo en el Anexo H, podemos observar las tablas de temperatura del refrigerante 134a, con las cuales podemos interpolar los datos requeridos, y calcular en conjunto con los diagramas y así entender el comportamiento del sistema.



Figura 3.2. Bombona refrigerante³⁸ 134a

³⁸ http://img.hisupplier.com/var/userImages/2008-04/10/mehree_133919.jpg

3.1.2. Unidad condensadora

Un sistema de compresión de vapor, accionado por un motor eléctrico, consolidado en forma sencilla y compacta, con un servicio aplicado a varios campos de la refrigeración (industrial, doméstica, comercial) da la fiabilidad de poder demostrar su funcionamiento enfocado al trabajo de expansión del gas refrigerante, que proporcione los datos reales de funcionamiento en base a los parámetros y componentes a utilizar para el análisis experimental en cualquier campo de la refrigeración (acondicionamiento automotriz).

Al especificar sistemas ya diseñados, se puede viabilizar el desarrollo consecuente. Donde se puede adquirir el conjunto condensador LBP, según:

- Refrigerante a utilizar.
- Capacidad frigorífica.
- Rango de temperatura de evaporación.
- Temperatura ambiente.

Analizados los parámetros requerido, se adquiere un sistema marca TECUMSEH modelo UAKL19ZSDT específico para operar con el refrigerante 134a HFC y no tóxico para la capa de ozono, cual permite viabilizar, diseñar y construir de manera integrada, un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Sistema que contempla un adecuado funcionamiento requerido para la demostración y utilización de dispositivos de expansión y un evaporador funcional a éstos.

A continuación, se detalla los parámetros específicos de la unidad condensadora.

Tabla 3.1. Especificaciones de la unidad condensadora LBP ³⁹

Aplicación	baja presión de evaporación (LBP)
Rango de temperatura de evaporación	-34.4°C a -12°C (-30°F a +10°F)
Tipo de expansión	tubo capilar o válvula de expansión
Refrigerantes a usar	134a
Flujo másico	47,3lb/h (21,5kg/h)
Tensión de prueba	127V/60Hz
Capacidad frigorífica (+/-5%)	3100 (Btu/h) - 0,90 (Kw) - 781 (Kcal/h) - 909 (W)
Potencia (+/-5%) (W)	793 (W)
Corriente (+/-5%) (A)	9,40 (A)
Eficiencia – EER (-9.04%/+10.5%)	3,91 (Btu/Wh) - 0,99 (Kcal/Wh) - (1,15 W/W)

El equipo adquirido, comprende de componentes básicos, como:

- Compresor
- Condensador
- Depósito de refrigerante
- Conexión de fuente de energía (110v)



Figura 3.3. Unidad condensadora marca TECUMSEH

³⁹ www.tecumseh.com.br/

3.1.3. Dispositivos de expansión

Para la selección de los dos dispositivos, se considera las referencias planteadas en la matriz de selección (tabla 2.7.), donde se detalla el tipo de principio de funcionamiento de tres diferentes elementos de expansión. Tomar en cuenta que su selección se vuelve compleja, al no saber el resultado y comportamiento final del dispositivo; cuyos parámetros generalmente se los obtiene a través de varias pruebas y ensayos. Siendo la válvula de expansión termostática y un tubo capilar los sistemas de expansión más idóneos, principalmente en cuanto a sus características y funcionamiento operativo.

Complementando más la fiabilidad de selección, R. Dossat, refiere que, independientemente del tipo de control de flujo de refrigerante, éste tiene que cumplir dos requerimientos indispensables en su funcionamiento:

- Mantener una diferencia de presión del circuito de alta y baja,
- Dosificar el refrigerante líquido, hacia el evaporador proporcionalmente a su trabajo de vaporización.

Y, explica que uno de los dispositivos más fiables y de mayor uso, es la válvula de expansión termostática, debido a su eficiencia y posible operación en varios campos de la refrigeración. Éste dispositivo permite mantener de manera constante, el sobrecalentamiento de la línea de succión a la salida del evaporador, permitiendo tener un llenado máximo de refrigerante en el evaporador, y operar en distintas circunstancias de carga del sistema, sin correr el riesgo de pasar líquido hacia el compresor.

Sabiendo que el compresor adquirido es de tipo LBP, y con los referentes específicos de la unidad condensadora (T_e), se adquiere una válvula VET compensada internamente, cual se detalla a continuación:

Válvula de expansión termostática

Este modelo de VET, viene con el bulbo sensor y una correa para sujeción de éste a la salida del evaporador. Opera con el refrigerante 134a y tiene un serpentín capilar que une la salida de succión del evaporador, directamente con el diafragma interno de la válvula, que se acciona en función de la presión ejercida térmicamente por el bulbo y compensa la caída de presión producida por el contacto del bulbo con el refrigerante a su paso por el evaporador.

La válvula de expansión termostática en base a los parámetros del sistema adquirido, especifica las siguientes características.

Tabla 3.2. Especificaciones de la válvula de expansión TS2 ⁴⁰

Refrigerante utilizado	134 ^a
Rango de temperatura de evaporación	-40°C a +10°C (-40°F a +50°F)
Tipo	TS2 (compensada internamente)
MOP (máxima Presión de evaporación)	72PSI (0,4964Mpa)
MWP (presión de trabajo admisible)	483PSI (3,3301Mpa)
PT (presión máxima de prueba)	551PSI (3,7990Mpa)
Bulbo de acero inoxidable	

⁴⁰ www.danfoss.com/spain

Las características descritas, en base al rango de temperaturas, suplen el funcionamiento y operatividad de la expansión usando la unidad condensadora adquirida.

De esto modo se utiliza una válvula de expansión termostática Marca Danfoss, tipo TS2, auto controlada por un bulbo sensor que interactúa en base al grado de sobrecalentamiento del refrigerante al pasar por el serpentín como ya se explico en el capítulo anterior.



Figura 3.4. Válvula de expansión termostática TS2 marca DANFOSS

Tubo capilar

De igual manera, el tubo capilar, es el segundo dispositivo ideal de selección, debido a su simple construcción, funcionamiento y bajo costo. Este elemento es utilizado particularmente en los sistemas de refrigeración, sin requerir adquirir sistemas más costosos como las válvulas de expansión automáticas. Por lo que se genera un ahorro de costos y servicio al sistema.

Regularmente, se instala un tubo capilar cuando se usa compresores herméticos, como es el caso. (Sistemas LBP). Es un tubo de cobre flexible con un diámetro pequeño que oscila entre los 0,7 a 1,6mm según el sistema, conectado desde el lado de alta presión hacia el de baja presión. Debido a que no se existe un patrón de cálculo fiable de éste simple dispositivo, y según la investigación obtenida. Se plantea lo siguiente:

Pese al tiempo de existencia y uso de éste elemento de expansión, todavía en la actualidad no es posible obtener una fórmula técnica o matemática existente, para obtener un dimensionamiento fiable y exacto, para su construcción en cuanto a su longitud y aplicación. Para tener un correcto dimensionamiento del tubo capilar, se basa en la experiencia de resultados de instalaciones anteriores con compresores de misma capacidad, determinando el tamaño aproximado a utilizarse por lo que es necesario realizar diseños de prueba o falla o un diseño considerado totalmente empírico.

Sin duda, el tubo capilar resulta menos eficiente en su funcionamiento a comparación de la VET.



Figura 3.5. Tubería flexible de cobre para el tubo capilar

3.1.4. Evaporador

Según la matriz de selección del evaporador (tabla 2.8.) el intercambiador de calor enfriado por líquido es el más conveniente para el objetivo planteado, teniendo en cuenta que uno enfriado por aire requiere de más recursos de energía, además de un diseño y construcción más complejo.

De éste modo se considera ideal el evaporador enfriado por líquido, siendo más sencillo y práctico. Cual consiste en varias formas según la conveniencia y diseño, como por ejemplo, enrollado en espiral, para evitar el empleo de codos o más conexiones para el flujo de refrigerante. Puede ser colocado en un depósito cuyo líquido se requiere enfriar absorbiendo calor del mismo.

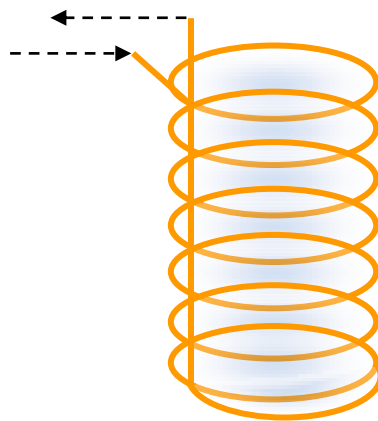


Figura 3.6. Evaporador serpentín, Juan Proaño (2011)

3.1.5. Llaves de paso shut off

Se requiere el uso de dos llaves de paso para habilitar el funcionamiento independiente entre los dos dispositivos de expansión a utilizar, siendo llaves de

paso de simple construcción, utilizadas especialmente en instalaciones de refrigeración, suministradas con un volante de maniobra.

Tabla 3.3. Especificaciones de las llaves de paso shut off BM ⁴¹

Refrigerantes compatible	todos los refrigerantes
Tipo	BM (Válvula de cierra manual)
Rango de temperatura	-55°C a +100°C
Presión de trabajo máxima	406PSI (2,7993Mpa)
Presión de prueba máxima	446PSI (3,0750Mpa)



Figura 3.7. Llaves de paso shut off marca DANFOSS

3.1.6. Filtro deshidratador y mirilla

Un sistema de refrigeración, se debe complementar con un filtro secador, para que absorba la posible humedad y posibles partículas de suciedad que puede existir al interior del sistema. Previniendo el interior del circuito, con un sistema limpio y seco.

⁴¹ www.danfoss.com/spain

El filtro secador tiene que ser seleccionado de forma que se adapte a las conexiones y a la capacidad del sistema de refrigeración.

El filtro deshidratador marca Danfoss tipo DML (de uso con refrigerantes HFC y HCFC), para compresores herméticos, supe los requerimientos deseados para ser instalado en el sistema, en la línea de alta presión junto al visor o mirilla.

Tabla 3.4. Especificaciones del filtro deshidratador DML ⁴²

Refrigerantes compatibles	HFC/HCFC
Tipo	DML (optimizado para refrigerantes HFC y R-22)
Rango de temperaturas	-40°C a +71°C (-40°F a +160°F)
Presión de trabajo soporte	667 PSI



Figura 3.8. Filtro deshidratador marca DANFOSS

El visor o mirilla, se convierte en un dispositivo de bajo costo, ubicado justo antes de los dispositivos de expansión, necesario para determinar si se encuentra refrigerante vaporizado en la tubería de líquido. Con el indicador de humedad que posee, se detecta el momento en el cual debe ser reemplazado el filtro deshidratador si fuese el caso o si se necesita limpiar el circuito por presencia de humedad.

⁴² www.danfoss.com/spain



Figura 3.9. Visor marca DANFOSS

3.1.7. Manómetros de alta y baja

Según el refrigerante utilizado (134a), podemos obtener lectura de presión en la línea de alta (Q_h) y la línea de baja (Q_L) en el sistema.

Para esto, se adquiere dos manómetros marca Yellow Jacket, uno para ser instalado en la línea de succión, a la salida del evaporador y otra para la línea de sobrecarga, y así obtener los valores de presión, para poder trabajar en conjunto con las tablas de datos del refrigerante 134a.

Tabla 3.5. Especificaciones de los manómetros análogos de alta y baja presión ⁴³

Alta	
Refrigerantes lectura compatible	134a/507/404a
Rango de presiones en PSI	0 PSI a 500 PSI
Baja	
Refrigerantes lectura compatible	134a/507/404a
Rango de presiones en PSI	30mmHG a 120 PSI

⁴³ www.yellowjacket.com



Figura 3.10. Manómetros de alta y baja presión marca YELLOW JACKET

3.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

Para el cálculo del intercambiador de calor, es necesario tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Temperatura de entrada y salida de cada uno de los fluidos de proceso (refrigerante, agua).
- Flujo másico del refrigerante y volumen de agua.
- Coeficiente de transferencia de calor por convección del refrigerante y del agua.
- Calor específico.
- Otro de los aspectos importantes a considerar se refiere a los radios interior y exterior de la tubería del intercambiador de calor, así como también el radio interior del depósito.

3.3. DISEÑO DEL EVAPORADOR

3.3.1. Cambio de entalpía del refrigerante

$$h_g = 255,04 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad \text{Entalpía vapor saturado}$$

$$h_f = 35,92 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad \text{Entalpía líquido saturado}$$

$$Q = h_g - h_f$$

$$Q = 219,12 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

3.3.2. Cálculo de la masa de refrigerante

$$M_{\text{agua}} = 6,4 \text{ (kg)} \quad \text{Masa de agua del recipiente}$$

$$C_{p\text{agua}} = 4,22 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$T_{\text{agua}} = 20 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{\text{fagua}} = 4 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\Delta T = T_{\text{agua}} - T_{\text{fagua}}$$

$$\Delta T = 16 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$Q_{\text{agua}} = M_{\text{agua}} * C_{p\text{agua}} * \Delta T$$

$$Q_{\text{agua}} = 432,128 \text{ (kJ)}$$

$$M_{\text{ref}} = \left(\frac{Q_{\text{agua}}}{Q} \right)$$

$$M_{\text{ref}} = 1,972 \text{ (kg)}$$

La masa de refrigerante 134a es de 1,972 kg

3.3.3. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua

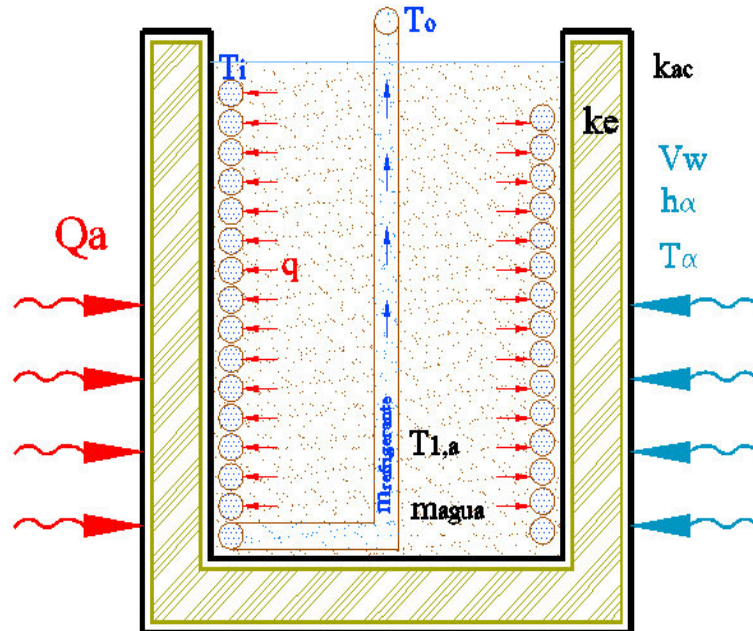


Figura 3.11. Depósito cilíndrico, Juan Proaño (2010)

$$D = 0,2 \text{ (m)}$$

Diámetro interior del recipiente cilíndrico

$$L_{\text{agua}} = 0,245 \text{ (m)}$$

Altura del cilindro

$$Re_l = \left(\frac{L_{\text{agua}}}{D} \right)$$

$$Re_l = 1,225$$

Se cumple que $0,75 < \left(\frac{L_{\text{agua}}}{D} \right) < 2,0$

Para cilindros horizontales y verticales, se utiliza la correlación de Evans y Stefany.

$$g_r = 9,8 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$T_s = 1$$

Temperatura superficial del tubo de cobre

$$T_b = \left(\frac{T_{\text{agua}} + T_{\text{fagua}}}{2} \right)$$
 Temperatura media volumétrica

$$T_b = 12$$

$$T_f = \left(\frac{T_s + T_b}{2} \right)$$
 Temperatura de película

$$T_f = 6,5$$

$$\rho_{20} = 998 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$
 Densidad del agua a 20°C

$$\rho_{12} = 1000 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$
 Densidad del agua a 12°C

$$\beta = \rho_{12} * \left(\frac{\frac{1}{\rho_{20}} - \frac{1}{\rho_{12}}}{T_{\text{agua}} - T_b} \right)$$
 Coeficiente de expansión volumétrica

$$\beta = 2,505 \times 10^{-4}$$

$$v = 1,534 \times 10^{-6}$$
 (PITTS, Transferencia de calor, p. 310)

$$\text{GrL} = \frac{\text{gr} \cdot \beta \cdot (T_b - T_s) \cdot L_{\text{agua}}^3}{v^2}$$
 Número de Grashof

$$\text{GrL} = 1,688 \times 10^8$$

$$\text{Pr} = 11,46$$
 Número de Prandtl

$$\text{NuD} = 0,55 * (\text{GrL} * \text{Pr})^{1/4}$$
 Número de Nusselt

$$\text{NuD} = 115,339$$

$$k_{\text{agua}} = 1,7425 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$
 Conductividad térmica del agua

$$h_{\text{agua}} = \frac{k_{\text{agua}} \cdot \text{NuD}}{D}$$

$$h_{\text{agua}} = 1,005 \times 10^3 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$
 Coeficiente de convección

3.3.4. Coeficiente global de transferencia de calor

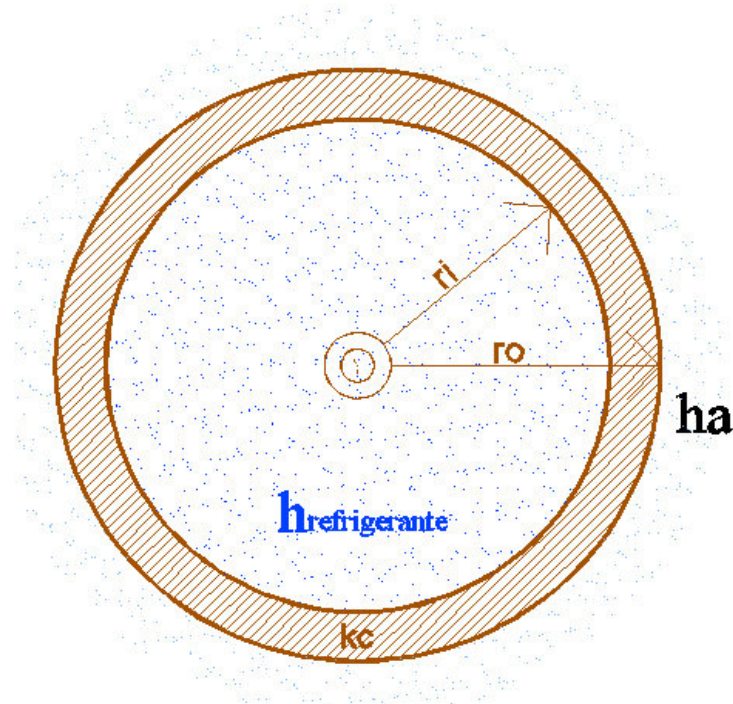


Figura 3.12. Tubería de cobre, Juan Proaño (2010)

$$d_i = 11,5 \text{ (mm)}$$

Diámetro interior del tubería de cobre

$$d_o = 13,5 \text{ (mm)}$$

Diámetro exterior del tubería de cobre

$$r_i = \frac{d_i}{2 \cdot 1000}$$

$$r_o = \frac{d_o}{2 \cdot 1000}$$

$$h_{ref} = 32,31 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

$$k_{cobre} = 387 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$$

Conductividad térmica del cobre

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i \cdot h_{ref}} + \frac{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_{cobre}} + \frac{1}{h_{agua}}}$$

$$U_o = 26,788 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

Coeficiente global de transferencia de calor

3.3.5. Medida logarítmica de la diferencia de temperatura

$$T_{ro} = 8,6 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\Delta T_1 = T_{\text{agua}} - T_{ro}$$

$$\Delta T_1 = 11,4 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{ri} = -13 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{agua}} - T_{ri}$$

$$\Delta T_2 = 17 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 14,014 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

La media logarítmica de la diferencia de temperatura es de 14,014 °C

3.3.6. Calor perdido por el agua

$$Q_p = \frac{Q_{\text{agua}} * 1000}{35 * 60} \quad \text{En 35 min de enfriamiento del agua}$$

$$Q_p = 205,775 \text{ (W)}$$

El calor perdido por el agua es de 205,775 W

3.3.7. Área de transferencia de calor

$$A_s = \frac{Q_p}{U_o * \Delta T_{ml}} \quad \text{Área superficial de la tubería de cobre}$$

$$A_s = 0,548 \text{ (m}^2\text{)}$$

3.3.8. Longitud de la tubería del evaporador

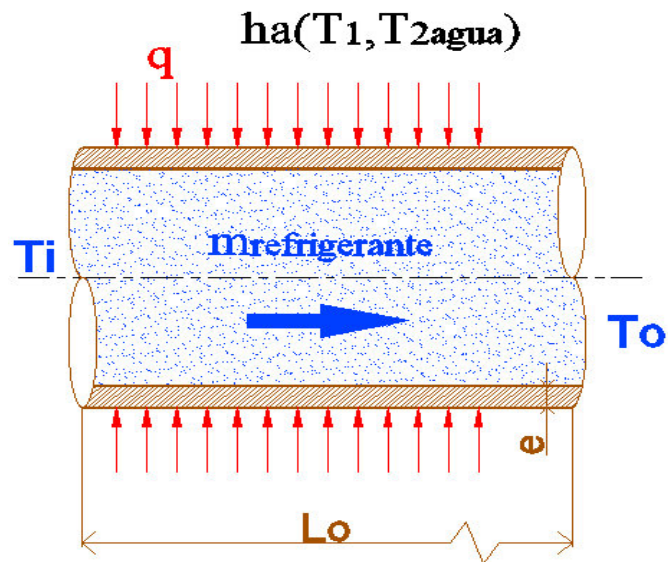


Figura 3.13. Tubería del evaporador, Juan Proaño (2010)

$$L_o = \frac{A_s}{\pi * 2 * r_o}$$

$$L_o = 12,924 \text{ (m)}$$

La longitud de la tubería del evaporador es de aproximadamente 13m

3.3.9. Dimensionamiento del evaporador

$$D_c = 0,2 \text{ (m)}$$

$$P_c = \pi * D_c$$

Perímetro del serpentín helicoidal

$$P_c = 0,628$$

$$N_v = \frac{L_o}{P_c}$$

$$N_v = 20,57$$

Número de vueltas teórico

$$E_s = 0,003 \text{ (mm)}$$

Espaciamiento entre tubos

$$H_c = N_v \cdot (2 \cdot r_o + E_s)$$

Altura del cilindro

$$H_c = 0,339 \text{ (m)}$$

En la figura 3.14., se puede observar la forma del evaporador compuesto por anillos cilíndricos, con espaciado según norma que puede ser de 3 a 6mm. No se realiza el análisis de transferencia de calor desde el exterior del recipiente en vista de que cuenta con paredes y aislamiento térmico con el medio exterior.

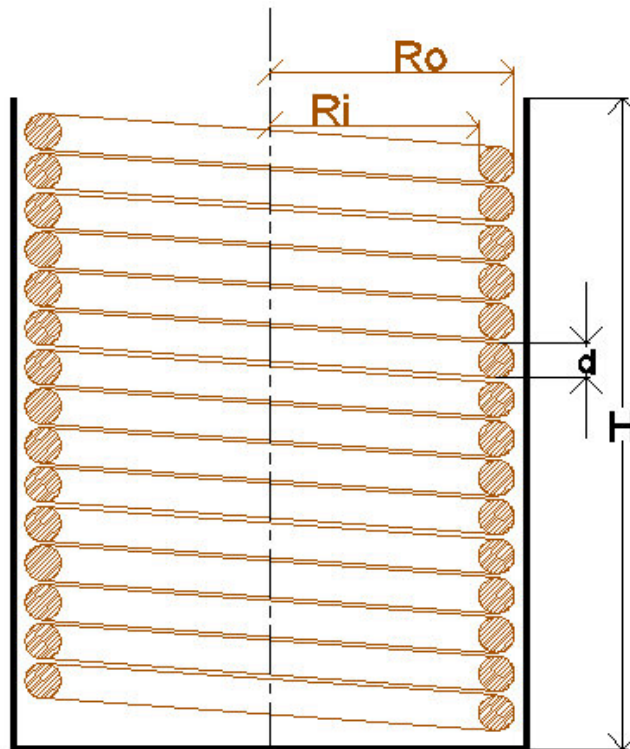


Figura 3.14. Intercambiador de calor (evaporador) en forma helicoidal, Juan Proaño (2010)

3.4. CRITERIOS PARA DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO CAPILAR

Para el dimensionamiento del tubo capilar no existe un procedimiento científico, más bien se basa en métodos empíricos y experiencia de constructores de equipos de refrigeración.

Método 1: Ensayo y error

De acuerdo con las sugerencias vertidas por los fabricante de los componentes del sistema de refrigeración, para el dimensionamiento del tubo capilar se debe establecer una dimensión determinada que permita obtener los parámetros iniciales, se desmonta el primer modelo de prueba y se continua hasta encontrar las condiciones adecuadas de temperatura en el evaporador.

Método 2: Ensayo y error

Dimensionamiento basado en la experiencia

De acuerdo con el estado de la técnica, se sugiere que el capilar sea fabricado con cañería de cobre de 1/16 y la longitud recomendada por el especialista fue de 1,8m. Al realizar las pruebas del capilar instalado, su resultado satisface los parámetros requeridos.

3.5. DIMENSIONAMIENTO DEL SOPORTE ESTRUCTURAL

Con la dimensión real de los componentes a ser utilizados en el banco de expansión de refrigerante, se obtiene el volumen requerido de espacio físico estructural del proyecto. Tomando en cuenta que, el banco de expansión de refrigerante, comprende un sistema de refrigeración típico por compresión de vapor, que al darle un enfoque didáctico, como es el caso; no requieren de un espacio grande para su funcionamiento.

Por tanto, se puede definir; que para su desarrollo correspondiente, intervienen los siguientes segmentos:

3.5.1. Componentes

Se desarrolla un diseño 3D, con medidas reales de los componentes en el programa Autocad 2007, para dimensionar el espacio físico estructural requerido. Para esto, es necesario identificar los componentes involucrados, diferenciados para ser ubicados en dos niveles (“Nivel 1” y “Nivel 2”).

Así mismo, se verifico en el mercado local, los materiales para su construcción:

- Perfil estructural de 25x25mm y 1,5mm de espesor.
- Planchas de acero al carbono de 1mm de espesor.

Medidas de materiales requeridos previo dimensionamiento total de componentes y estructura base a realizar.

Nivel 1:

Dimensionamiento del conjunto unidad condensadora según medida real y espacio para tubería de cobre en conexión con los componentes involucrados (filtro secador y el visor o mirilla).

La dimensión del conjunto unidad condensadora es:

Largo: 510mm

Ancho: 370mm

Altura: 280mm

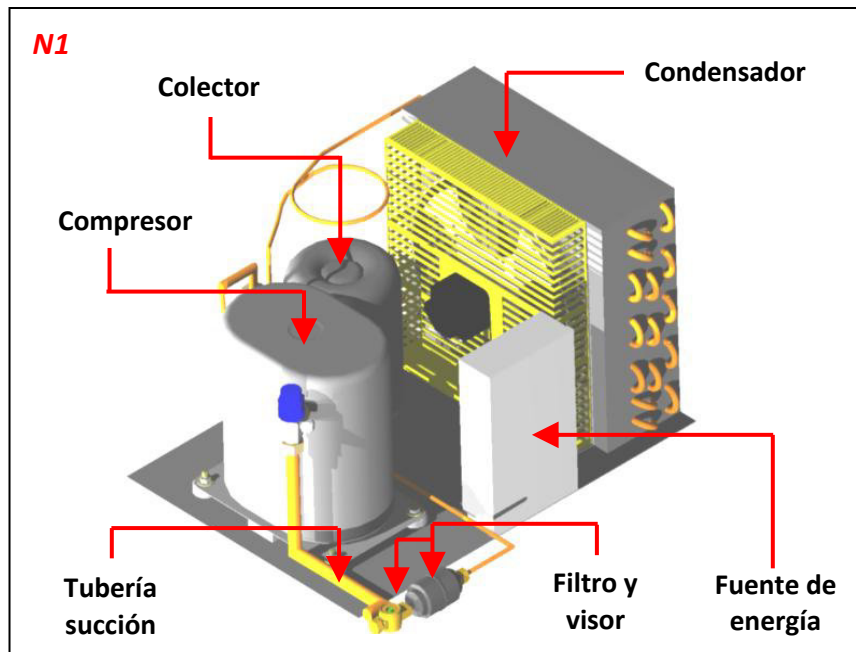


Figura 3.15. Conjunto unidad condensadora (N1), Juan Proaño (2010)

Nivel 2:

Dimensionamiento del depósito evaporador según el espacio requerido para el intercambiador de calor y espacio para tubería de cobre en conexión con los componentes involucrados (VET, tubo capilar, llaves shut off, y manómetros).

Para el alojamiento del serpentín helicoidal se considera el diámetro interior de 200mm, de acuerdo con el volumen de agua. Para el caso del diámetro exterior se considera el rango de espesores para aislamiento térmico en un rango de 50 hasta 75mm, con ésta referencia se dimensiona un espesor de 55mm de aislamiento con medio el exterior.

Es decir, el depósito evaporador ocupa un diámetro exterior de 310mm y en conjunto con el espacio de compartimiento para accesorios ocupa un espacio de:

Largo: 600mm

Ancho: 310mm

Altura: 300mm

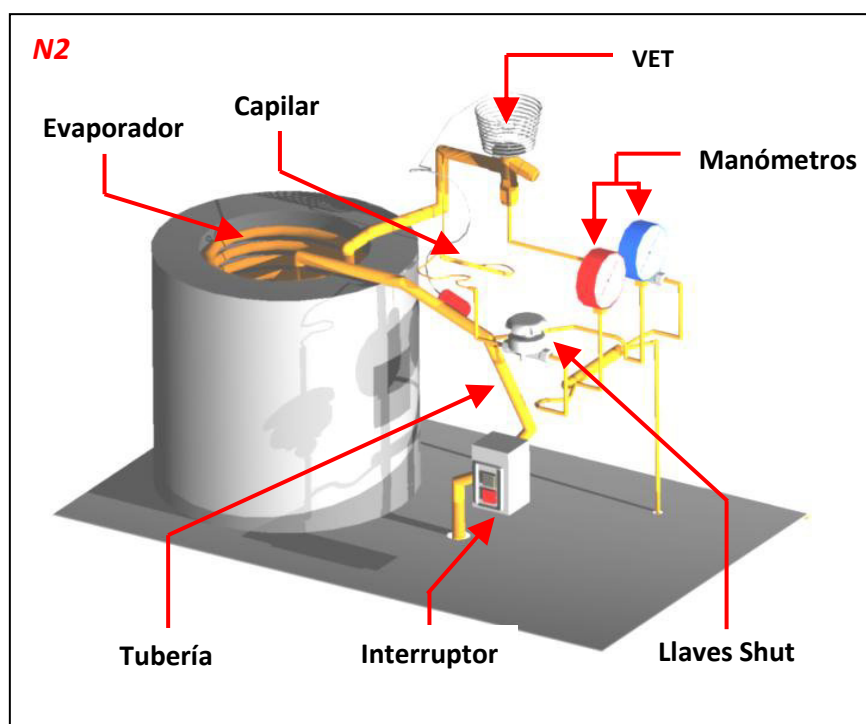


Figura 3.16. Evaporador y componentes (N2), Juan Proaño (2010)

3.5.2. Estructura soporte

Tomar en cuenta que los componentes involucrados y la unidad condensadora requerida, no comprenden un peso significativo ni partes móviles que afecten la estructura, no se requiere de un diseño de fuerzas.

El espacio físico e idóneo, para integrar los componentes del sistema con las medidas obtenidas, se desarrolla mediante la subdivisión de dos niveles.

Con las medidas obtenidas, se dimensiona el espacio estructural requerido:

Largo: 800mm

Ancho: 500mm

Altura: 625mm

Se considera una altura razonable, tomando en cuenta que el condensador es enfriado por aire, y se requiere de un espacio libre para una ventilación adecuada.

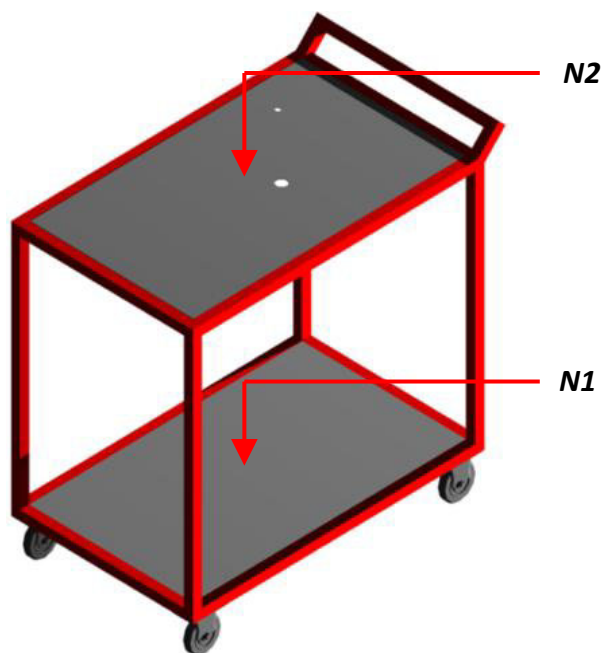


Figura 3.17. Estructura soporte, Juan Proaño (2010)

De la misma manera, se dimensiona un espacio físico de cinco compartimientos (identificados por la letra "C") necesarios para colocar los siguientes elementos:

- Compartimientos "C1", "C2" y "C3" de folletos-guías para (prácticas, especificaciones y mantenimiento).
- Compartimiento "C4" para ubicación del cable y enchufe a tomacorriente para alistamiento del equipo.
- Compartimiento "C5" para el tacho de plástico para llenado del depósito evaporador.

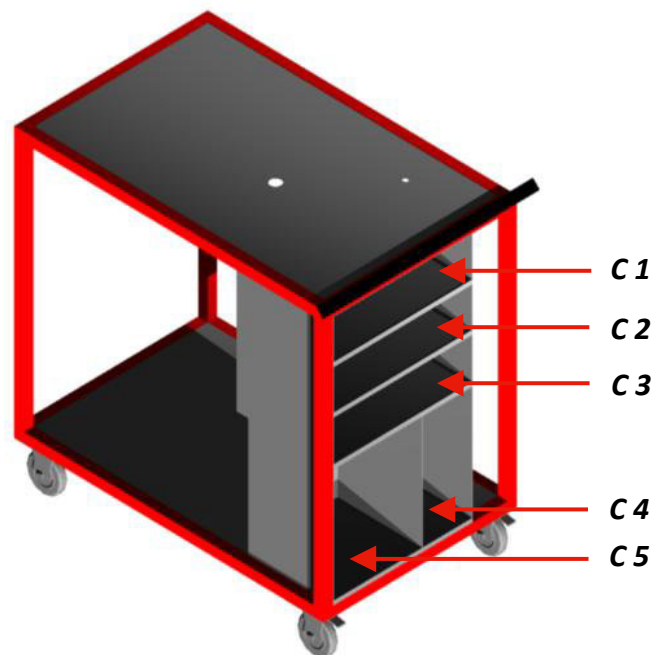


Figura 3.18. Compartimientos de la estructura, Juan Proaño (2010)

Con todo el equipo dimensionado virtualmente y medidas reales de materiales y componentes, se tiene un bosquejo y perspectiva final del proyecto. De ésta manera se procede a desarrollar los planos requeridos para la construcción

(Anexo A) y se asegura que cada componente no sea afectado en cuanto a espacio físico requerido y operatividad funcional.

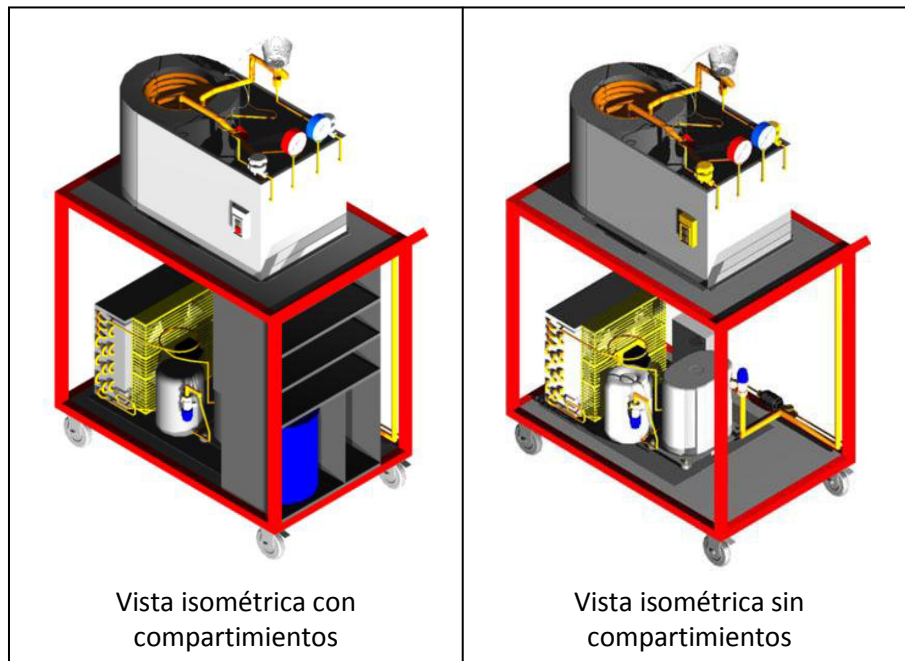


Figura 3.19. Bosquejo preliminar del banco de expansión de refrigerante, Juan Proaño (2010)

3.6. PLANOS DE LA ESTRUCTURA

Para el proceso de construcción del sistema de refrigeración por compresión de vapor se requiere documentación para la interpretación adecuada de las dimensiones y materiales a utilizar, por lo que se presentan los planos de la estructura en los Anexos A y B.

CAPÍTULO 4

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

4.1. ASPECTOS TÉCNICOS

La disponibilidad de documentos técnicos representa una herramienta básica para todo proceso de construcción por lo que en el presente proyecto de fabricación del sistema de refrigeración se tiene planos en 2d y 3d. En la figura 4.1., se puede observar un plano en conjunto de los diferentes componentes que forman parte del sistema, esto ayuda a visualizar al constructor para una mejor ejecución del proyecto.

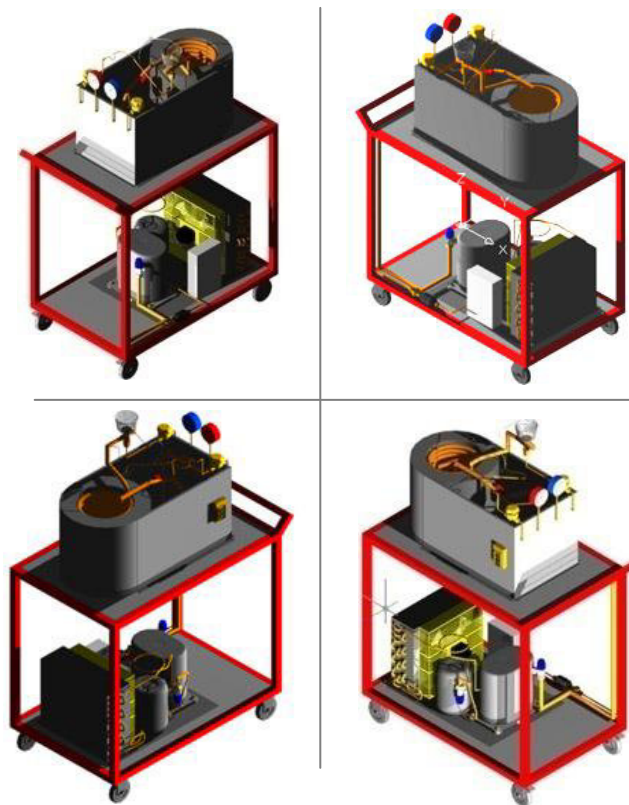
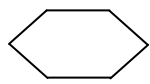


Figura 4.1. Vista isométrica del equipo a construir, Juan Proaño (2010)

4.2. DIAGRAMAS DE PROCESOS

En todo proceso productivo es importante contar con un procedimiento que permita desarrollar de manera coherente las diferentes actividades de transformación de la materia prima, hasta la obtención de un bien o producto, por lo que es necesario realizar una estructuración de las diversas operaciones tecnológicas de acuerdo con la siguiente simbología:



Inicio de operación e identificación del proyecto



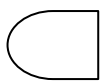
Actividad e inspección



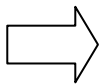
Operación, transformación, ejecución de un proceso tecnológico



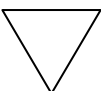
Actividad combinada: operación e inspección



Almacenamiento temporal



Transporte de materia prima, de componentes o del sistema



Bodega o almacenamiento permanente

Utilizando los símbolos anteriormente descritos se procede a elaborar el diagrama de procesos, para el desarrollo de los componentes más importantes del equipo:

4.2.1. Diagrama de operaciones tecnológicas para el desarrollo del sistema de refrigeración

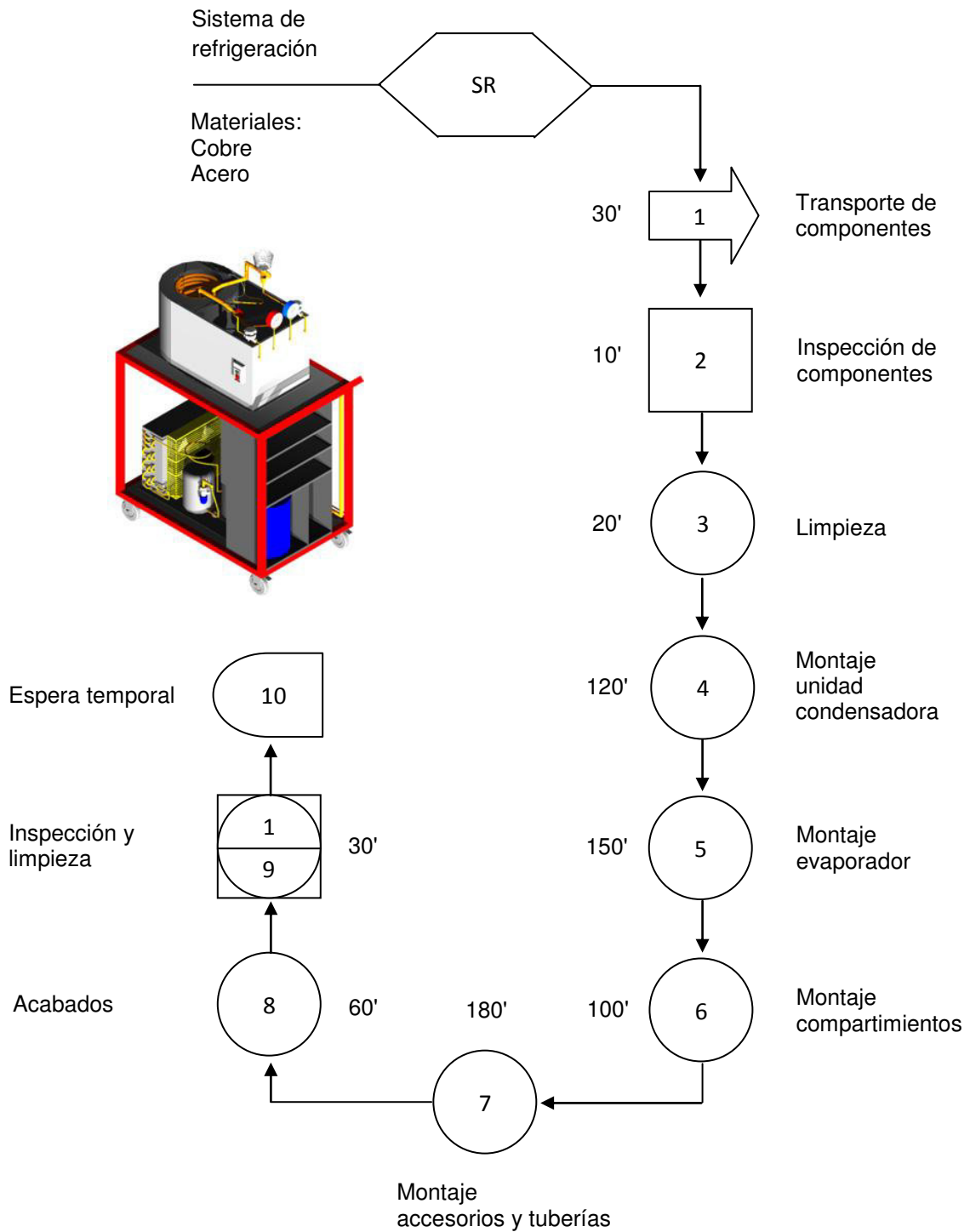


Figura 4.2. Proceso de montaje del sistema de refrigeración, Juan Proaño (2010)

4.2.2. Diagrama de operaciones tecnológicas para la fabricación del soporte estructural

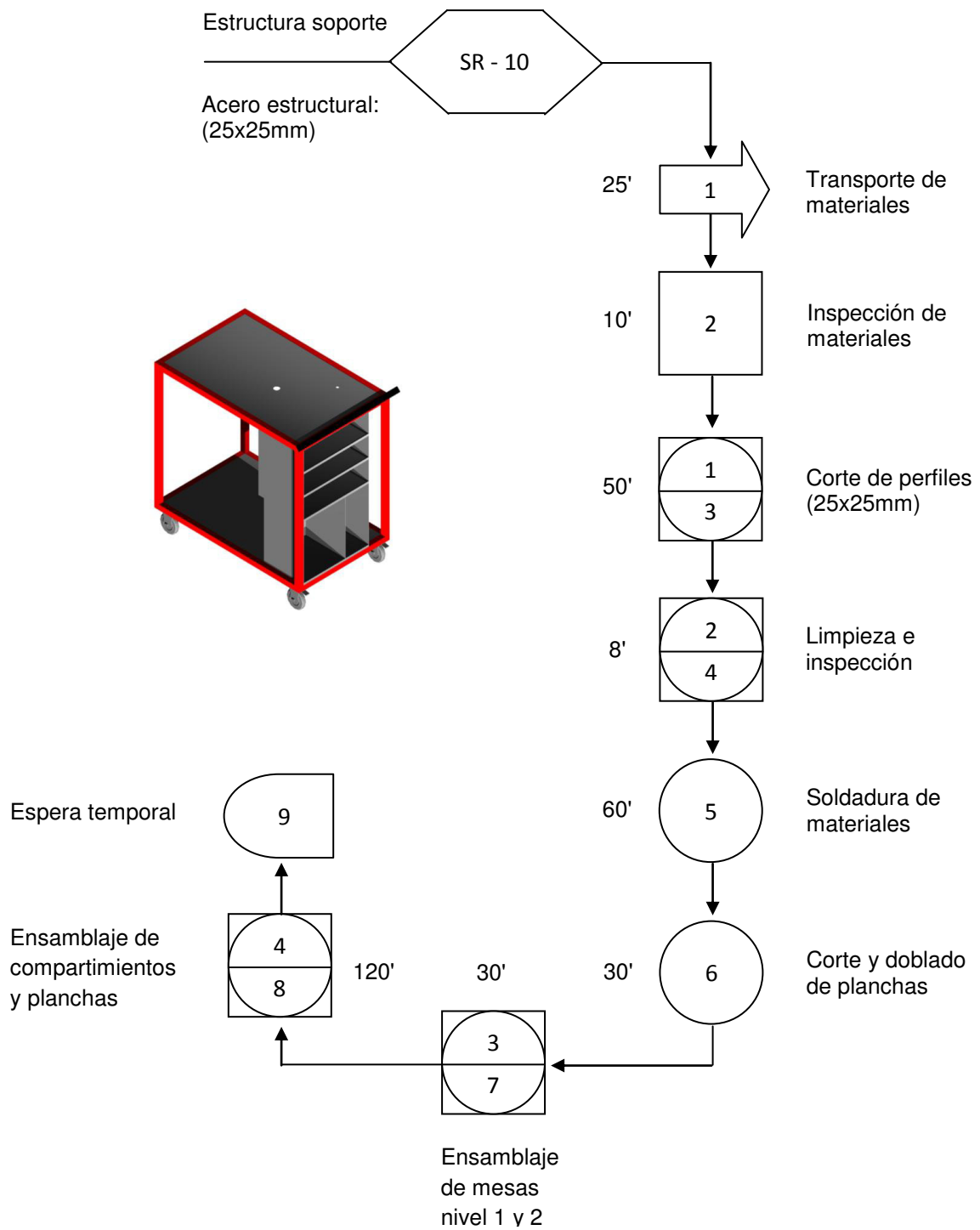


Figura 4.3. Proceso de fabricación del bastidor, Juan Proaño (2010)

4.2.3. Diagrama de operaciones tecnológicas para la fabricación del depósito cilíndrico

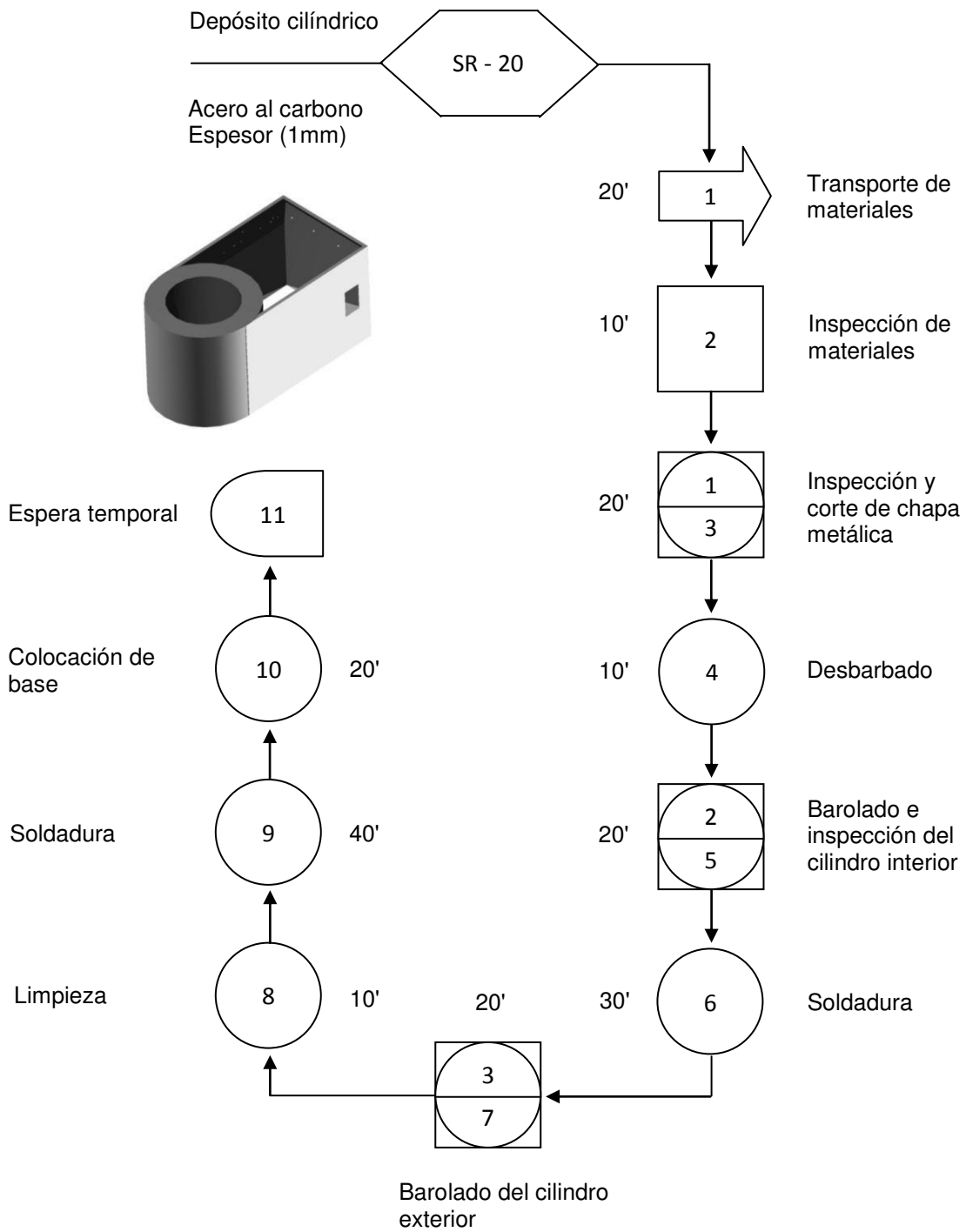


Figura 4.4. Proceso de fabricación del recipiente cilíndrico, Juan Proaño (2010)

4.2.4. Diagrama de operaciones tecnológicas para la fabricación del serpentín helicoidal

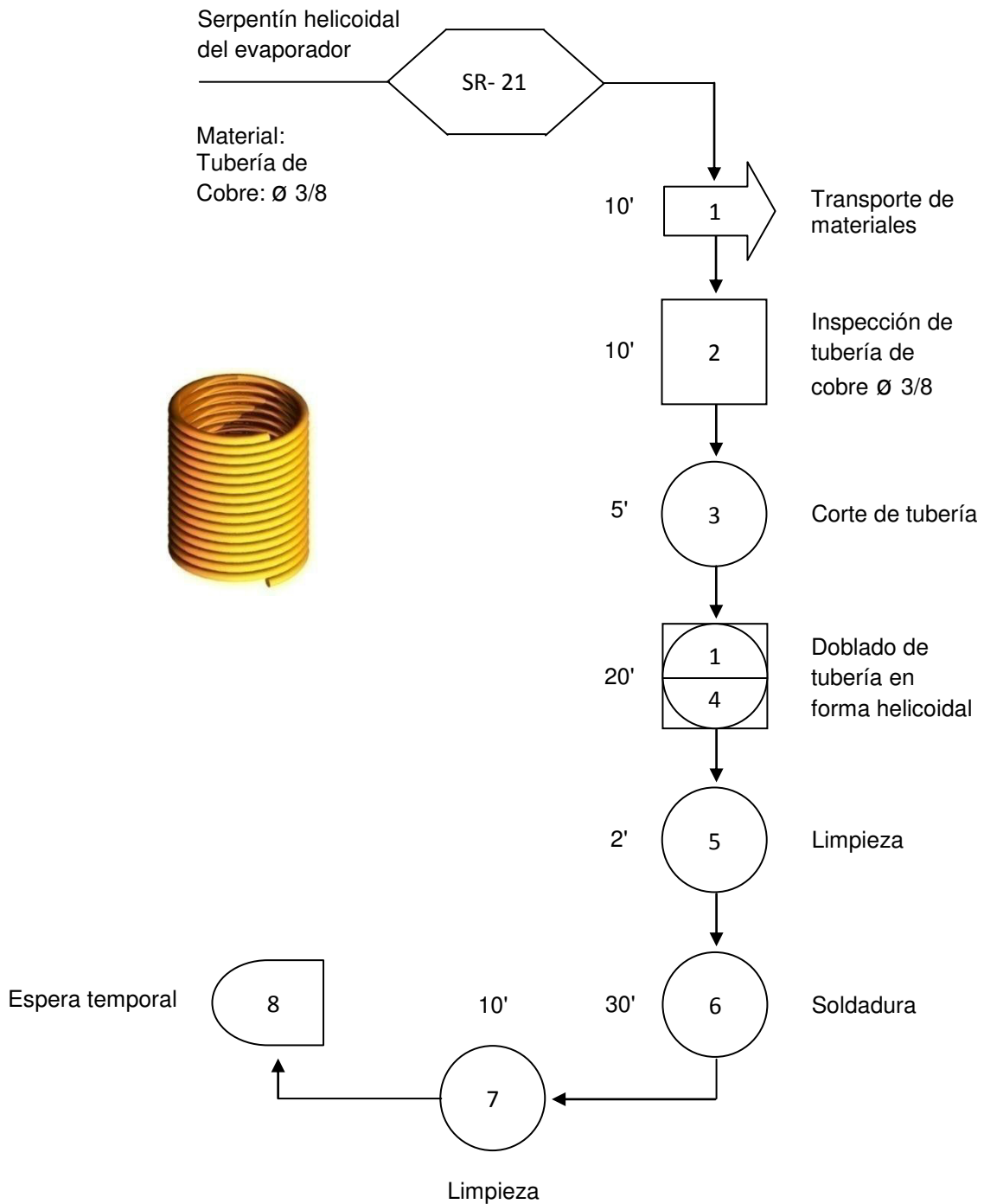


Figura 4.5. Proceso de fabricación del intercambiador de calor, Juan Proaño (2010)

4.3. CONSTRUCCIÓN ESTRUCTURA SOPORTE

Con la adquisición del conjunto condensador, demás componentes y materiales, se procede a la construcción de la estructura soporte, compartimientos y el depósito evaporador para el serpentín helicoidal. Donde se integraran todos los elementos, y dispositivos como tubería en conexión con los siguientes elementos: VET, tubo capilar, evaporador, filtro, mirilla, llaves shut off, manómetro de alta, manómetro de baja, switch de encendido y la unidad condensadora, de acuerdo con lo que se puede observar en la Figura 3.1., del capítulo anterior

Para la construcción de la estructura base, se destaca el material fiable a utilizarse y las dimensiones requeridas para el soporte estructural de todo el sistema. Estas dimensiones se detallan en los planos realizados (Anexo A).

Con todos los datos obtenidos se procedió a la adquisición del perfil estructural de las siguientes medidas:

- Perfil estructural de 25x25mm de 1,5mm de espesor y 6mts. de largo (unidad).



Figura 4.6. Tubería estructural 25x25mm

Se realiza los cortes del estructural simétricamente de acuerdo con los planos de fabricación.

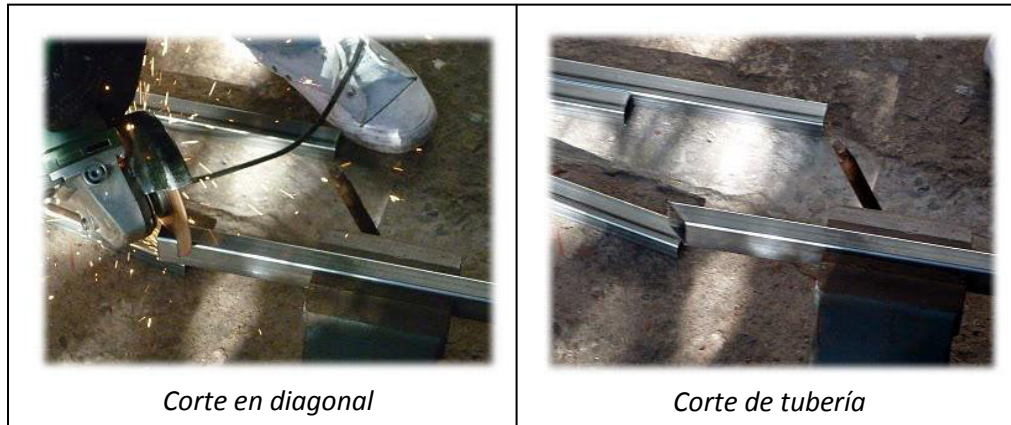


Figura 4.7. Cortes del perfil estructural

En base a las medidas de los planos, se procede a cortar y dimensionar el perfil estructural, requiriendo las siguientes medidas:

Largo: 800mm

Ancho: 500mm

Altura: 675mm

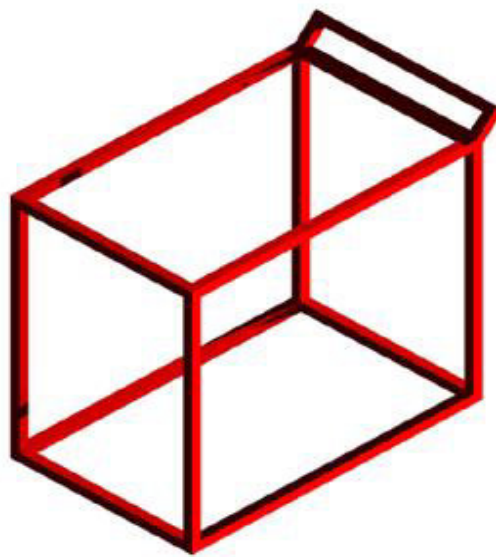


Figura 4.8. Estructura soporte, Juan Proaño (2010)

Formando la estructura rectangular, con 4 tubos cortados en 800mm de largo, 4 tubos de 500mm de largo y finalmente 4 tubos de 625mm de largo. A continuación, se realiza la soldadura de los perfiles en forma de marcos rectangulares utilizando electrodos E6011 ϕ 1/8", con un equipo de soldadura eléctrica.

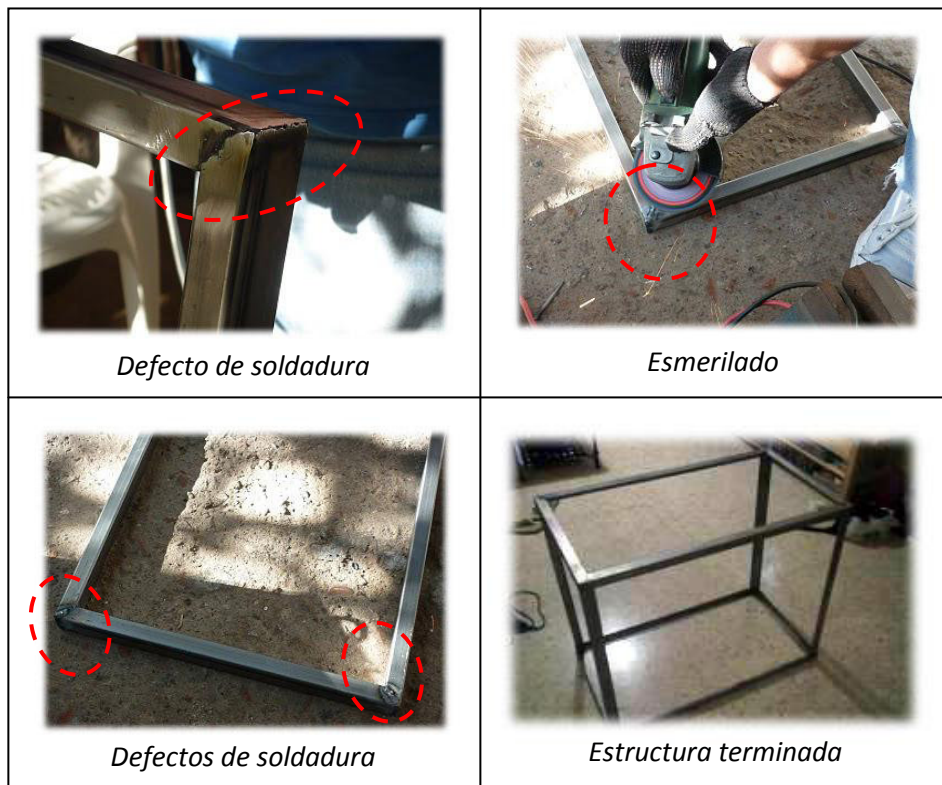


Figura 4.9. Soldadura del soporte estructural

Conforme se unifica la estructura, se esmerila las fallas generadas por la soldadura, para tener un acabado adecuado, y poder colocar y soldar sobre la estructura base, los compartimientos a construirse y las planchas metálicas para el asentamiento de los componentes que integran el sistema.

Se adquiere la plancha metálica de acero de 1mm de espesor para consolidar el compartimiento nivel 1 y 2 para asentar los componentes del sistema. Se corta la

plancha con una medida de 765x465mm, mayor a la superficie de espacio del marco de la estructura, para soldar en simetría con el perfil de éste.

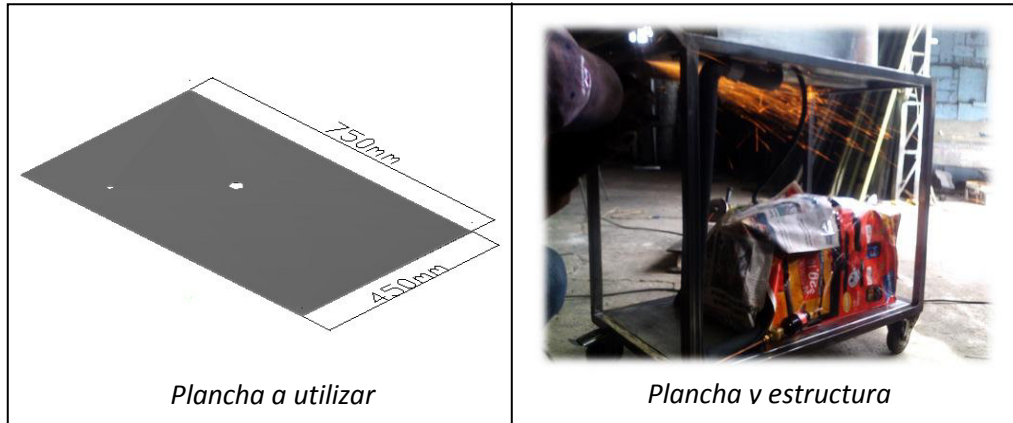


Figura 4.10. Plancha base de la estructura

Se construye los compartimientos utilizando la plancha metálica de 1mm de espesor, que requiere de una dobladora para dar forma y consolidar los cinco compartimientos requeridos.



Figura 4.11. Vista de bandejas o compartimientos

Los compartimientos irán colocados en la parte posterior “nivel 1” de la estructura, sin comprometer el funcionamiento, ventilación y espacio para la unidad condensadora y tubería. Antes de colocar la estructura se suelda la plancha base, sobre el nivel 1 y nivel 2, de ésta manera se puede colocar los componentes y verificar si la estructura interfiere con los elementos ya situados.

Para un mejor traslado, ergonomía y seguridad al momento de mover o manipular el banco, se instala cuatro ruedas giratorias de uso industrial, de simple funcionamiento, con bloqueo en las ruedas para su inmovilidad durante las distintas prácticas. Estas ruedas serán soldadas en la parte inferior del marco en sus cuatro lados sin afectar ninguna funcionalidad del sistema.



Figura 4.12. Comprobación y verificación de componentes

4.4. CONSTRUCCIÓN DEL EVAPORADOR

4.4.1. Depósito cilíndrico

Para la construcción del espacio físico, en cual se sitúa el serpentín helicoidal y el líquido, se necesita construir un cilindro hermético con un espacio hueco en su interior para introducir poliestireno como aislante térmico rígido resistente, ubicado al interior del cilindro, esto necesario por los cambios de temperatura efectuados en el proceso de evaporación, y aislar la temperatura interior con el medio exterior.

Utilizando la plancha metálica de 1mm de espesor, con el corte necesario y a detalle en los planos se da forma la plancha adquirida conformando el cilindro de base exterior y posteriormente su diámetro interior. Luego se acopla para la soldadura.

Se dimensiona, el espacio interior de acuerdo al número de espiras, y el diámetro de la tubería de cobre.

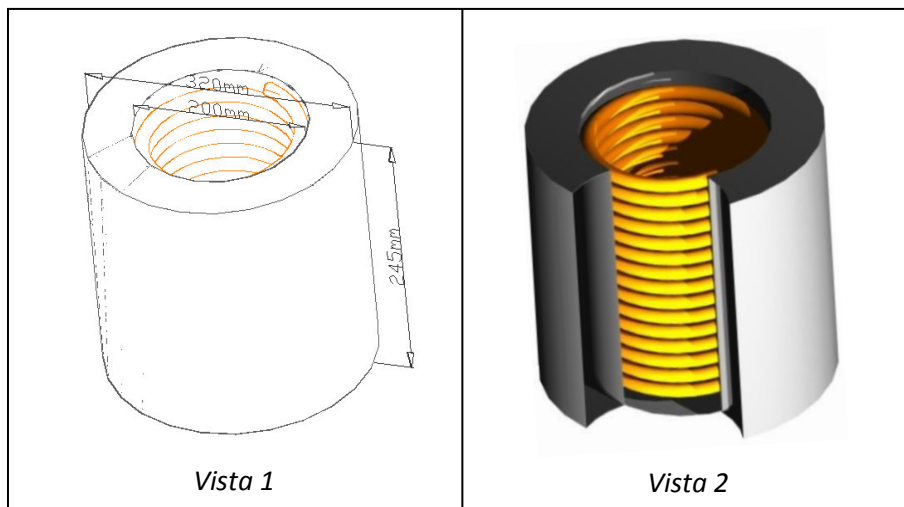


Figura 4.13. Depósito cilíndrico del evaporador, Juan Proaño (2010)

Los giros que forman parte del serpentín helicoidal fabricado con tubería de $\varnothing 3/8''$, se ubica en el depósito cilíndrico, con el propósito de realizar el enfriamiento del agua. Este elemento ocupa un espacio reducido en el recipiente.

Debido a que no hay flujo constante del medio a enfriar, el espacio interno del depósito es llenado con poliuretano tipo espuma para tener un aislamiento térmico, debido a la posible formación de hielo en el serpentín helicoidal después de cierto tiempo de funcionamiento, cuál puede hacer expandir el material o carcasa del depósito cilíndrico.

El espacio en contacto con el agua debe ser reforzado para evitar humedad y corrosión posible por el agua presente. Se utiliza una resina epoxi resiste al agua y a temperaturas inferiores a 0°C , haciendo un barrido total de adherencia de éste material a todo el interior cilíndrico en contacto directo con el líquido.

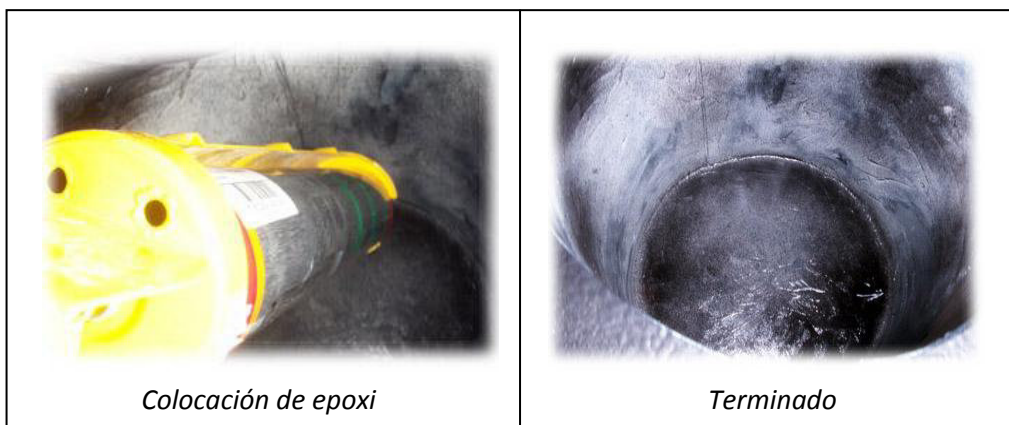


Figura 4.14. Colocación de capa de resina epoxi al interior del depósito cilíndrico

Se necesita conformar los lados del conjunto evaporador, con el propósito de ocultar las tuberías de cobre y soportar las llaves shut off y manómetros respectivos. Se construye los lados laterales y posterior de la plancha metálica, y

el correcto dobléz de cada lado para poder colocar sobre éste, una tapa (plancha de polímero transparente). Este polímero que hace la función de cubierta, permite ver las conexiones y sistema capilar y fundamentalmente un aislamiento con el exterior.

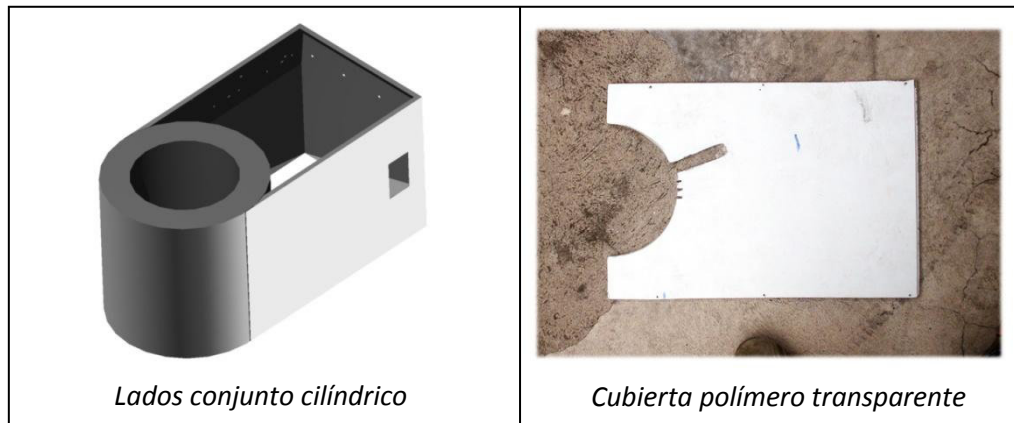


Figura 4.15. Estructura del depósito evaporador

4.4.2. Serpentín helicoidal

Se construye en tubería de cobre debido a que éste material tiene excelentes propiedades de ductilidad, maleabilidad, conductividad de temperatura, necesarios para que el equipo de refrigeración funcione adecuadamente. De acuerdo con las necesidades de acoplamiento de componentes con el depósito evaporador, el requerimiento de tubería de cobre flexible se sustenta en las distancias y las especificaciones técnicas.

La tubería de cobre utilizada es de 3/8 de diámetro con la cual se fabrica el serpentín de forma helicoidal según el modelo que se observa en la Figura 3.14.

Cortando un aproximado de tubería de 10 m para moldear las espiras en base al diámetro del depósito cilíndrico y conformar una medida idónea para situarse dentro de éste. Teniendo que moldear la tubería en forma helicoidal considerando un diámetro mínimo como base para no corrugar ni deformar la tubería, se realizó el ruteo espiral con una base cilíndrica para dar una forma simétrica correcta.

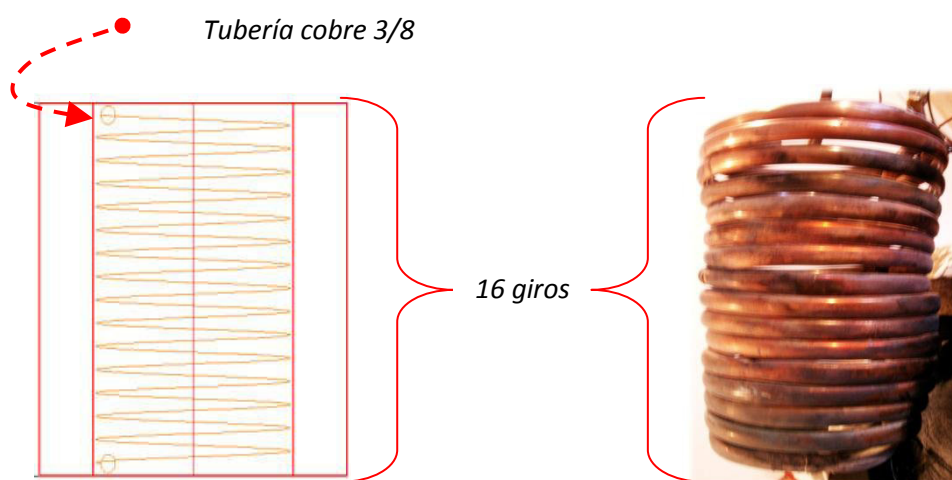


Figura 4.16. Espiras serpentín

4.5. ENSAMBLAJE DE COMPONENTES DEL SISTEMA

4.5.1. Diagrama general de montaje

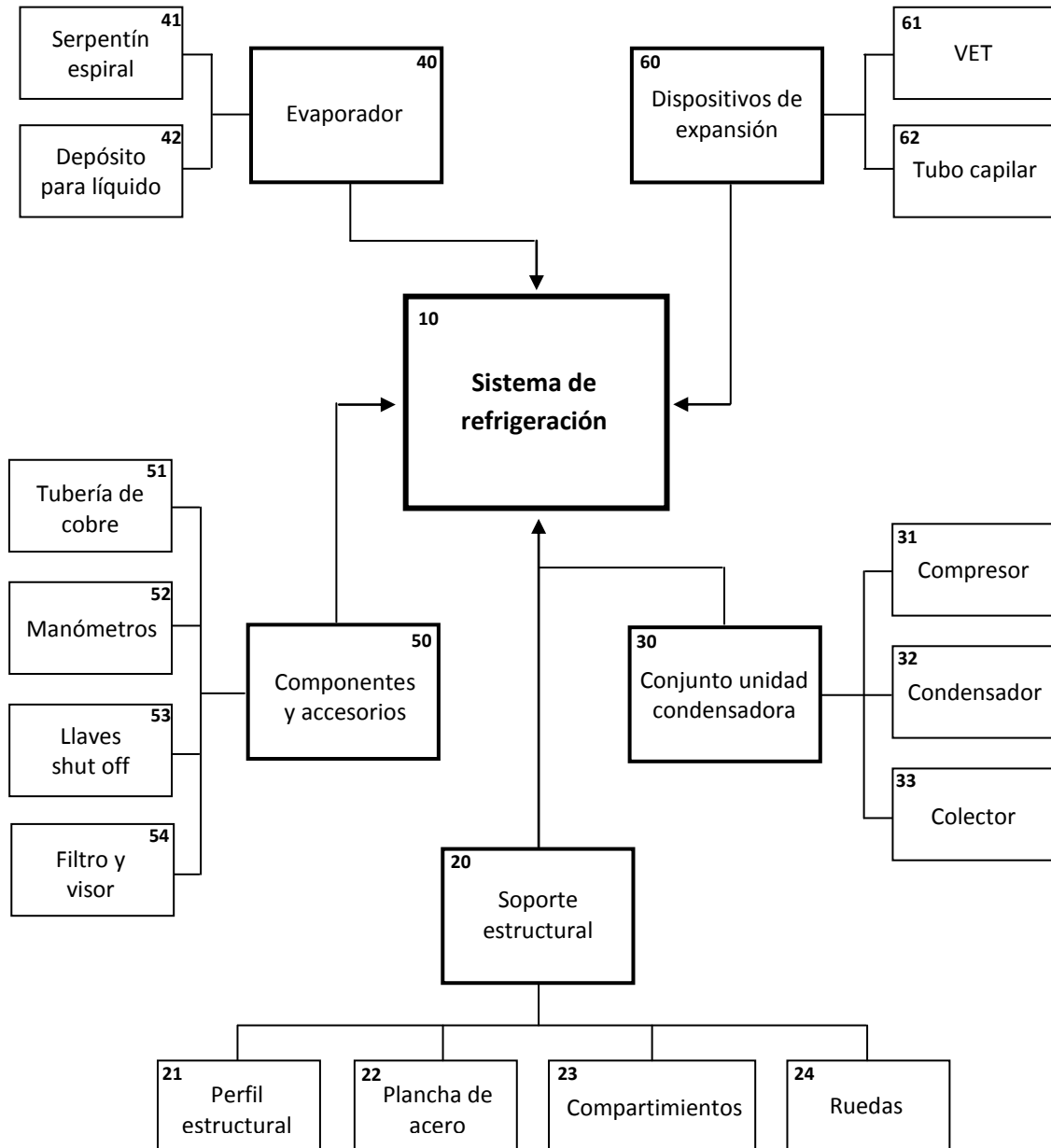


Figura 4.17. Organigrama de componentes de montaje, Juan Proaño (2010)

4.5.2. Acoplamiento de componentes físicos

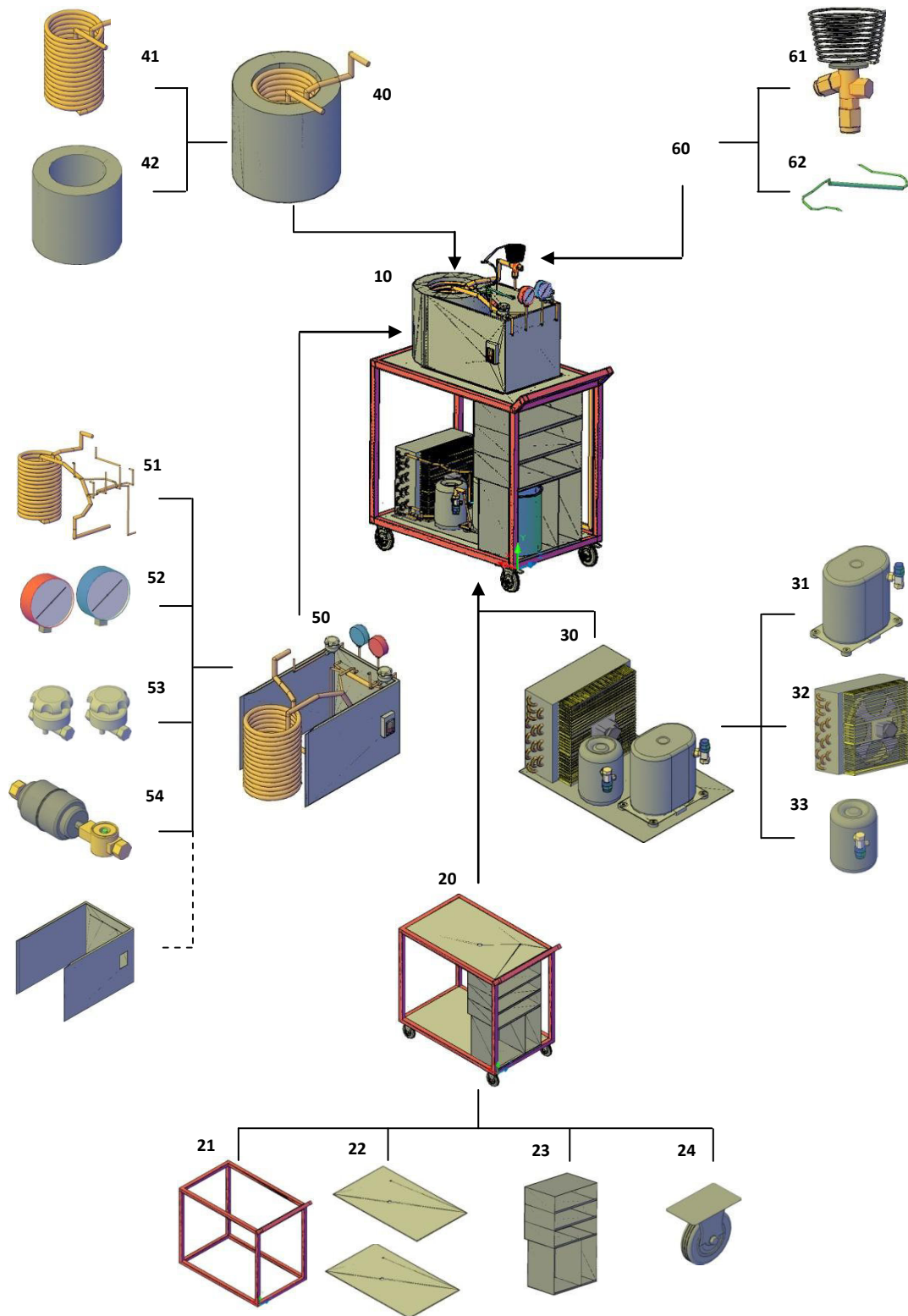


Figura 4.18. Estructura de acoplamiento de componentes físicos, Juan Proaño (2010)

4.6. MONTAJE DEL SISTEMA

Con la estructura soporte terminada (20), se procede a ubicar la unidad condensadora (30), y proceder al ajuste de la misma en el nivel 1, de la estructura. En base a la ubicación del conjunto condensador, se procede al ruteo de toda la conexión de tubería con los distintos componentes que integraran el proyecto y según el diagrama funcional realizado.

Se ensambla el serpentín en forma vertical y se sujeta con soportes de modo que encaja perfectamente dentro del recipiente cilíndrico (40) de 6,4 litros. Al reservorio se le adherido recubrimiento anticorrosivo para reducir el efecto de la corrosión.

Con el serpentín helicoidal (41) ya moldeado, se procede a ubicar éste dentro del depósito evaporador (42), para posteriormente orientar la dirección de la tubería hacia los dispositivos de expansión y compresión, donde las conexiones de entrada y salida del serpentín son llevadas hacia afuera del reservorio por su parte superior.



Figura 4.19. Evaporador ensamblado

Consolidada toda la estructura, se procede a la sujeción del depósito y lados del conjunto evaporador con la estructura soporte (nivel 2). Así mismo se realiza la corrección de fallas, utilizando masilla en las imperfecciones y espacios huecos visibles, para posterior ser lijados.



Figura 4.20. Niveles 1 y 2 unificados

Se integran al sistema todos los componentes y accesorios (50), en el compartimiento evaporador nivel 2, instalando en conjunto con las tuberías y racores (51), los manómetros (52) y las llaves shut off (53).

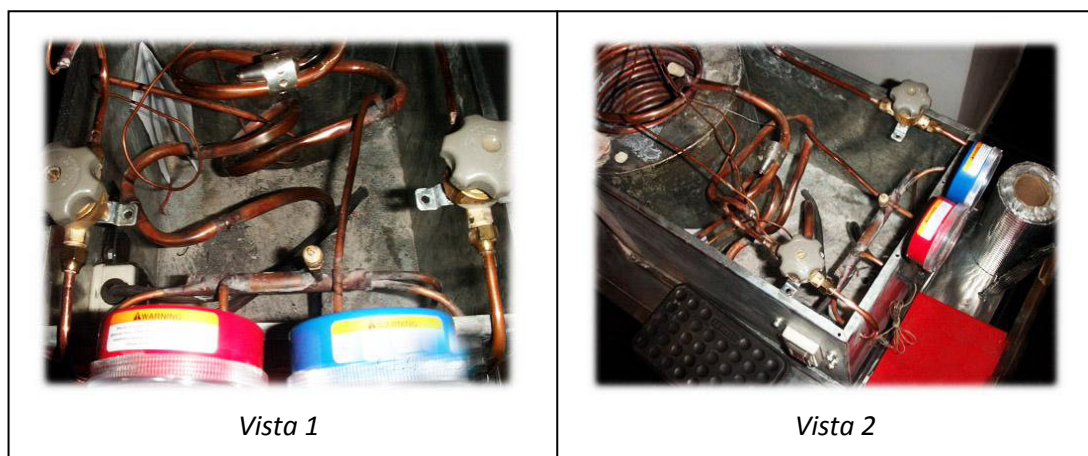


Figura 4.21. Componentes, manómetros y llaves integrados

Se ensambla el filtro y mirilla (54), a la salida del condensador, circuito de la línea que conduce al los dispositivos de expansión.

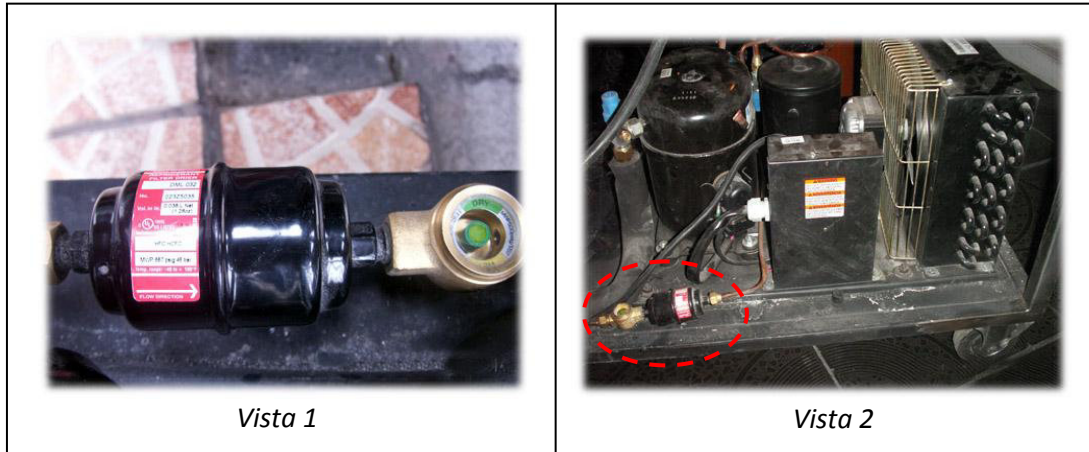


Figura 4.22. Componentes, filtro y mirilla integrados

Adecuado y ruteado el conjunto de evaporación, se procede a ubicar y roscar los dispositivos de expansión (60), direccionados hacia el serpentín evaporador.

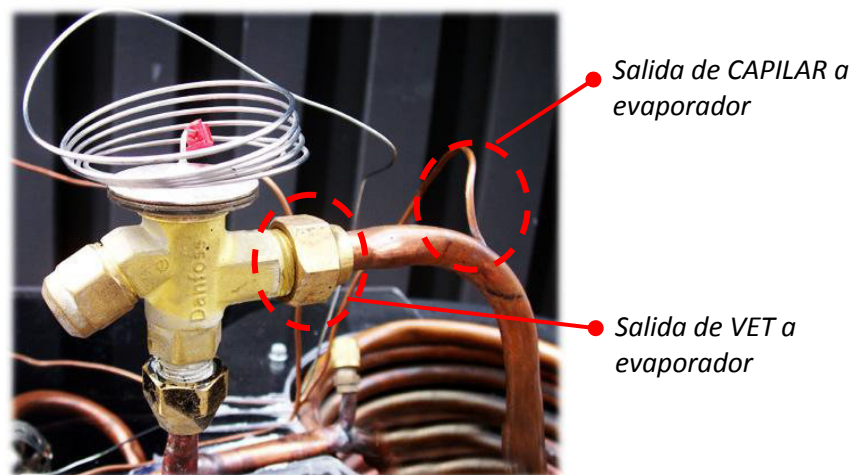


Figura 4.23. Ruteo de dispositivos de expansión

4.7. ACABADO FINAL

Luego de ensamblar todos los componentes se realiza una verificación de fallas, para de esta manera proceder a colocar la capa de anticorrosivo compuesta por capas de fondo gris y pintura de color rojo marrón.

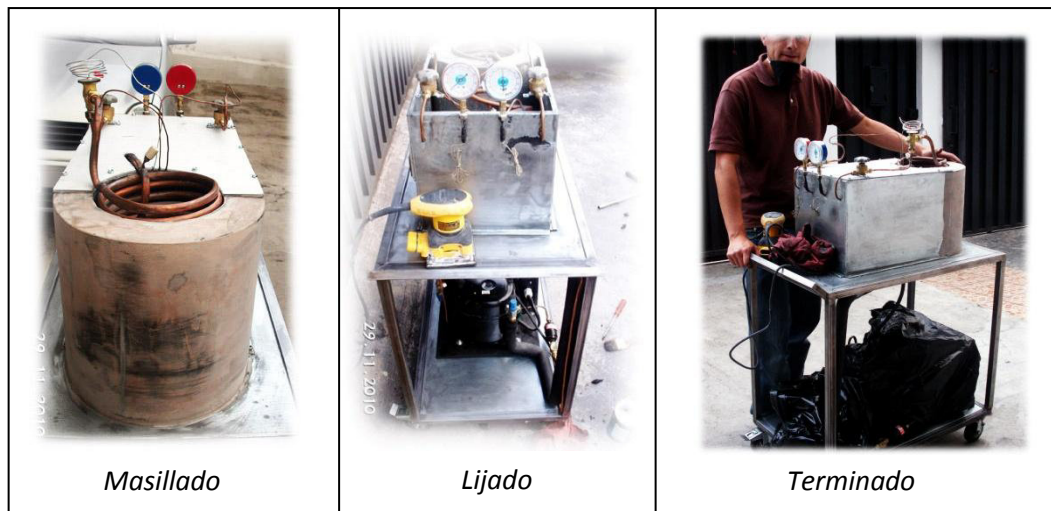


Figura 4.24. Proyecto unificado listo para pintar

Se considero, utilizar batido de piedra en el Nivel 2, material resistente y corrugado que brinda seguridad en cuanto a manipulación y resistencia al agua.

Con respecto a la estructura, se utilizo pintura de poliuretano y barniz, de acabado automotriz, para brindar seguridad y resistencia en cuanto a manipulación y operación.

Se utilizo felpa como forro, para el espacio y habitáculo interior del depósito en el nivel 2 y compartimientos en el nivel 1.

Finalmente se coloca el polímero transparente sobre el nivel 2, para dar un asilamiento externo del ambiente, y apreciar las conexiones con los distintos componentes integrados.

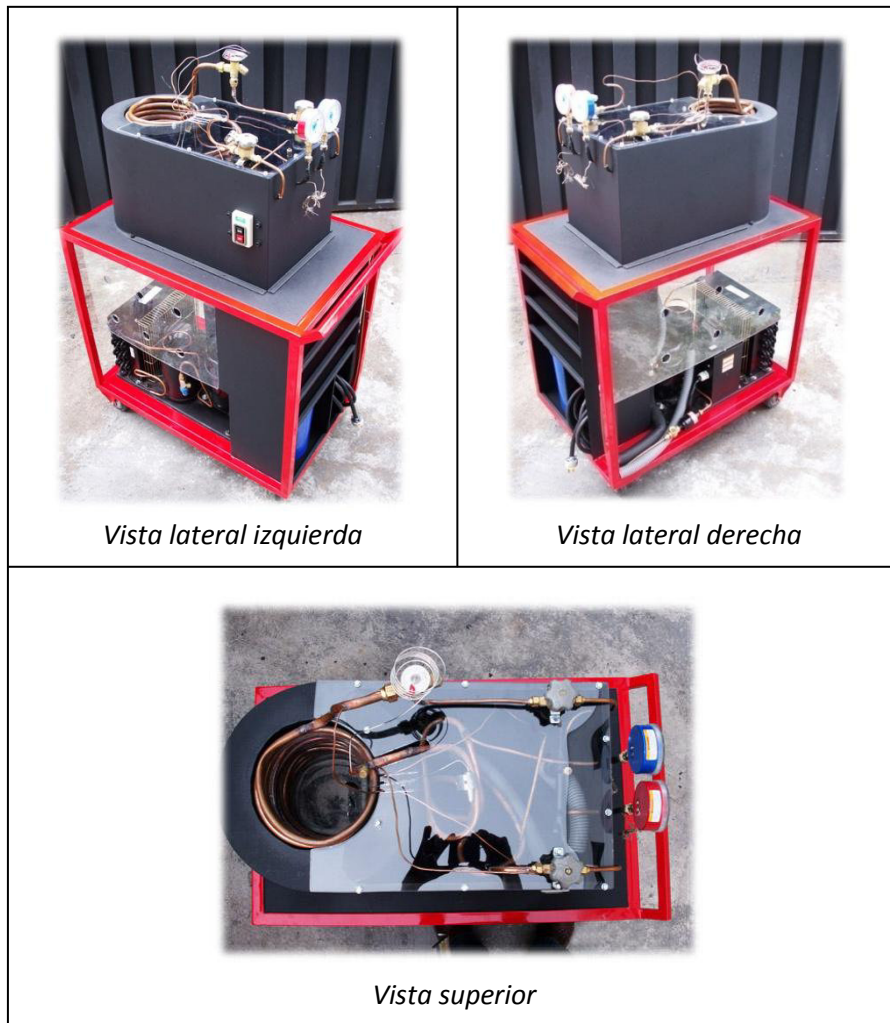


Figura 4.25. Acabado final

4.8. SEGURIDAD OPERATIVA

4.8.1. En proceso de construcción y montaje

Análisis de riesgos

En todo proceso constructivo, es necesario identificar los riesgos inherentes a la transformación de la materia prima en bienes o productos elaborados, por lo que para el caso de la fabricación del equipo de refrigeración se puede identificar la presencia de riesgos físicos, químicos y biológicos.

Riesgos físicos:

- La generación de calor, se presenta en el proceso de soldadura de los perfiles estructurales y tubería.
- Radiación, es un riesgo que aparece cuando se produce el arco eléctrico de la soldadura, por la presencia de ondas electromagnéticas.
- En el caso de la alta temperatura, en el proceso de soldadura se puede alcanzar la temperatura de fusión del acero materiales, alrededor de 1600°C.
- Shock eléctrico, es un riesgo al cual está expuesto el operario cuando se utiliza máquinas de soldar que trabajan con altos amperajes y voltajes de 220V.
- Ruido, se genera cuando se realiza el pulido o desbaste de los materiales.

Riesgos químicos:

- Presencia de humos y gases, por la fusión de materiales mediante soldadura.

Riesgos biológicos:

Los materiales, en especial los aceros están sujetos a la corrosión y a la presencia de biocorrosión, debido a la proliferación de algas, hongos y bacterias, las mismas que al contacto con la piel puede generar tétanos.

Por las consideraciones anteriores sobre la prevención de riesgos, durante el desarrollo de éste proyecto se ha utilizado las respectivas normas de seguridad industrial y equipos de protección adecuados para evitar lesiones a los operarios.

4.8.2. En proceso de operación

Cuando el equipo empieza su vida útil, es decir la puesta en marcha, es importante tomar en cuenta que puede estar sujeto a acciones o condiciones inseguras.

Acciones inseguras:

- Operar el equipo sin los conocimientos necesarios.
- Manipular el serpentín evaporador en funcionamiento.
- Cortar componentes del circuito.
- Regar líquidos inflamables.
- Manipular el sistema con manos húmedas.
- Operar el equipo en lugares pequeños con reducido espacio físico o ventilación.
- Obstruir los espacios para flujo de aire ventilado en condensador.
- Encender el sistema, con las llaves shut off cerradas.

- Dejar el depósito evaporador con líquido.

Condiciones inseguras:

- Vibración del equipo, al momento de su operación, puede provocar fallas o fisuras de las soldaduras.
- Presencia de humedad que favorece la biocorrosión.
- Sitio de trabajo inadecuado.
- Mala visibilidad para lectura de instrumentos.
- Pisos resbalosos.
- Operar el equipo sin supervisión.

CAPÍTULO 5

HOMOLOGACIÓN DEL PROYECTO

5.1. HOJA DE PRUEBAS

Para el levantamiento de datos que se registren en los instrumentos de medición se propone un modelo de hoja de pruebas acorde con la tabla 5.1., que permite dar un seguimiento al funcionamiento del sistema y por ende verificar y entender de manera real el comportamiento del equipo.

Tabla 5.1. Formato para tabulación de datos

Medición		Evaporador		Condensador	
Tiempo (min)	Temp. agua (°C)	P ₁ (PSI)	T ₁ (°C)	P ₂ (PSI)	T ₂ (°C)

5.2. PARÁMETROS DE CARGA

5.2.1. Refrigerante

Manejo y almacenamiento

Durante la manipulación o mantenimiento, existe la posibilidad de inhalar el refrigerante de las bombonas o contenedores del mismo, por lo que se considera evitar inhalar los posibles vapores al contacto con puntos calientes y precautelar que el líquido no entre en contacto con los ojos, la piel o ropa.

Operar en un lugar con ventilación adecuada.

No perforar y golpear los tanques.

No exponer al fuego o al calor.

Utilizar las bombonas autorizadas.

Considerar las instrucciones de las etiquetas como seguridad.

Almacenamiento

Almacenar los recipientes de refrigerante bajo techo y sombra, no exponer al sol o a una temperatura mayor a 50°C.

Mantener fuera de chispas o llamas.

No reutilizar los recipientes.

Propiedades físicas y químicas

Color: incoloro

Olor: ligeramente a éter.

Cambio de estado:

- Punto de congelación: -101°C
- Punto de ebullición: $-26,3^{\circ}\text{C}$

Inflamabilidad:

- No hay límites de inflamabilidad en el aire.
- Gas no inflamable.

5.2.2. Sistema

Volumen de agua en el evaporador: 6.4 lt

La masa de refrigerante en el evaporador (a 35min): 1,972 kg

VET 35min:

Temperatura de ingreso de agua en el evaporador: 20°C

Temperatura final del agua en el evaporador: $1,4^{\circ}\text{C}$

Capilar 35 min:

Temperatura de ingreso de agua en el evaporador: 20°C

Temperatura final del agua en el evaporador: $6,4^{\circ}\text{C}$

Los parámetros finales de proceso se han tabulado en un tiempo de 35 minutos de funcionamiento.

5.3. PROCEDIMIENTO DE CARGA

1. Verificar de parámetros de suministro del refrigerante.
2. Verificación de información técnica del refrigerante.
3. Vacío del sistema: hay que recordar que el objetivo del vacío es eliminar la presencia de humedad y de gases no condensables del sistema. Donde se instala el conjunto de manómetros manifiolod a la máquina de vacío.
 - Se conecta la bomba de vacío y se llega a 22mmHg en la aguja del manómetro de baja, es decir efectuar el vacío correspondiente y esperar 15 minutos aproximadamente.
 - Cerrar la llave del manómetro de baja, desconectar la bomba de vacío y dejar el sistema con vacío nuevamente por 15 minutos aproximadamente. Verificar que la medida de vacío sea igual, con lo que se garantiza que no exista fugas en el sistema y a su vez se deshidrata el mismo.
 - Garantizada la fiabilidad del circuito del sistema en cuanto a posibles fugas, se procede a abrir la llave del manómetro de baja para liberar el vacío e igualar las presiones correspondientes del circuito.
 - Así mismo se procede a la limpieza y barrido de posibles residuos de soldadura y humedad introduciendo nitrógeno al sistema presurizado hasta 120 PSI en el manómetro de baja y 150 PSI en el manómetro de alta. Realizando éste proceso por tres veces en intervalos de tiempo de 45min, 20min y 15min.

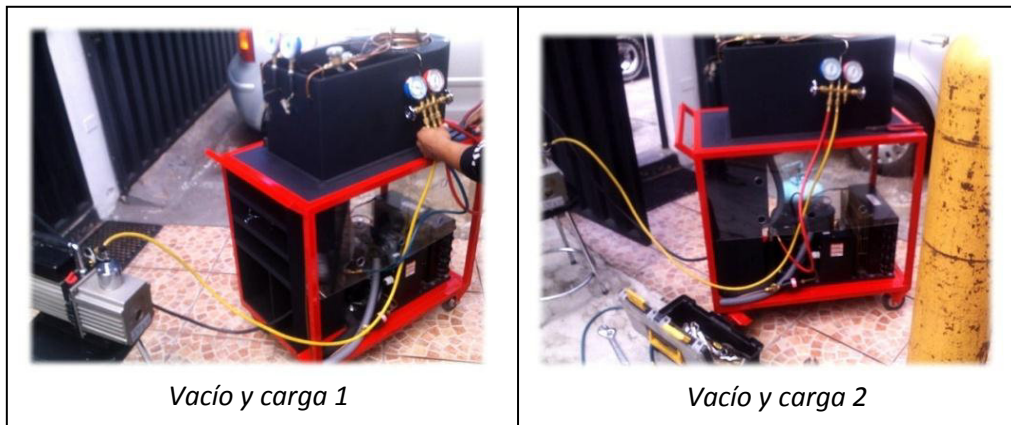


Figura 5.1. Vacío y verificación del sistema

4. Carga e inspección:

- Se procede a retirar la manguera amarilla de la bomba de vacío e instalar con la válvula de servicio del cilindro de refrigerante y la línea de succión del sistema.
- Se enciende el sistema de refrigeración, y se abre la llave del manómetro de baja parcialmente hasta completar la carga del mismo, en función de los requerimientos deseados, teniendo en cuenta una presión de equilibrio del sistema según el fabricante de 65/65 o según el funcionamiento del evaporador y su estado a la salida de éste, es decir cuando forme escarcha.
- Se tiene que evitar que la tubería de succión forme escarcha, es decir que tiene exceso de refrigerante, por lo tanto se debe sacar refrigerante hasta un trabajo ideal sin escarcha.
- Por último se cierra la llave de servicio de carga y se apaga el sistema.

5. Verificación de instrumentación: se verifica las presiones de equilibrio de los manómetros habilitando el tubo capilar, donde se tiene 55/60 aproximadamente.



Figura 5.2. Funcionamiento de manómetros

6. Verificación de fugas con agua jabonosa: se procede a untar agua jabonosa en las conexiones de componentes y circuito del sistema, para re verificar posibles fugas por seguridad.
7. Operación normal.

5.4. CALIBRACIÓN Y PUESTA A PUNTO

Grado de sobrecalentamiento (Superheat) para ubicación del bulbo en el evaporador

Se hace referencia al grado de recalentamiento o llamado también sobrecalentamiento, donde el gas refrigerante a su paso por el evaporador tiene que evaporarse en su totalidad, es decir que no existan gotas de líquido que puedan dañar el compresor. Para esto, se mantiene más tiempo el gas dentro del evaporador, asegurando que aumente unos 5 a 7 grados su temperatura.

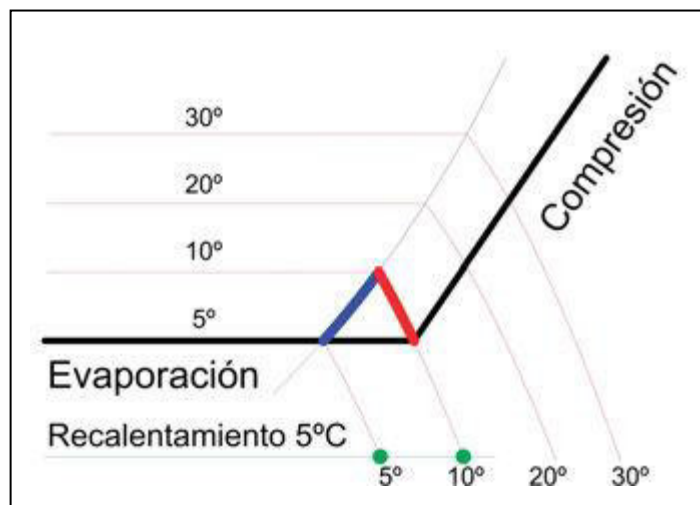


Figura 5.3. Diagrama de sobrecalentamiento ideal ⁴⁴

Tomar en cuenta que:

- Un recalentamiento bajo, puede provocar que llegue líquido refrigerante al compresor, por consiguiente puede generar un “golpe de líquido”.

⁴⁴ <http://www.yoreparo.com/>

- Un recalentamiento muy alto, puede provocar un aumento de la temperatura de descarga del compresor y por consiguiente una pérdida de rendimiento en el evaporador.
- La tubería del circuito de succión, después del evaporador tiene que estar aislada para evitar un recalentamiento excesivo.

Para saber cómo se mide el recalentamiento, se basó en las recomendaciones del fabricante, en este caso en el manual de instalación de la VET Danfoss tipos TS2 ⁴⁵. Donde se explica lo siguiente:

“El recalentamiento se mide en el lugar donde está situado el bulbo en la tubería de aspiración, el resultado es la diferencia entre la temperatura existente en el bulbo y la presión de evaporación/ temperatura de evaporación en el mismo lugar”.

Con ésta explicación base, se procede a buscar una información o guía más específica, para aplicar un método base a los principios de medición del fabricante. Método de un folleto virtual de “Refrigeración doméstica de Querétaro⁴⁶”.

Donde se especifica lo siguiente con el diagrama explicativo:

¿Cómo medir el sobrecalentamiento en el Evaporador?

Método recomendado por Bohn:

⁴⁵ <http://www.danfoss.com/Spain/>

⁴⁶ http://www.redoqro.com/pdf/med_sobre.pdf

“Medir la temperatura de la línea de succión próximo al lugar donde se localiza el sensor remoto de la VET. Obtener la presión succión que existe en la línea succión cerca donde el bulbo sensor es colocado o en la línea del igualador externo. Convertir la presión obtenida a temperatura de saturación del evaporador de tablas de Presión vs Temperatura. Restar la temperatura de saturación de la temperatura de la línea de succión. “La diferencia es el sobrecalentamiento”.

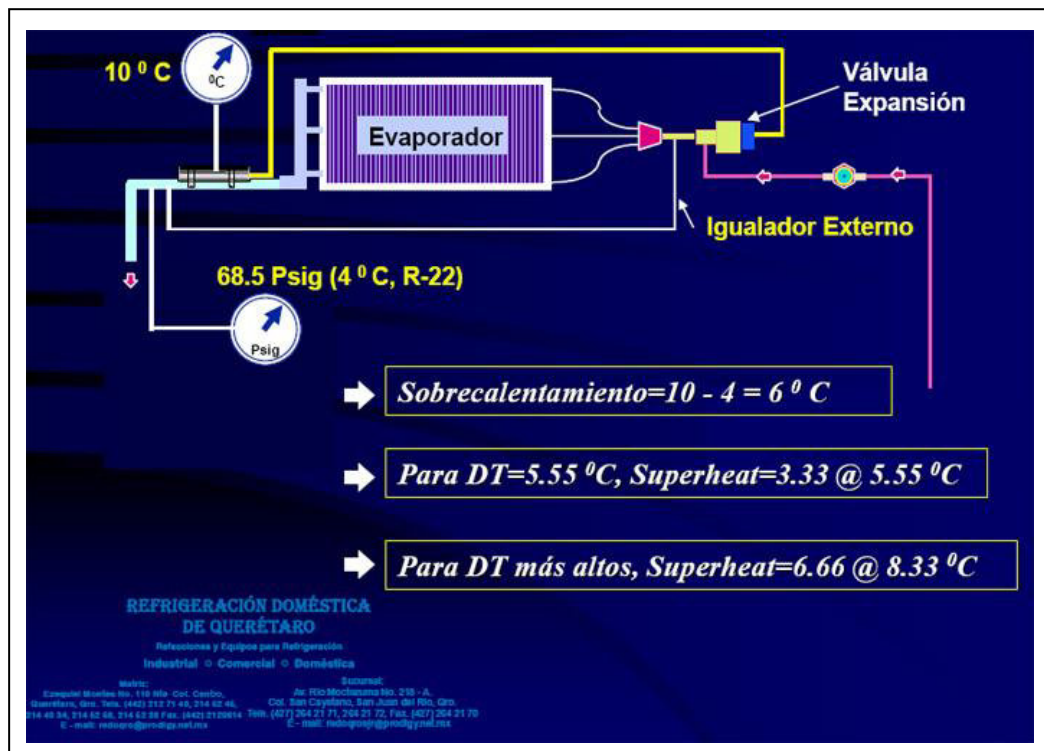


Figura 5.4. Diagrama de medición de sobrecalentamiento ⁴⁷

⁴⁷ http://www.redoqro.com/pdf/med_sobre.pdf

Situando temporalmente el bulbo a la salida del evaporador, y con el procedimiento planteado, se toma dato del termómetro y presión en el equipo.

Obteniendo los siguientes valores:

En un tiempo de funcionamiento de 25min cuando el sistema tiende a estabilizarse:

Se tomo la lectura del termómetro en un punto posterior al bulbo sensor:

Donde:

$$T_b = 0,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Se tomo la lectura de la presión de succión, obteniendo la temperatura de saturación en base a las tablas (unidad de presión = Mpa):

Donde:

$$P = 36 \text{ PSI}$$

$$= 0,2482 \text{ [Mpa]}$$

Para calcular la $T_s \text{ [}^\circ\text{C]}$, se interpolan los valores de la tabla 134a saturado, utilizando $[P_1]$:

Tabla 5.2. Tabla de saturación del refrigerante 134a

TABLA A-15a
Refrigerante 134a saturado - Tabla de temperatura

Temp. $^\circ\text{C}$ T	Pres MPa P_{sat}	Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
-8	0.217 04	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239
-4	0.252 74	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213

Donde:

$$T_s = -4,6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Para determinar el recalentamiento, se detalla en la figura 5.5. los datos obtenidos:

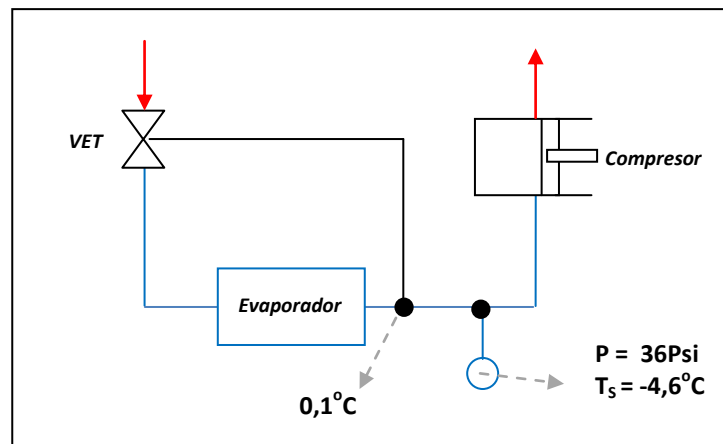


Figura 5.5. Valores obtenidos para ajustar el sobrecalentamiento, Juan Proaño (2011)

Donde:

$$0,1 - (-4,6) = 4,7^\circ\text{C} = \text{[}5^\circ\text{C]} \text{ de recalentamiento (Superheat)}$$

Con éste grado de recalentamiento, se asegura un sistema utilizando VET, que evapora en su totalidad el refrigerante a la salida del serpentín helicoidal (evaporador).

Con esto, se procede a sujetar el bulbo de forma definitiva, en base a las siguientes consideraciones y recomendaciones:

- El correcto funcionamiento de la VET, depende de la ubicación del bulbo sensor. Para esto ya se explicó el grado de recalentamiento que debe existir.
- El bulbo viene con una abrazadera metálica para su sujeción.
- Se situará en una superficie limpia y lisa.
- Se situará preferiblemente en un tramo horizontal.



Figura 5.6. Ubicación del bulbo con sobrecalentamiento de 5°C

5.5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

El resultado final de funcionamiento del sistema es eficiente, considerando que enfriar el medio (agua), utilizando cualquiera de los dos dispositivos instalados.

Se realizó una prueba de funcionamiento en parámetros en un tiempo transcurrido desde: 0 min, 2min, 5min, 8min, 15min, 25min y 35 min. Para así realizar un seguimiento y comprobar los parámetros cíclicos de funcionalidad.

5.5.1. Utilizando la válvula de expansión termostática VET

Se requiere tomar lectura de la temperatura del medio a enfriar, y las presiones y temperaturas del sistema en funcionamiento. Donde se detalla lo siguiente:

Equipo en 0min:

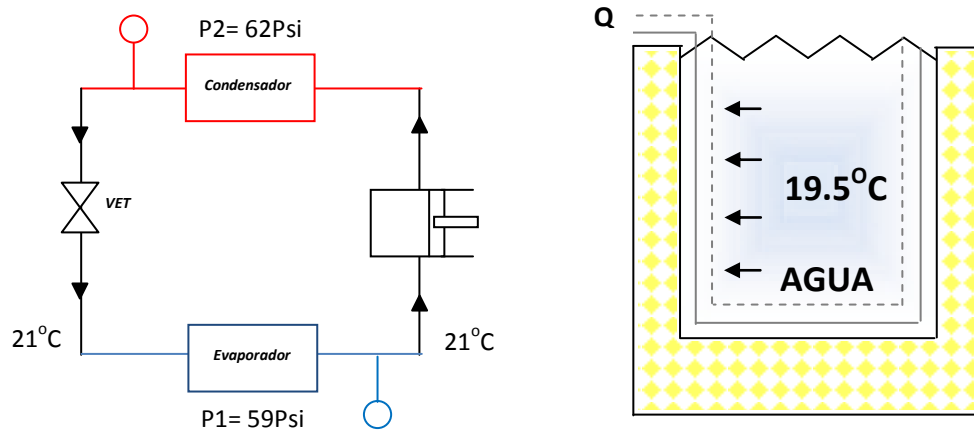


Figura 5.7. Parámetros de funcionamiento utilizando VET (0min)

Equipo funcionando en 2min:

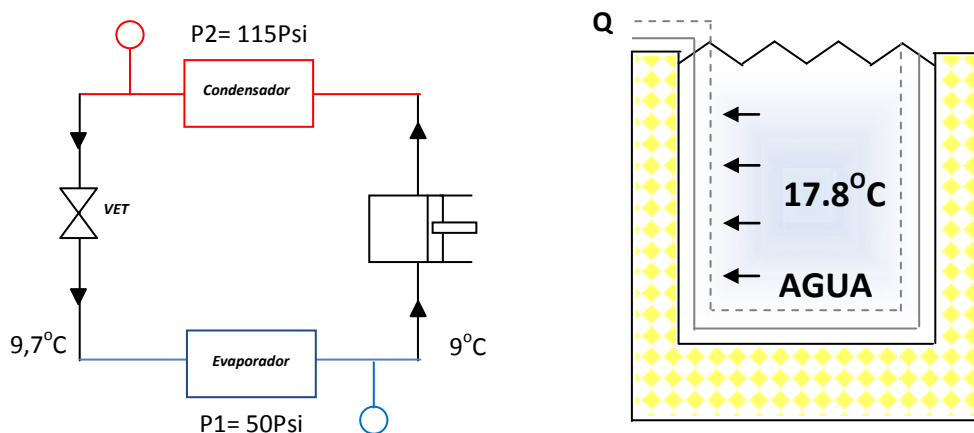


Figura 5.8. Parámetros de funcionamiento utilizando VET (2min)

Equipo funcionando en 5min:

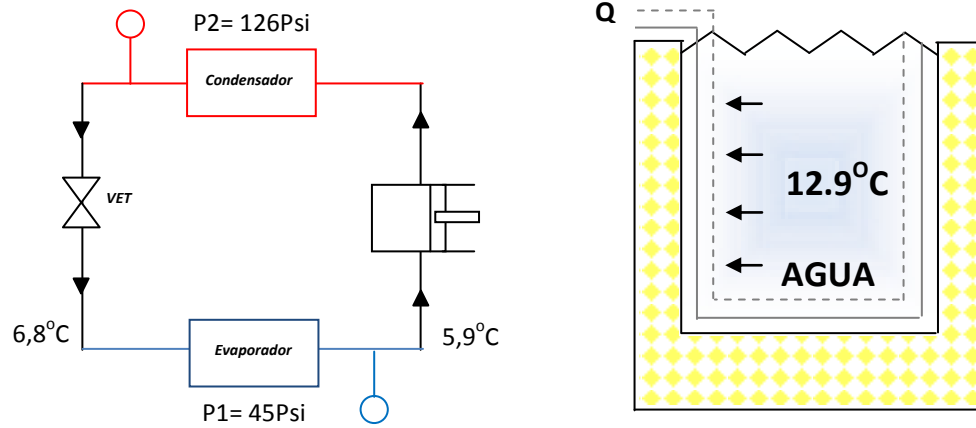


Figura 5.9. Parámetros de funcionamiento utilizando VET (5min)

Equipo funcionando en 8min:

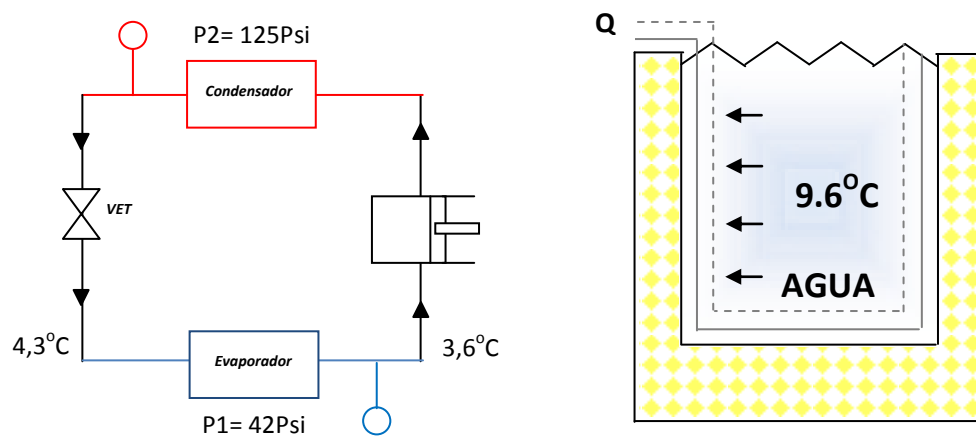


Figura 5.10. Parámetros de funcionamiento utilizando VET (8min)

Equipo funcionando en 15min:

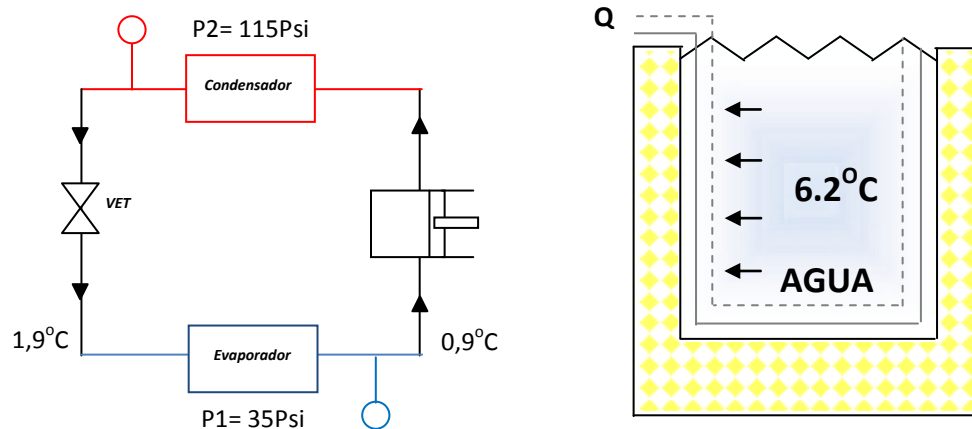


Figura 5.11. Parámetros de funcionamiento utilizando VET (15min)

Equipo funcionando en 25min:

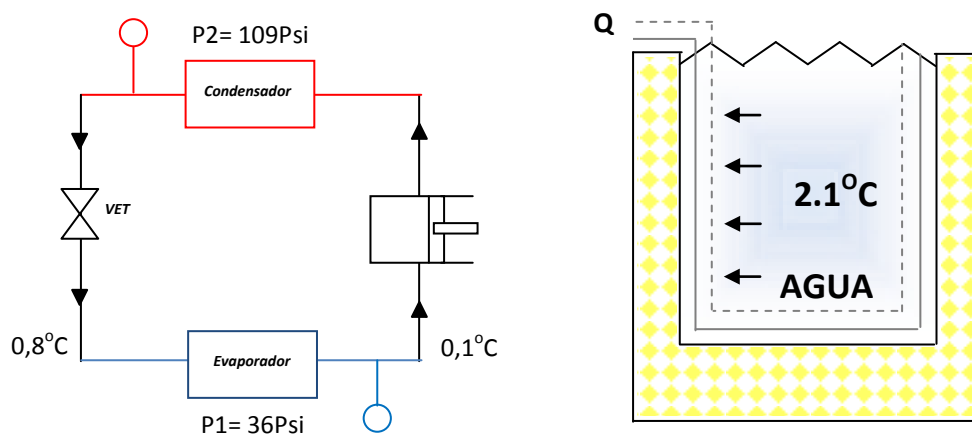


Figura 5.12. Parámetros de funcionamiento utilizando VET (25min)

Equipo funcionando en 35min:

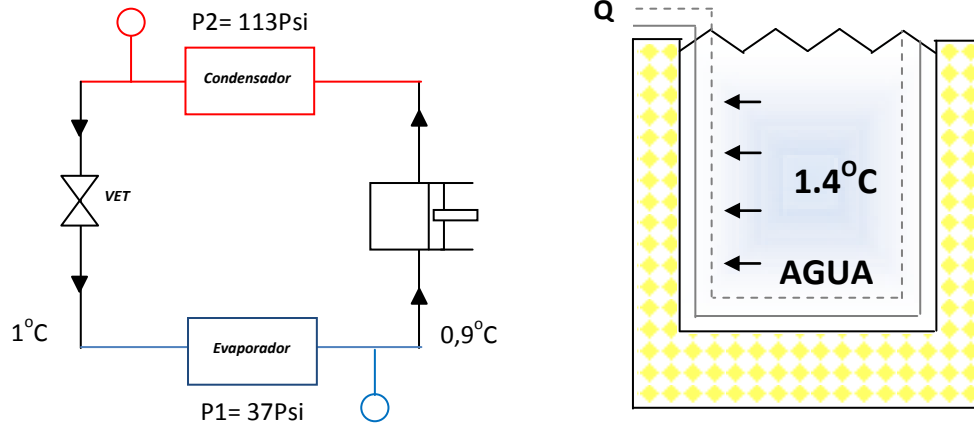


Figura 5.13. Parámetros de funcionamiento utilizando VET (35min)

5.5.2. Utilizando el tubo capilar

Se requiere tomar lectura de la temperatura del medio a enfriar, y las presiones y temperaturas del sistema en funcionamiento. Donde se detalla lo siguiente:

Equipo en 0min:

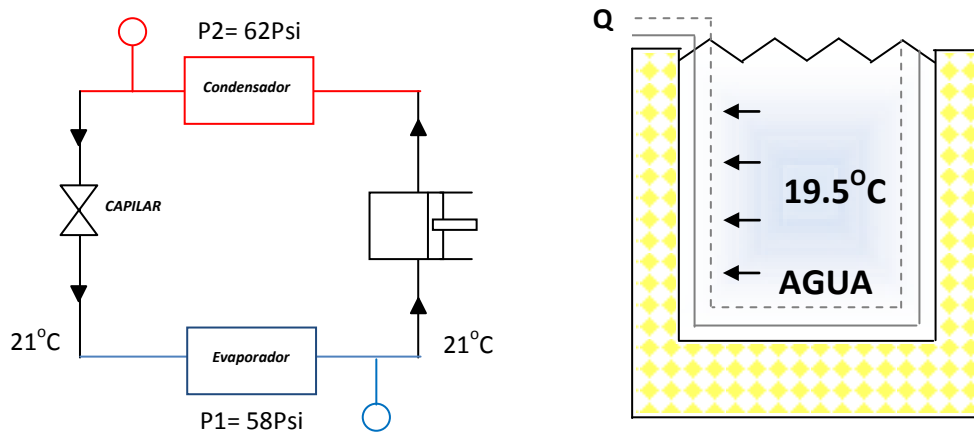


Figura 5.14. Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (0min)

Equipo funcionando en 2min:

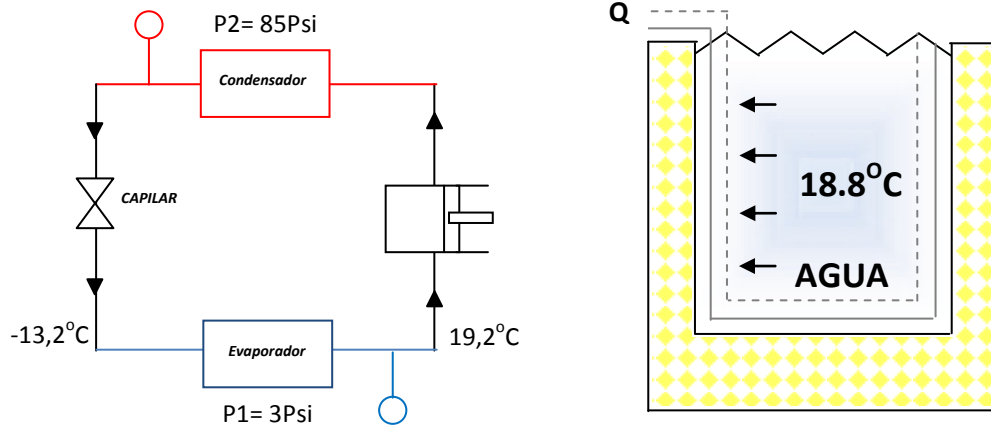


Figura 5.15. Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (2min)

Equipo funcionando en 5min:

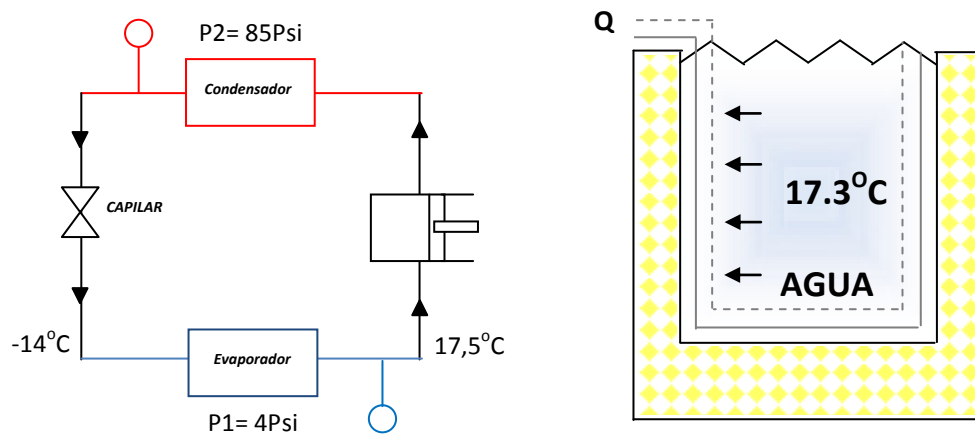


Figura 5.16. Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (5min)

Equipo funcionando en 8min:

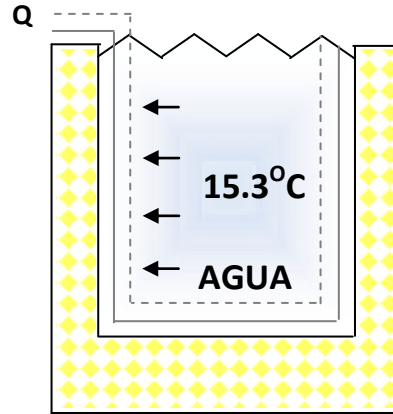
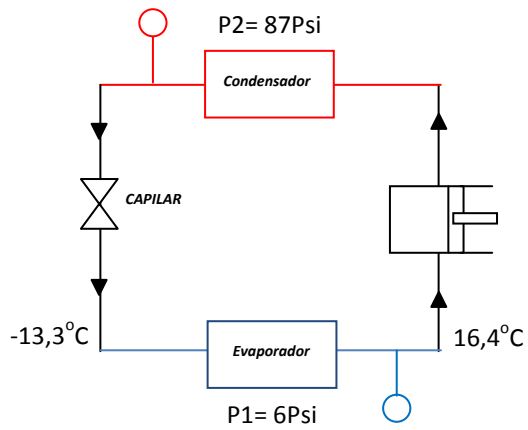


Figura 5.17. Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (8min)

Equipo funcionando en 15min:

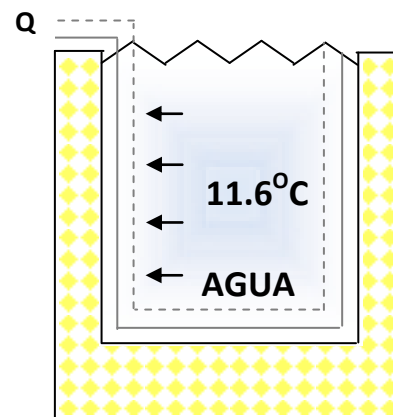
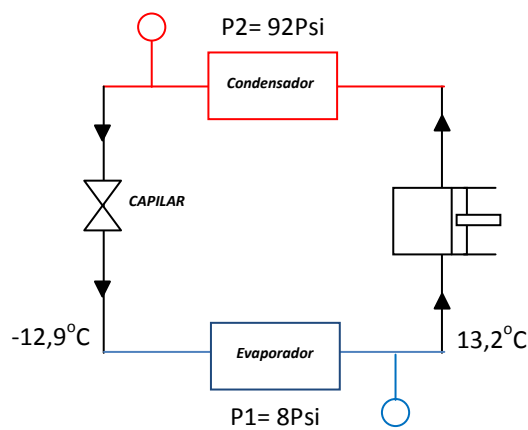


Figura 5.18. Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (15min)

Equipo funcionando en 25min:

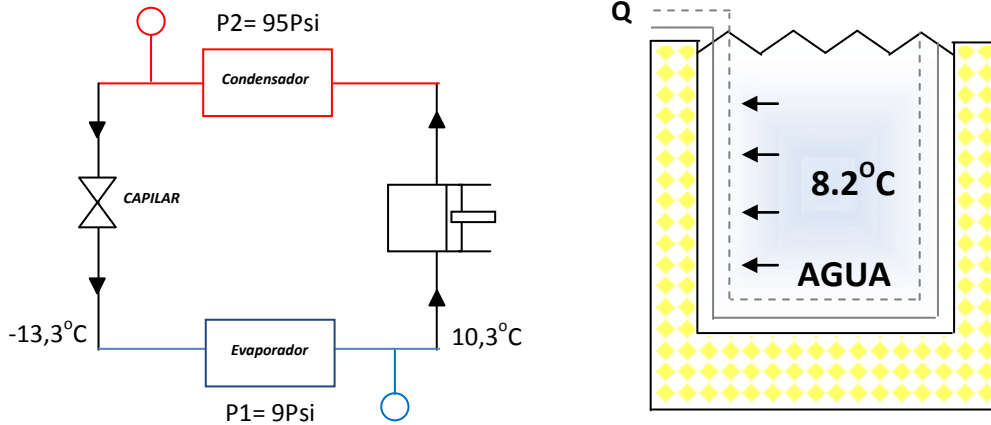


Figura 5.19. Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (25min)

Equipo funcionando en 35min:

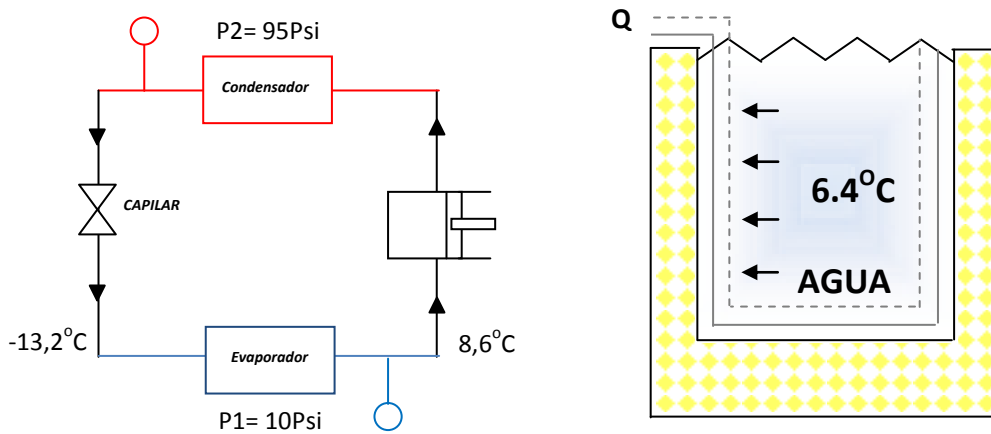


Figura 5.20. Parámetros de funcionamiento utilizando Capilar (35min)

5.6. ANÁLISIS DE DATOS

5.6.1. Análisis del banco de expansión de refrigerante

A continuación, se detalla el comparativo y resultado entre los dos dispositivos, con parámetros de tiempo, presiones y temperaturas.

Tabla 5.3. Cuadro comparativo funcional VET vs. CAPILAR

T (min)	VET	Temp Agua (°C)	Presión (PSI)		CAPILAR	Temp Agua (°C)	Presión (PSI)	
			Alta	Baja			Alta	Baja
0		19,5	62	59		19,5	62	58
2		17,8	115	50		18,8	85	3
5		12,9	126	45		17,3	85	4
8		9,6	125	42		15,3	87	6
15		6,2	115	35		11,6	92	8
25		2,1	109	36		8,2	95	9
35		1,5	113	37		6,4	95	10

En la tabla 5.3., se puede evidenciar la diferencia de funcionamiento y enfriamiento entre los dos dispositivos de expansión. Para visualizar de mejor manera ésta comparativa se realiza los siguientes gráficos:

Temperatura agua (°C) vs tiempo (min) utilizando VET y Capilar

En la figura 5.21., se puede evidenciar que el dispositivo VET, tiene un rendimiento superior para lograr enfriar a los 6.4 litros de agua (35min), enfriando el agua a una temperatura de 1,5°C, mientras que el tubo capilar llega a enfriar una temperatura de 6,4°C. Con lo cual se deduce un desfase final aproximado de 4,9°C de temperatura. Tener en cuenta que las temperaturas pueden variar según el ambiente en cual se desarrolle las prácticas y operación del equipo.

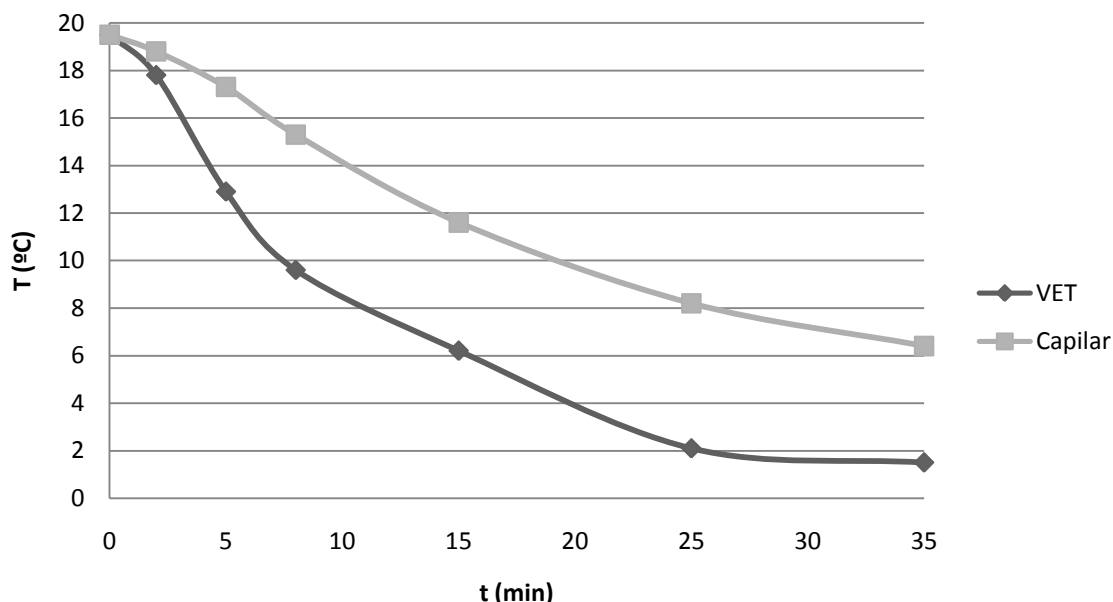


Figura 5.21. Temperatura del agua con los dos dispositivos en intervalos de tiempo

Con los dos dispositivos de expansión utilizados se demuestra el funcionamiento de expansión, que por su fiabilidad, instalación, costo y simple construcción, permiten interactuar y adecuar un sistema de compresión de vapor para expandir el refrigerante aplicado bajo parámetros reales de operación. Logrando comparar e identificar dos tipos de expansión en cuanto a trabajo de operación se refiere.

Presión (PSI) vs tiempo (min) utilizando VET

En la figura 5.22., se observa que el dispositivo VET, trabaja a mayor presión, ya que el flujo de refrigerante hacia el evaporador es censado por medio del bulbo sensor mediante el grado de sobrecalentamiento, teniendo una variación de presión en su funcionamiento.

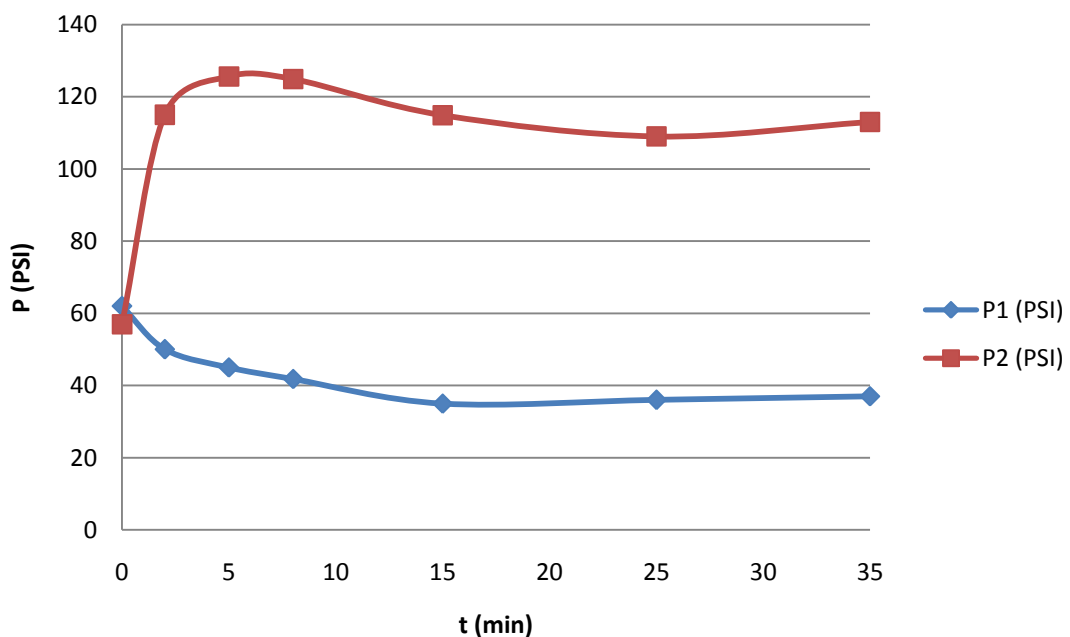


Figura 5.22. Presiones de operación del dispositivo VET

Presión (PSI) vs tiempo (min) utilizando Capilar

En la figura 5.23., se observa que el dispositivo capilar, trabaja a presión constante, ya que el flujo de refrigerante hacia el evaporador es no es censado, y el refrigerante fluye de forma constante, teniendo una caída de presión súbita hacia la entrada del evaporador debido al diámetro de la tubería capilar.

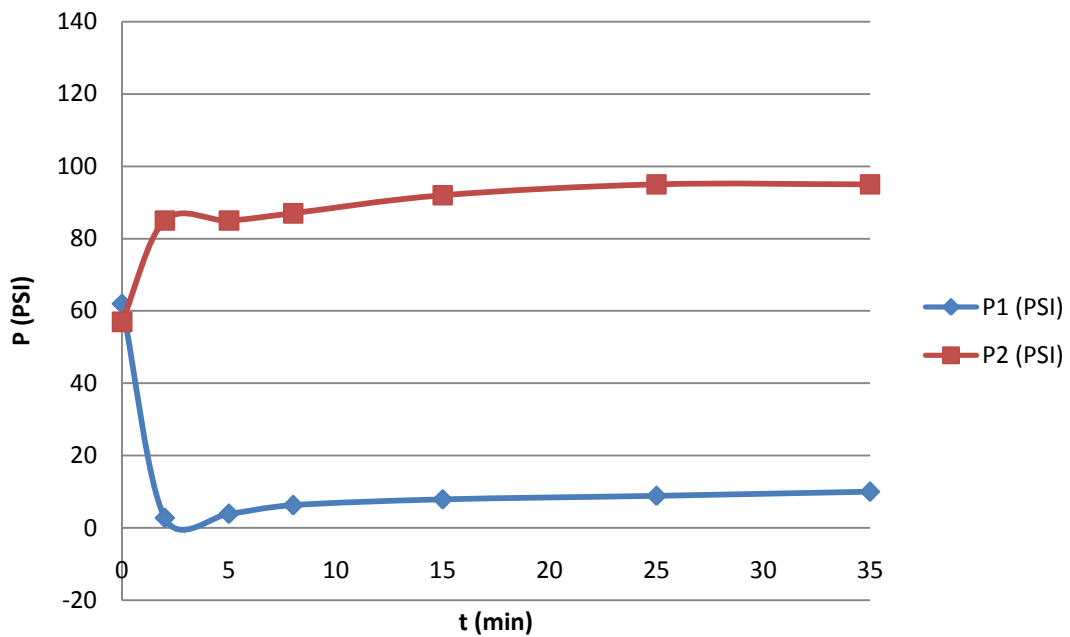


Figura 5.23. Presiones de operación del dispositivo Capilar

5.6.2. Análisis termodinámico del sistema

Los diagramas de temperatura-entropía y presión-entalpía, permiten identificar el funcionamiento y trabajo del sistema de refrigeración y fundamenta los parámetros de medición obtenidos para establecer si el funcionamiento del sistema es adecuado y cumple con los requerimientos establecidos.

Partiendo de la presión y temperatura cómo datos conocidos se puede trazar sobre los diagrama e identificar el rendimiento del sistema. De tal forma que se interpolan los datos de presiones y temperaturas utilizando la tabla del refrigerante 134a. Detallando lo siguiente:

Funcionamiento del sistema con VET – 35min

La lectura manométrica del equipo, opera con la unidad PSI. La tabla lectura del refrigerante utiliza [Mpa] como unidad de presión, por lo que se requiere convertir PSI a Mpa.

Teniendo: 1PSI = 0,0069 Mpa

Donde se detalla:

$$P_1 = 37 \text{ PSI} \times 0,0069 \text{ Mpa} = \mathbf{0,2553 \text{ Mpa}}$$

$$P_2 = 113 \text{ PSI} \times 0,0069 \text{ Mpa} = \mathbf{0,7797 \text{ Mpa}}$$

Para interpolar los valores requeridos en la tabla de propiedades del 134a se utiliza la ecuación (2.3.) o bien el formato digital desarrollado en Excel. (Anexo I).

Para determinar la temperatura de saturación (T_1), entropía (S_1) y entalpía (h_1), con P_1 igual a 0,2553 Mpa, se utiliza la tabla 5.4.

Tabla 5.4. Parámetros de saturación a P_1 , (CENGEL, p. 922)

Temp. °C T	Pres MPa P_{sat}	Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
-4	0.252 74	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213
0	0.292 82	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190

Donde se obtiene:

$$T_1 = -3,7\text{ °C}$$

$$S_1 = 0,9211 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_1 = 245,06 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Para determinar la temperatura de sobrecalentamiento (T_2), con entropía constante ($S_1=S_2$) y entalpia (h_2), con P_2 igual a 0,7797 Mpa considerando aproximar su valor a 0,8 Mpa, donde se utiliza la tabla 5.5.

Tabla 5.5. Parámetros del vapor sobrecalentado a P_2 , (CENGEL, p. 926)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
$P = 0.80 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 31.33\text{ °C})$				
Sat.	0.02547	243.78	264.15	0.9066
40	0.02691	252.13	273.66	0.9374

Donde se obtiene:

$$T_2 = 35,41\text{ °C}$$

$$S_1 = S_2 = 0,9211 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_2 = 268,63 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Para determinar entalpía (h_3) y entropía (S_3), con P_2 igual a 0,8 Mpa con una temperatura de saturación de 31,33°C, se utiliza la tabla 5.6.

Tabla 5.6. Parámetros de saturación a P_2 , (CENGEL, p. 922)

Temp. °C T	Pres MPa P_{sat}	Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
30	0.770 06	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070
32	0.815 28	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064

Donde se obtiene:

$$S_3 = 0,3458 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_3 = 93,41 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Se determina que $h_3 = h_4$, debido al proceso de estrangulamiento:

Donde se obtiene:

$$h_4 = 93,41 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Cálculo de flujo másico (\dot{m}) en el evaporador:

Datos:

$$3100 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$$

Capacidad de refrigeración

$$ER = h_1 - h_4 = 151,64 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Efecto de refrigeración

$$1 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right) = 0,430 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

$$0,01 \left(\frac{\text{Lb}}{\text{min}} \right) = 0,000075599 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Donde:

$$\dot{m} = \frac{q}{ER}$$

$$\dot{m} = \frac{51,66 \frac{\text{BTU}}{\text{min}}}{65,21 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}}$$

$$\dot{m} = 0,79 \frac{\text{Lb}}{\text{min}}$$

El dato técnico de flujo másico del sistema es de $47,3 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$, y el dato obtenido es de $47,4 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$, con lo que se confirma el dato obtenido. Por consiguiente éste valor es de $0,0060 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

Cálculo del ER o calor (Q_L) que absorbe el evaporador:

Donde:

$$Q_L = \dot{m} (h_1 - h_4)$$

$$Q_L = 0,0060 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (151,65 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}})$$

$$Q_L = 0,9099 \text{ kw}$$

$$Q_L = 909,9 \text{ W}$$

El resultante 0,9099 kw, es la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado.

Cálculo de trabajo (W_e) que genera el compresor:

Donde:

$$W_e = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$W_e = 0,0060 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (23,57 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}})$$

$$W_e = 0,1414 \text{ kw}$$

$$W_e = 141,4 \text{ W}$$

El resultante 0,1414 kw, es la potencia de entrada al compresor.

Cálculo de calor (Q_H) que cede el condensador:

Donde:

$$Q_H = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

$$Q_H = 0,0060 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (175,22 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}})$$

$$Q_H = 1,0513 \text{ kw}$$

$$Q_H = 1051,3 \text{ W}$$

O también:

$$Q_H = Q_L + W_e$$

$$Q_H = 0,9099 + 0,1414$$

$$Q_H = 1,0513 \text{ kw}$$

$$Q_H = 1051,3 \text{ W}$$

El resultante 1,0513 kw, es la tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente.

Cálculo de coeficiente de operación (COP_R) del sistema:

Donde:

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_e}$$

$$COP_R = \frac{0,9098}{0,1414}$$

$$COP_R = 6,43$$

Se deduce que el sistema elimina **6,43** unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

Diagrama Presión – Entalpía (P- h) VET 35min

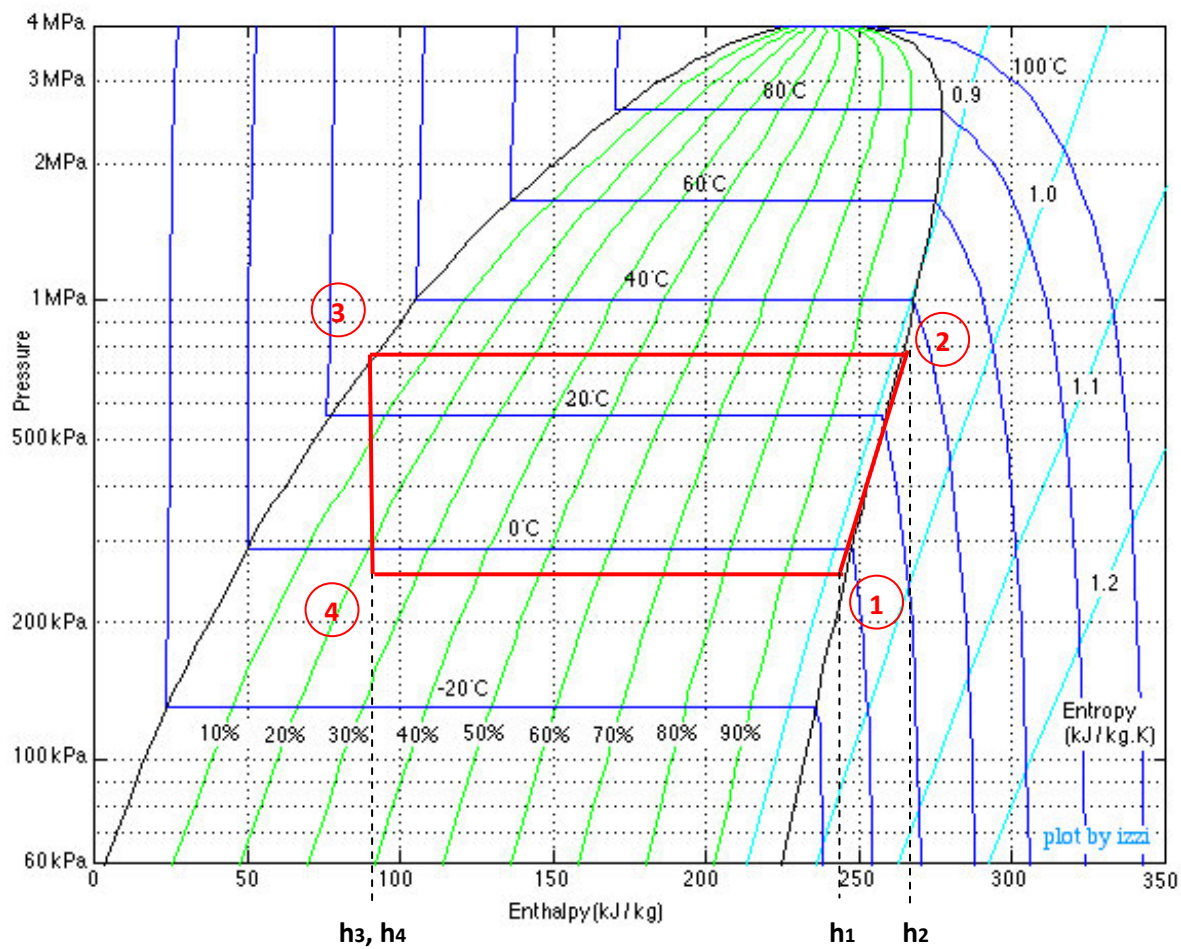
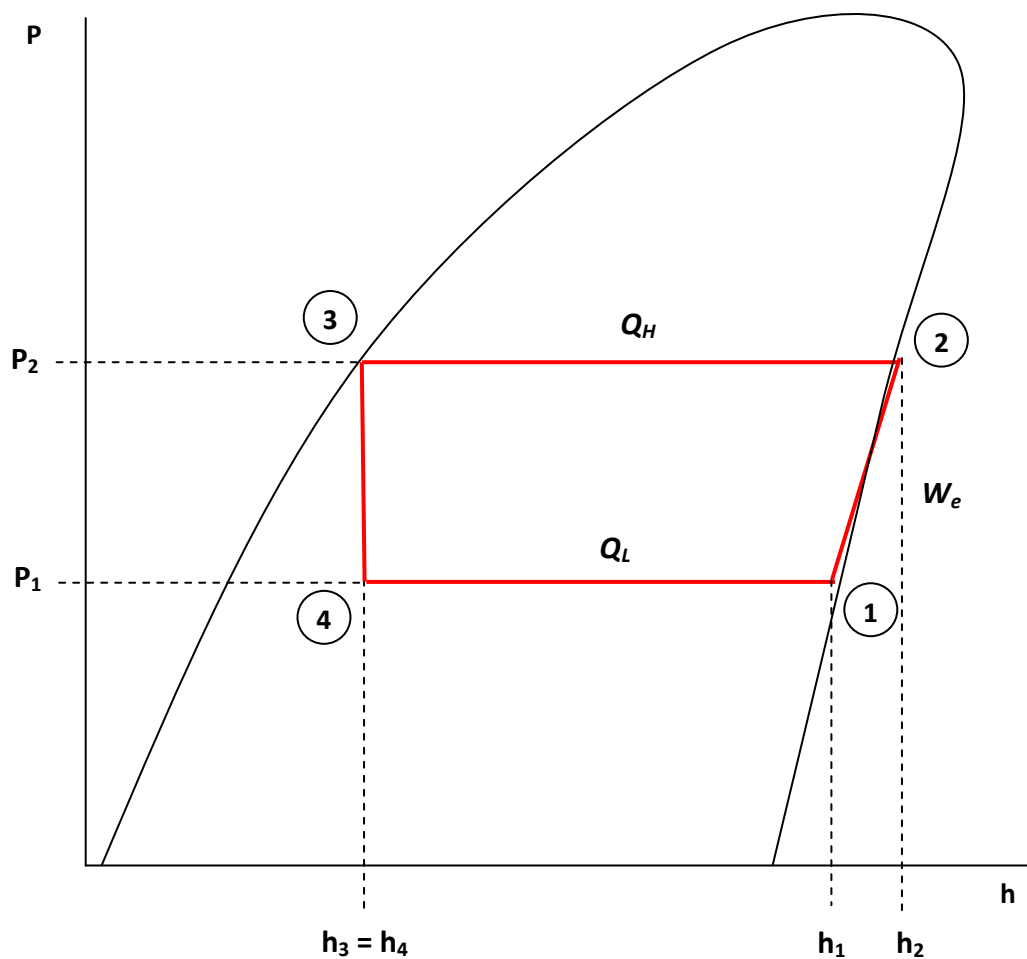


Figura 5.24. Funcionamiento del sistema, diagrama P-h del 134a con VET

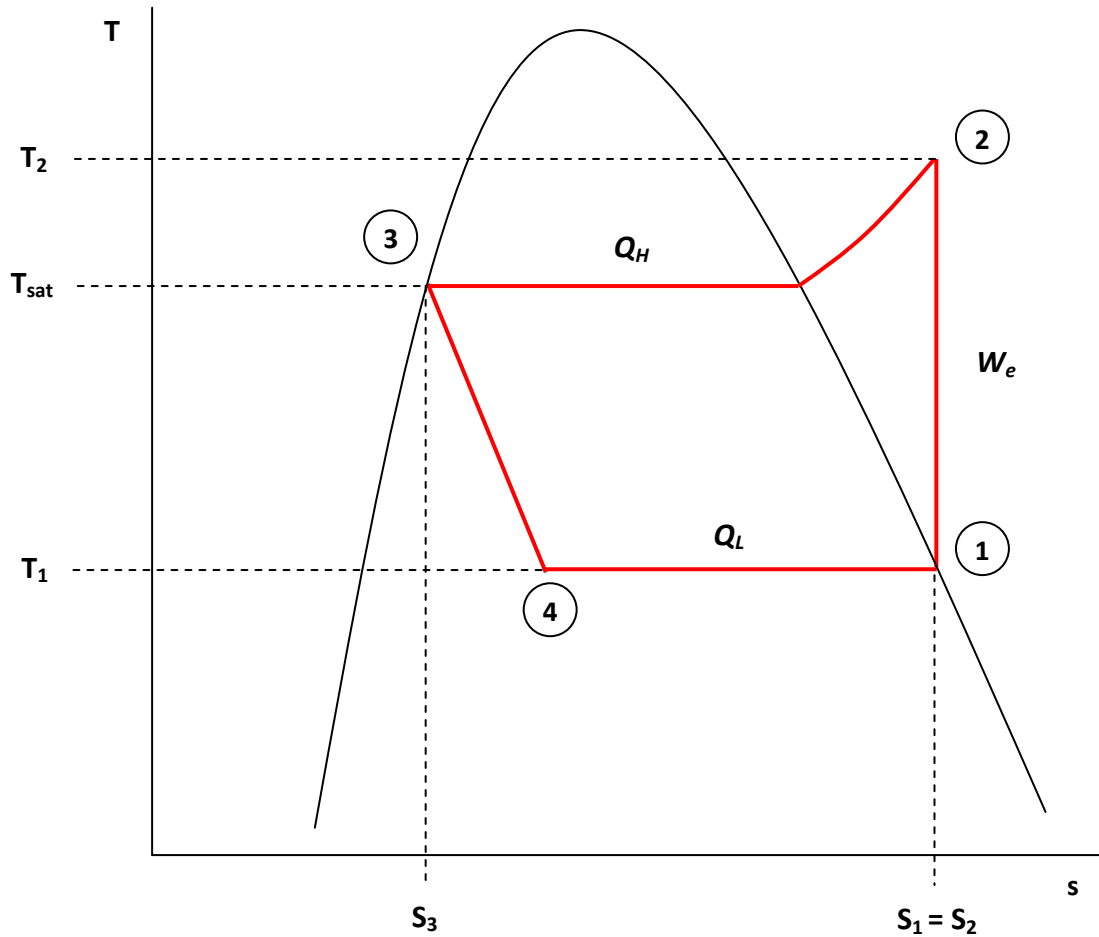
Diagrama Presión – Entalpía (P- h) VET 35min



$P_1 = 0,2553 \text{ Mpa}$ $P_2 = 0,8 \text{ Mpa}$ $h_1 = 245,06 \text{ KJ/kg}$ $h_2 = 268,63 \text{ KJ/kg}$ $h_3 = 93,41 \text{ KJ/kg}$ $h_4 = h_3$

Figura 5.25. Funcionamiento del sistema, diagrama P-h con VET

Diagrama Temperatura – Entropía (T- s) VET 35min



$T_1 = -3,7^{\circ}\text{C}$
$T_{sat} = 31,33^{\circ}\text{C}$
$T_2 \approx 35,41^{\circ}\text{C}$
$S_1 = 0,9211 \text{ KJ/kg}\cdot\text{k}$
$S_2 = S_1$
$S_3 = 0,3458 \text{ KJ/kg}\cdot\text{k}$

Figura 5.26. Funcionamiento del sistema, diagrama T-s con VET

Funcionamiento del sistema con Capilar – 35min

La lectura manométrica del equipo, opera con la unidad PSI. La tabla lectura del refrigerante utiliza [Mpa] como unidad de presión, por lo que se requiere convertir PSI a Mpa.

Teniendo: 1PSI = 0,0069 Mpa

Donde se detalla:

$$P_1 = 10 \text{ PSI} \times 0,0069 \text{ Mpa} = \mathbf{0,069 \text{ Mpa}}$$

$$P_2 = 95 \text{ PSI} \times 0,0069 \text{ Mpa} = \mathbf{0,6555 \text{ Mpa}}$$

Para interpolar los valores requeridos en la tabla de propiedades del 134a se utiliza la ecuación (2.3.) o bien el formato digital desarrollado en Excel. (Anexo I).

Para determinar la temperatura de saturación (T_1), entropía (S_1) y entalpía (h_1), con P_1 igual a 0,069 Mpa, se utiliza la tabla 5.7.

Tabla 5.7. Parámetros de saturación a P_1 , (CENGEL, p. 922)

Temp. °C T	Pres MPa P_{sat}	Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
-36	0.063 32	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506
-32	0.077 04	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456

Donde se obtiene:

$$T_1 = -33,34 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S_1 = 0,9485 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_1 = 226,44 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Para determinar la temperatura de sobrecalentamiento (T_2), con entropía constante ($S_1=S_2$) y entalpia (h_2), con P_2 igual a 0,6555 Mpa considerando aproximar su valor a 0,70 Mpa, donde se utiliza la tabla 5.8.

Tabla 5.8. Parámetros del vapor sobrecalentado a P_2 , (CENGEL, p. 926)

T $^\circ\text{C}$	v m^3/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
$P = 0.70 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 26.72^\circ\text{C})$				
Sat.	0.02918	241.42	261.85	0.9080
30	0.02979	244.51	265.37	0.9197
40	0.03157	253.83	275.93	0.9539

Donde se obtiene:

$$T_2 = 38,42 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S_1 = S_2 = 0,9485 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_2 = 274,26 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Para determinar entalpía (h_3) y entropía (S_3), con P_2 igual a 0,7 Mpa con una temperatura de saturación de $26,72^\circ\text{C}$, se utiliza la tabla 5.9.

Tabla 5.9. Parámetros de saturación a P_2 , (CENGEL, p. 922)

Temp. °C T	Pres MPa P_{sat}	Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat. h_f	Evap. h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g
26	0.685 30	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082
28	0.726 75	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076

Donde se obtiene:

$$S_3 = 0,3241 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} * \text{k} \right)$$

$$h_3 = 86,76 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Se determina que $h_3 = h_4$, debido al proceso de estrangulamiento:

Donde se obtiene:

$$h_4 = 86,76 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Cálculo de flujo másico (\dot{m}) en el evaporador:

Datos:

$$3100 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$$

Capacidad de refrigeración

$$ER = h_1 - h_4 = 139,68 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Efecto de refrigeración

$$1 \left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right) = 0,430 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

$$0,01 \left(\frac{\text{Lb}}{\text{min}} \right) = 0,000075599 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Donde:

$$\dot{m} = \frac{q}{ER}$$

$$\dot{m} = \frac{51,66 \frac{\text{BTU}}{\text{min}}}{60,06 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}}$$

$$\dot{m} = 0,86 \frac{\text{Lb}}{\text{min}}$$

El dato técnico de flujo másico del sistema es de $47,3 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$, y el dato obtenido es de $51,6 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$, con lo que se confirma el dato obtenido. Por consiguiente éste valor es de $0,0065 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

Cálculo del ER o calor (Q_L) que absorbe el evaporador:

Donde:

$$Q_L = \dot{m} (h_1 - h_4)$$

$$Q_L = 0,0065 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (139,68 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}})$$

$$Q_L = 0,9079 \text{ kw}$$

$$Q_L = 907,9 \text{ W}$$

El resultante $0,9079 \text{ kw}$, es la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado.

Cálculo de trabajo (W_e) que genera el compresor:

Donde:

$$W_e = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$W_e = 0,0065 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (47,82 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}})$$

$$W_e = 0,3108 \text{ kw}$$

$$W_e = 310,8 \text{ W}$$

El resultante 0,3108 kw, es la potencia de entrada al compresor.

Cálculo de calor (Q_H) que cede el condensador:

Donde:

$$Q_H = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

$$Q_H = 0,0065 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (187,54 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}})$$

$$Q_H = 1,2190 \text{ kw}$$

$$Q_H = 1219 \text{ W}$$

O también:

$$Q_H = Q_L + W_e$$

$$Q_H = 0,9079 + 0,3108$$

$$Q_H = 1,2187 \text{ kw}$$

$$Q_H = 1218,7 \text{ W}$$

El resultante 1,2187 kw, es la tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente.

Cálculo de coeficiente de operación (COP_R) del sistema:

Donde:

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_e}$$

$$COP_R = \frac{0,9079}{0,3108}$$

$$COP_R = 2,92$$

Se deduce que el sistema elimina **2,92** unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

Diagrama Presión – Entalpía (P- h) Capilar 35min

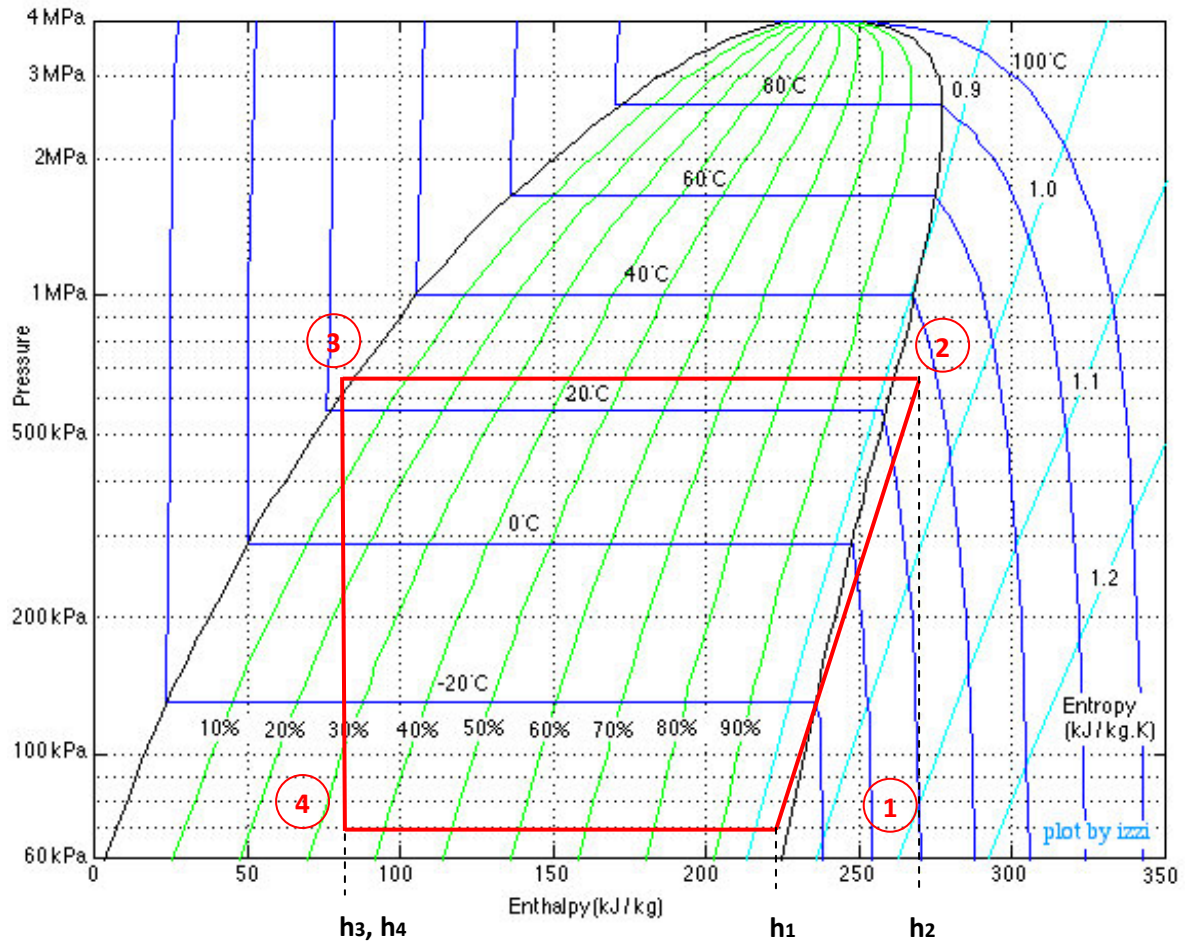
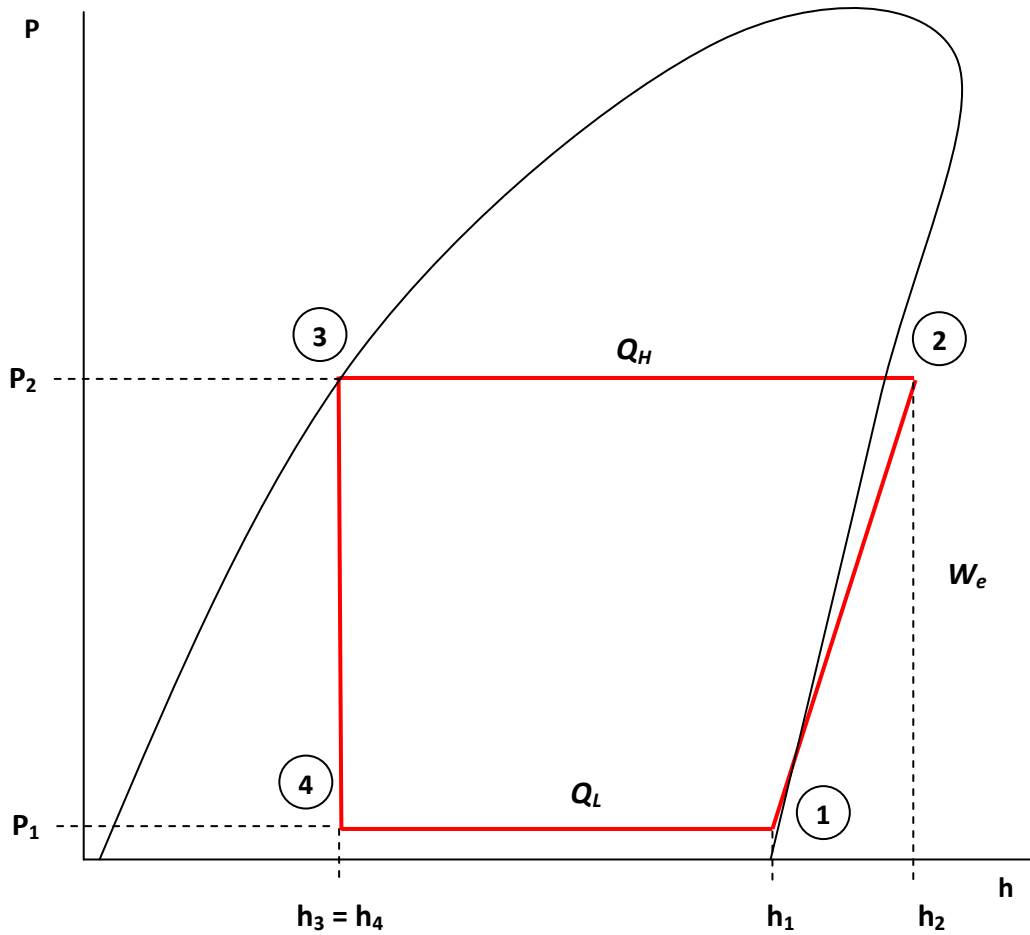


Figura 5.27. Funcionamiento del sistema, diagrama P-h del 134a con Capilar

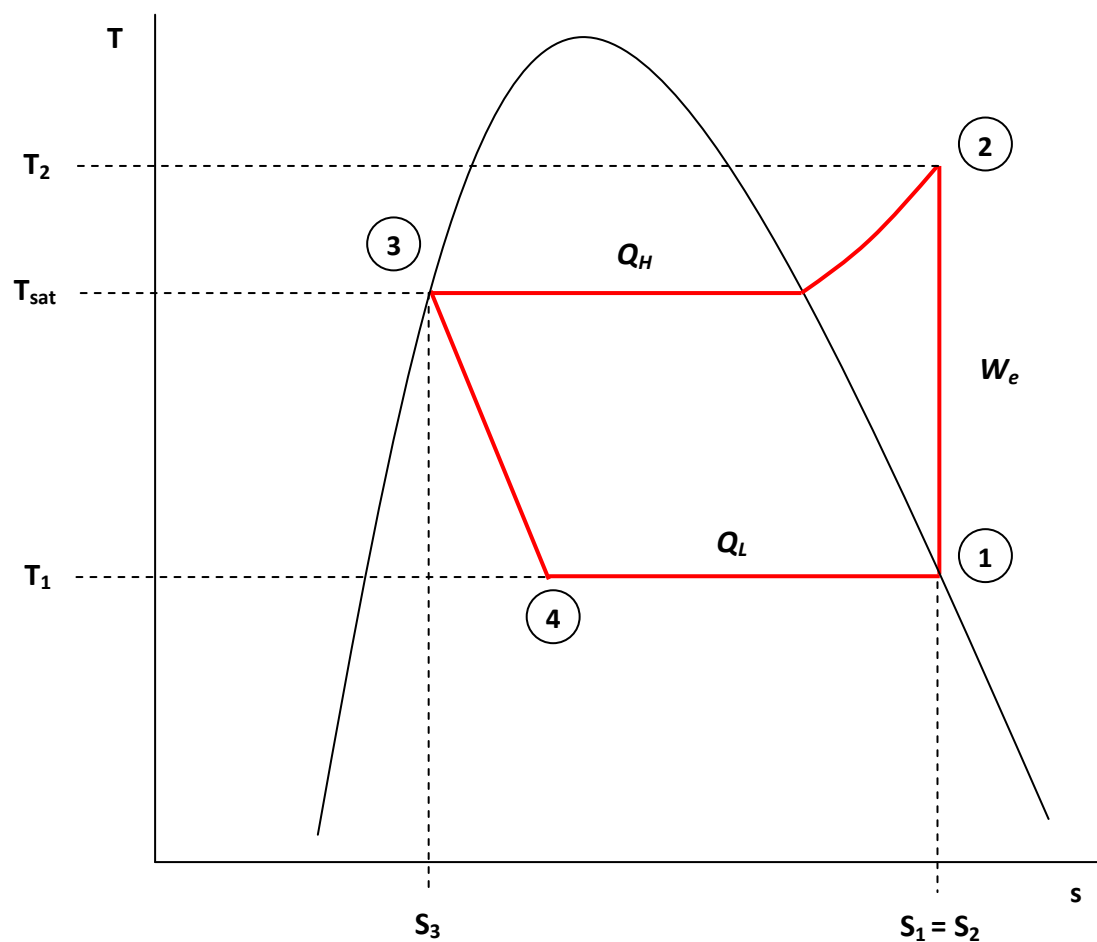
Diagrama Presión – Entalpía (P- h) Capilar 35min



$P_1 = 0,2553 \text{ Mpa}$
$P_2 = 0,8 \text{ Mpa}$
$h_1 = 245,06 \text{ KJ/kg}$
$h_2 = 268,63 \text{ KJ/kg}$
$h_3 = 93,41 \text{ KJ/kg}$
$h_4 = h_3$

Figura 5.28. Funcionamiento del sistema, diagrama P-h con Capilar

Diagrama Temperatura – Entropía (T- s) Capilar 35min



$T_1 = -3,7^\circ\text{C}$
$T_{sat} = 31,33^\circ\text{C}$
$T_2 \approx 35,41^\circ\text{C}$
$S_1 = 0,9211 \text{ KJ/kg}\cdot\text{k}$
$S_2 = S_1$
$S_3 = 0,3458 \text{ KJ/kg}\cdot\text{k}$

Figura 5.29. Funcionamiento del sistema, diagrama T-s con Capilar

Realizado los cálculos para obtener el COP del sistema, se realiza el comparativo entre los dos dispositivos. Donde coeficiente de operación utilizando la válvula de expansión termostática es mayor que el tubo capilar. Se tiene un mejor rendimiento con la VET, cual opera menor potencia y trabajo del compresor, mientras que el tubo capilar realiza mayor trabajo en el compresor y su enfriamiento es un poco menor al de la VET.

Tabla 5.10. Cuadro comparativo de rendimiento VET vs. CAPILAR

Dispositivo	W_e	ER	Q_H	C.O.P.
VET	141,4 W	909,9 W	1051,3 W	6,43
Capilar	310,8 W	907,9 W	1219 W	2,92

5.7. GUÍA DE PRÁCTICAS

Se ha desarrollado dos guías de prácticas que comprenden lo siguiente: el reconocimiento del equipo, tomando en consideración criterios de seguridad, en la segunda práctica se propone la guía para el análisis del funcionamiento del equipo, de acuerdo a lo que se puede observar en los anexos J.

5.8. GUÍA DE MANTENIMIENTO

El equipo opera bajo parámetros internos en su circuito, donde su temperatura y presión varían constantemente, sin involucrar un daño exterior del equipo, pero sí un control en sus componentes y funcionamiento.

El mantenimiento nos facilita un proceso preventivo, para una fiabilidad y operatividad de todos los componentes y demás partes que involucran el banco de expansión; es decir las tareas y procesos elementales, para conservar en su totalidad el equipo, y las condiciones que permitan el uso permanente de éste.

5.8.1. Plan de mantenimiento

El siguiente plan de mantenimiento se base en objetivos claves de conocimiento general aplicados usualmente a diferentes equipos industriales.

Los objetivos de éste plan son:

- Prevenir el deterioro de los elementos, dispositivos y la instalación en general.

- Reducir los costos económicos de un mantenimiento correctivo, que puede implicar cambiar partes o componentes.

- Seguir un plan donde se describe las tareas realizadas, incidencias presentadas o fechas periódicas de revisión del equipo, que faciliten un historial práctico del estado del mismo.

A continuación, se detalla el plan de mantenimiento con las tareas y frecuencia a realizar:

Tabla 5.11. Plan de mantenimiento

Fecha última revisión:			
Operación	Periodo		
	Mensual	Semestral	Anual
Equipo en general			
Inspección general del equipo	X		
Limpieza exterior	X		
Verificar las válvulas shut-off de servicio	X		
Verificar VET y conexiones en general	X		
Verificar tuberías y todas las conexiones	X		
Comprobación de fugas	X		
Comprobación de manómetros	X		
Verificar depósito evaporador	X		
Unidad condensadora			
Limpieza exterior	X		
Limpieza interior		X	
Comprobación de fugas	X		
Filtro deshidratador			
Verificar mirilla (estado refrigerante)	X		
Reemplazo			X

5.9. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

5.9.1. Unidad condensadora

Se posee un conjunto de unidad condensadora marca Tecumseh, del cual se posee información técnica del fabricante.

Tabla 5.12. Especificaciones de la unidad condensadora LBP ⁴⁸

Marca	TECUMSEH
Modelo	AKL19ZS
Aplicación	baja presión de evaporación (LBP)
Rango de temperatura de evaporación	-34.4°C a -12°C (-30°F a +10°F)
Tipo de expansión	tubo capilar o válvula de expansión
Refrigerantes a usar	134a
Flujo másico	47,3lb/h (21,5kg/h)
Tensión de prueba	127V/60Hz
Capacidad frigorífica (+/-5%)	3100 (Btu/h) - 0,90 (Kw) - 781 (Kcal/h) - 909 (W)
Potencia (+/-5%) (W)	793 (W)
Corriente (+/-5%) (A)	9,40 (A)
Eficiencia – EER (-9.04%/+10.5%)	3,91 (Btu/Wh) - 0,99 (Kcal/Wh) - (1,15 W/W)
Peso	71 libras / 32,2 kilogramos

⁴⁸ www.tecumseh.com.br/

5.9.2. Válvula de expansión termostática

Se utiliza una válvula VET marca Danfoss, que regula la inyección de refrigerante líquido en el evaporador, con uso del bulbo sensor térmico compensada internamente.

Tabla 5.13. Especificaciones de la válvula de expansión TS2 ⁴⁹

Marca	DANFOSS
Tipo	TS2
Serie	068Z3400
Refrigerante utilizado	134a
Igualación de presión	Interna
Tubo capilar	1,5m
Rango de temperatura de evaporación	-40°C a +10°C (-40°F a +50°F)
MOP (máxima Presión de evaporación)	72PSI (0,4964Mpa)
MWP (presión de trabajo admisible)	483PSI (3,3301Mpa)
PT (presión máxima de prueba)	551PSI (3,7990Mpa)
Bulbo de acero inoxidable buena	

5.9.3. Filtro secador

Se utiliza un filtro secador tipo DML 032 marca Danfoss, diseñado especialmente para sistemas de refrigeración en donde la expansión se realiza a través de un tubo capilar, para refrigerantes HFC/HCFC

⁴⁹ www.danfoss.com/spain

Tabla 5.14. Especificaciones del filtro deshidratador DML ⁵⁰

Refrigerantes compatibles	HFC/HCFC
Tipo	DML (optimizado para refrigerantes HFC y R-22)
Rango de temperaturas	-40°C a +71°C (-40°F a +160°F)
Presión de trabajo soporte	667 PSI
Peso	0,200 kg
Inlet connection size	1/4
Outlet connection size	1/4
Tipo conexión	Roscar

5.9.4. Visor

Se utiliza un visor marca Danfoss, para indicar el estado de refrigerante en la tubería de líquido de la instalación, el contenido en humedad del refrigerante y la circulación en la tubería de retorno desde el separador de aceite.

El visor posee un indicador, que cambia de color para indicar el contenido de humedad del refrigerante. (Seco o húmedo).

Tabla 5.15. Especificaciones del visor ⁵¹

Refrigerantes compatibles	HFC
Rango de temperaturas	-50°C a +80°C (-58°F a +175°F)
Presión de trabajo soporte	507 PSI
Peso	0,118 kg
Inlet connection size	1/4
Outlet connection size	1/4
Tipo conexión	Roscar

⁵⁰ www.danfoss.com/spain

⁵¹ www.danfoss.com/spain

5.9.5. Manómetros

Los manómetros, marca Yellow Jacket, tienen la información necesaria sobre la presión del circuito del sistema (presión-temperatura). Se posee dos manómetros, uno de alta presión (color rojo) y otro de baja presión (color azul).

Tabla 5.16. Especificaciones de los manómetros de alta y baja presión ⁵²

Alta presión	
Marca	YELLOW JACKET
Modelo	49051
Escala	PSI / °F
Color	Rojo
Refrigerantes lectura compatible	134a/507/404a
Rango de presiones en PSI	0 PSI a 500 PSI
Baja presión	
Marca	YELLOW JACKET
Modelo	49052
Escala	PSI / °F
Color	Azul
Refrigerantes lectura compatible	134a/507/404a
Rango de presiones en PSI	30mmHG a 120 PSI

5.9.6. Llaves de paso shut off

Se posee dos llaves de paso marca Danfoss, para habilitar el funcionamiento independiente entre los dos dispositivos de expansión a utilizar, siendo válvula de

⁵² www.yellowjacket.com

paso, utilizadas especialmente en instalaciones de refrigeración, suministradas con un volante de maniobra.

Tabla 5.17. Especificaciones de las llaves de paso shut off BM ⁵³

Marca	DANFOSS
Refrigerantes compatible	todos los refrigerantes
Tipo	BM (Válvula de cierra manual)
Rango de temperatura	-55°C a +100°C
Presión de trabajo máxima	406PSI (2,7993Mpa)
Presión de prueba máxima	446PSI (3,0750Mpa)

5.9.7. Evaporador

Se posee un serpentín de tubería de cobre en forma helicoidal, sumergido en un depósito evaporador para líquido de 6.4 litros.

Tabla 5.18. Especificaciones del evaporador

Material tubería	Cobre
Diámetro tubería	ø3/8"
Longitud tubería	19,5 m
Refrigerante	134 ^a
Rango de enfriamiento	-4°C aproximadamente
Presión de trabajo	3 a 50 PSI
Capacidad del depósito	6.4 litros
Tipo de flujo	Estático / No fluye

⁵³ www.danfoss.com/spain

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1.1. Gastos de personal

Estos rubros, hacen referencia a los gastos de personal requerido para la ejecución del proyecto, es decir la mano de obra calificado y no calificada que se requiere tanto para la etapa de desarrollo y construcción del sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Tabla 6.1. Costo de personal

Orden	Descripción de requerimientos	Título	Función en proyecto	Unidad (horas)	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
1	Estudio técnico	Estudiante	Ejecutor	250	2	500
2	Asesoría	Consultor	Asesoramiento	4	15	60
3	Soldadura	Técnico	Fabricación estructura	6	25	150
4	Pintura	Técnico	Acabados	9	8	72
SUBTOTAL GASTOS DE PERSONAL:						782

6.1.2. Gastos de materiales y componentes

A continuación en la tabla 6.2., se puede observar la lista de materiales e insumos necesarios, y en la tabla 6.3., el detalle de costos de componentes del sistema de refrigeración.

Tabla 6.2. Costo de materiales

Orden	Descripción de rubros	Unidad	Cant.	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
1	Perfil estructural 25x25mm espesor 1.5mm	Unidad	2	28	56
2	Plancha acero al carbono Espesor 1mm	Plancha	2	36	72
3	Garruchas	Unidad	4	12	48
4	Pernos, arandelas y tuercas	Unidad	20	0,30	6
5	Espuma de poliuretano	Litro	3	30	90
6	Lija de estearato # 80	Unidad	10	0,31	3,10
7	Lija de agua # 280	Unidad	10	0,27	2,70
8	Thinner laca	Galón	0,5	6	3
9	Thinner acrílico	Galón	0,5	7	3,50
10	Batida de piedra	Galón	0,25	15	3,75
11	Endurecedor normal	Unidad	2	4,61	9,22
12	Primer verde oliva	Galón	0,25	18	4,50
13	Fondolac gris	Galón	1	23	5,75
14	Pintura rojo marrón	Galón	0,25	50	12,50
15	Barniz poliuretano transparente	Galón	0,5	13	6,50
16	Masking 3/4"	Unidad	1	0,90	0,90
17	Wype	Unidad	5	0,12	0,60
18	Cemento de contacto	Unidad	2	4,50	9,00
19	Masilla mustang	Litro	1	6	6
20	Sikabond at metal gris claro	Unidad	1	14	14
21	Pasta epóxica industrial	Unidad	1	8	8
22	Tela felpa negra compartimientos	m ²	2	6	12
23	Tubería cobre recocido 3/8	m	25	6	150
24	Tubería cobre recocido 1/16	m	2	4,50	9
25	Tubería cobre recocido 1/4	m	4	4,50	18
26	Refrigerante 134	lb	24	6,50	150
27	Plancha de polímero duro	Unidad	1	40	40
SUBTOTAL MATERIALES E INSUMOS:					744,02

En lo que tiene que ver con los gastos de componentes, es necesarios indicar que estos rubros son los más representativos ya que comprenden equipos e instrumentos.

Tabla 6.3. Costo de componentes

Orden	Descripción de rubros	Unidad	Cant.	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
1	Conjunto unidad condensadora marca Tecumseh para refrigerante 134a	Unidad	1	685	685
2	Manómetro de alta presión marca Yellow Jacket	Unidad	1	35	35
3	Manómetro de baja presión marca Yellow Jacket	Unidad	1	35	35
4	Llave Shut-off BML marca Danfoss	Unidad	2	29	58
5	Filtro deshidratador marca Danfoss	Unidad	1	40	40
6	Visor o mirilla de refrigerante	Unidad	1	25	25
7	Válvula de expansión termostática marca Danfoss	Unidad	1	54	54
8	Interruptor industrial marca Camsco	Unidad	1	5	5
9	Enchufe industrial	Unidad	1	2,55	2,55
10	Envase colector de agua	Unidad	1	2,50	2,50
11	Termómetros con bulbo sensor	Unidad	3	6	18
12	Termocupla digital	Unidad	1	40	40
SUBTOTAL COMPONENTES:					1000,05

6.1.3. Gastos varios

Comprende los gastos misceláneos, de movilización, reproducción de documentos, comunicaciones y suministros de oficina, incluyendo los más significativos.

Tabla 6.4. Gastos varios

Orden	Descripción de rubros	Unidad	Cant.	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
1	Teléfono	Minuto	250	0,15	37,5
2	Internet	Hora	200	0,75	150
3	Transporte	-	-	-	300
4	Reproducción de documentos	-	-	-	180
5	Bibliografía libros	-	-	-	150
6	Gastos de oficina	-	-	-	80
SUBTOTAL GASTOS VARIOS:					897,50

6.1.4. Gastos generales

Se refiere a los gastos generales de administración del proyecto, o simplemente se indica como un valor de imprevistos. En el estudio, diseño y desarrollo de proyectos, dependiendo del grado de complejidad del mismo, éste valor puede tener un rango de variación del 3% al 10% del rubro del personal, para éste caso se considera un porcentaje del 5% con lo que su cantidad monetaria es de USD 39.

6.1.5. Presupuesto total de inversión

En la tabla 6.5., se observa los valores requeridos para el pago de personal, materiales, componentes, gastos varios y el valor de imprevistos.

Tabla 6.5. Total inversión

Orden	Rubros	TOTAL (USD)
1	Personal	782
2	Materiales	744,02
3	Componentes	1000,05
4	Varios	897,50
5	Imprevistos	39
INVERSIÓN TOTAL		3462,57

El presupuesto referencial presentado en el estudio preliminar es de USD 2845.50, mientras que el presupuesto real de ejecución del proyecto asciende a la suma de USD 3462,57, existiendo una diferencia de USD 617,07 con respecto a lo previsto.

6.2. ANÁLISIS FINANCIERO

6.2.1. Flujo de caja

Se presenta a continuación el desarrollo y proyección del flujo de caja del proyecto, para un período de 10 años, de acuerdo con el tiempo de vida útil de maquinaria y equipos, sugerido por el Ministerio de Finanzas⁵⁴.

Tabla 6.6. Flujo de caja del proyecto

DESCRIPCIÓN	AÑOS										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
INGRESOS											
Prácticas general		6400	6400	6400	6400	6400	6400	6400	6400	6400	6400
Cursos de capacitación		9400	9400	9400	9400	9400	9400	9400	9400	9400	9400
Valor de salvamento											346,26
SUBTOTAL INGRESOS		15800	15800	15800	15800	15800	15800	15800	15800	15800	16146
EGRESOS											
Pago docentes		8000	8000	8000	8000	8000	8000	8000	8000	8000	8000
Pago instructor		3200	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3200
Mantenimiento		500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Publicidad		2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400
Depreciación		346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35
Pago de capital		346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35
Pago interés al 8% interés simple		401,28	401,28	401,28	401,28	401,28	401,28	401,28	401,28	401,28	401,28
Inversión inicial	3462,57										
SUBTOTAL EGRESOS		15194	15194	15194	15194	15194	15194	15194	15194	15194	15194
UTILIDAD ANTES DE IMPUESTO		606,02	606,02	606,02	606,02	606,02	606,02	606,02	606,02	606,02	952,28
IVA 12%		72,722	72,722	72,722	72,722	72,722	72,722	72,722	72,722	72,722	114,27
RENTA 8%		48,482	48,482	48,482	48,482	48,482	48,482	48,482	48,482	48,482	76,182
SUBTOTAL IMPUESTOS		121,2	121,2	121,2	121,2	121,2	121,2	121,2	121,2	121,2	190,46
UTILIDAD NETA		484,82	484,82	484,82	484,82	484,82	484,82	484,82	484,82	484,82	761,82
DEPRECIACIÓN		346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35	346,35
FLUJO DE CAJA	3462,57	831,17	831,17	831,17	831,17	831,17	831,17	831,17	831,17	831,17	1108,2

⁵⁴ Ministerio de Economía y Finanzas, Acuerdo 447

6.2.2. Análisis financiero⁵⁵

Dependiendo de las fuentes de financiamiento y de los recursos de inversión necesarios, se debe analizar la rentabilidad del proyecto utilizando diversas técnicas como es el caso del valor actual neto (VAN). A continuación se realiza una explicación los ingresos y egresos a los largo de la vida útil.

- **Equivalencia entre una suma actual y una suma futura**

La primera relación de equivalencia fundamental es la que existe entre una suma actual de dinero P y una suma futura S, que se define por la siguiente expresión:

$$P = S \left(\frac{1}{1+i} \right)^n$$

Donde *i* es la tasa de interés de oportunidad, *n* el número de periodos, que para éste proyecto es de 10 años.

- **Equivalencia entre una suma presente (P) y una serie de sumas uniformes (R)**

Esta relación de equivalencias fundamental es la que existe entre una serie de sumas R y una suma presente P, y se define de la siguiente expresión:

$$P = R \left(\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right)$$

⁵⁵ VILLARREAL, A., Evaluación Financiera de Proyectos de Inversión, p. 32-51

6.2.3. Valor actual neto (VAN)

Este criterio plantea que el proyecto es aceptable si su valor actual neto, es igual o superior a 0, donde el VAN corresponde a la diferencia entre todos los ingresos y egresos esperados en moneda actual. Donde se deduce lo siguiente:

VAN (i) > 0; el proyecto es rentable

VAN (i) = 0; el proyecto es indiferente

VAN (i) < 0; el proyecto no es atractivo

En forma matemática el VAN se calcula de la siguiente manera:

$$\text{VAN} = \text{SF} + \text{PR}_1 - \text{PR}_2 - \text{I}_0 \quad (6.1.)$$

Donde **SF** suma futura; **PR₁** equivalencia entre una suma presente y una serie de sumas uniformes (ingresos); **PR₂** equivalencia entre una suma presente y una serie de sumas uniformes (egresos); **I₀** inversión inicial.

6.2.4. Tasa interna de rentabilidad (TIR)

La tasa interna de rentabilidad evalúa el proyecto en función de una única tasa de rendimiento por periodo, con la cual la totalidad de los beneficios actualizados son exactamente iguales a los desembolsos expresados en moneda actual. Como señalan Bierman y Smidt, la TIR representa la tasa de interés más alta que podría

pagar sin perder dinero, si todos los fondos para el financiamiento de la inversión se tomaran prestados.

6.2.5. Cálculos financieros

Para determinar la tasa interna de rentabilidad TIR, se emplea los siguientes datos de entrada:

$V_s = 346,26$	Valor de salvamento del equipo
$n = 10$	Vida útil del proyecto
$I_0 = 3462,57$	Inversión inicial
$T_i = 12,5\%$	Tasa de interés de oportunidad (%)
$T_i = \left(\frac{12,5}{100}\right) = 0,125$	Tasa de interés de oportunidad

A continuación se calcula la equivalencia entre una suma actual y suma futura:

$$SF = 346,26 \left(\frac{1}{1+0,125} \right)^{10}$$

$$SF = 106,63$$

Las sumas uniformes, es decir los ingresos proyectados en los 10 años son:

$$PR_1 = 15800 \left(\frac{(1+0,125)^{10} - 1}{0,125(1+0,125)^{10}} \right)$$

$$PR_1 = 87475,61$$

Las sumas uniformes, es decir los egresos proyectados en los 10 años son:

$$PR_2 = 15194 \left(\frac{(1+0,125)^{10}-1}{0,125(1+0,125)^{10}} \right)$$

$$PR_2 = 84120,53$$

Para calcular la tasa interna de rentabilidad de la inversión, se realizan diversas aproximaciones, variando el interés de oportunidad (Ti), hasta lograr que el VAN tienda a cero.

$$VAN = 106,63 + 87475,61 - 84120,53 - 3462,57$$

$$VAN = -0,86$$

Con el valor de Ti equivalente a 0,125 el VAN se aproxima a cero, por lo que la tasa de interés corresponde a la tasa interna de rentabilidad del proyecto (TIR).

Para éste caso de estudio el TIR resulta ser del 12,5% que es un valor atractivo para proyectos de inversión en tecnología. Por lo tanto, se puede afirmar que el desarrollo del banco de expansión de refrigerante es rentable.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- Se ha cumplido con el objetivo planteado realizar, y construir un banco de expansión del refrigerante 134a.
- El equipo desarrollado beneficiará a cada estudiante y profesor, complementado de mejor manera las cátedras que relaciona la termodinámica, haciendo énfasis a los cambios de energía en los que se trata de experimentar a partir de un banco de expansión de refrigerantes como éste; logrando aprovechar el equipo experimental para obtener parámetros técnicos, que contemplen un aporte hacia un nuevo esquema de mejora, rediseño y funcionamiento de nuevos sistemas en el futuro.
- Los dispositivos fundamentales para el funcionamiento y uso de los dos elementos de expansión son: las llaves de paso shut off, la válvula VET y el tubo capilar, con la finalidad de llevar a cabo las prácticas y los objetivos planteados para los análisis termodinámicos.
- El tubo capilar tiende a igualar las presiones del sistema, cuando el equipo se detiene, por tal motivo el compresor necesita de un torque de bajo arranque LBP.

- El modo operativo demuestra los principios básicos de la técnica del frío (refrigeración). Se facilita el entendimiento de cada componente y el proceso termodinámico en cual se aprovecha el efecto físico que se produce, al cambiar el refrigerante de fase de condensación a evaporación y viceversa, extrayendo el calor del entorno (agua) en un promedio de 5°C en 35 minutos de funcionamiento del sistema con los dispositivos de expansión existentes y así obtener los valores de magnitud de entalpías entropías.
- El gas refrigerante, como fuente principal del proceso termodinámico, permite analizar y entender los ciclos de un sistema de refrigeración, propiedades del refrigerante, aplicar y entender los diagramas “t-s” y “p-h”, conocer y analizar el proceso de expansión y aprovechar el COP del equipo, proporcionando así el análisis y medida de la utilización eficiente de la energía del sistema. Donde se obtiene un COP de 6,43 utilizando la VET y el COP de 2,92 utilizando el tubo capilar en un tiempo de funcionamiento de 35 minutos para los dos dispositivos.
- Se tiene un mejor desempeño del sistema utilizando la VET, ya que su grado de sobrecalentamiento es preciso y controlado, permitiendo evaporar todo el refrigerante a su salida del evaporador y la fiabilidad de que no ingrese líquido al compresor.
- Este proyecto es un aporte económico relevante que implica ahorro de costos a la Facultad de Ingeniería Automotriz, ya que no se cuenta con éste tipo de

banco de pruebas o proyectos similares que faciliten el entendimiento de estos procesos termodinámicos.

- Se puso en práctica los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, mismos que fueron un factor fundamental en la realización de éste proyecto, en relación a los planos, diagramas, cálculos, investigación bibliográfica, investigación de campo, redacción de documentos, que fueron de ayuda y auto realimentación durante todo el proceso de desarrollo de mi tesis.

7.2. RECOMENDACIONES

- Tener en cuenta la seguridad como recomendación primordial. Siempre el uso adecuado de los equipos de protección nos permiten trabajar fiablemente en cualquier situación de trabajo, no sólo en la realización y manipulación de cualquier proyecto como éste, sino en nuestra vida cotidiana y laboral. Dando una fiabilidad y seguridad total, demostrando el grado de profesionalismo al manipular y operar cualquier equipo.
- El mal uso del equipo en cuanto a su funcionamiento, puede ocasionar daños irreversibles en el sistema y sus componentes, por lo que es recomendable la presencia o supervisión del profesor a cargo para manipular, enseñar y guiar de forma adecuada al estudiante
- Al realizar las prácticas correspondientes, regirse bajo las guías presentadas y adjuntadas en los compartimientos del banco, como guías de prácticas y

correcto uso del equipo, guías de mantenimiento y especificaciones técnicas del equipo.

- Evitar la vibración del equipo, al momento de manipularlo, ya que puede provocar fallas o fisuras de las soldadas en las uniones de la tubería y sus distintas conexiones.

- Se recomienda el control de las presiones en cada uno de los manómetros en conjunto con la apertura de las llaves de paso manuales shut off, para evitar una sobrepresión en el sistema y tener un vida útil del compresor. Siempre chequear la tubería, y conexiones con cada componente y para asegurar un buen funcionamiento y asegurar la vida útil del refrigerante después de cada práctica realizada.

- Observar antes y después de cada práctica por medio de la mirilla o visor, si el sistema tiene la carga correcta y estado del refrigerante.

- Antes de encender y apagar el equipo desde el control Switch (ON/OFF), se debe enchufar y desenchufar el cable ruteado ubicado en la parte inferior de uno de los compartimientos.

- Al finalizar el uso del banco, se recomienda vaciar totalmente el líquido del depósito, donde se encuentra ubicado el serpentín (evaporador), para evitar el deterioro de éste, por agentes externos.

- No tomar mediciones de temperaturas y presiones mientras el sistema no se estabilice.
- Localizar los puntos de prueba utilizando el diagrama de funcionamiento (Anexo C).
- El banco de expansión de refrigerantes desarrollado, es una herramienta útil de aprendizaje, que beneficia a los estudiantes y a la Facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz. Como gran aporte económico de nivel, por tal motivo se requiere tener las precauciones del caso y cuidados requeridos ya enunciados.

BIBLIOGRAFÍA

- Franco, J., **Manual de Refrigeración**, Editorial Reverté, Barcelona, 2006.
- Puebla J., **Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración**, Editorial Negrín Central, Caracas.
- Cengel, Y., **Termodinámica**, 4^a Edición, McGraw-Hill Interamericana, México, D.F., 2003.
- Cengel, Y., **Transferencia de Calor**, 2^a Edición, Editorial McGraw-Hill Interamericana, México, D.F., 2004.
- Pitts, R., **Transferencia de Calor**, 1^a Edición, Editorial McGraw-Hill Latinoamericana, Bogotá, 1980.
- Mills, A. F., **Transferencia de Calor**, 1^a Edición, Irwin publicaciones, Madrid, 1995.
- Incropera, Frank P., **Fundamentals oh Heat and Mass Transfer**, 4^a Edición, John Wiley & Sons, New York, 1996.
- Kern, Donald Q., **Procesos de Transferencia de Calor**, Cuadragésima Edición, Grupo Editorial Patria, México, 2008.
- Somerton, Craig W., **Termodinámica para ingenieros**, 1^a Edición, Editorial McGraw-Hill, Madrid, 2004.
- Faires, **Termodinámica**, Noriega Editores, 2^a Edición, México, D. F., 1993.
- Dossat, R., **Principios de Refrigeración**, 1^a Edición, Grupo Editorial Patria, México, D. F., 2007.

- Villarreal, A., Evaluación **Financiera de Proyectos de Inversión**, 9ª Edición, Grupo Editorial Norma, Bogotá, 1993.

REFERENCIAS DE INTERNET

<http://www.tecumseh.com.br/>

<http://www.danfoss.com/Spain/>

PAPERS CIENTÍFICOS:

http://www.redoqro.com/pdf/med_sobre.pdf

<http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf>

<http://www.personal.utulsa.edu/~kenneth-weston/chapter8.pdf>

http://www.emersonclimatemexico.com/mt/mt_cap_12.pdf

ANEXO A

PLANOS DE LA ESTRUCTURA DEL BASTIDOR

- A.1: VISTA ISOMÉTRICA**
- A.2: VISTA FRONTAL**
- A.3: VISTA LATERAL**
- A.4: SUPERIOR**

ANEXO B

PLANOS DEL DEPÓSITO EVAPORADOR

- B.1: VISTA ISOMÉTRICA**
- B.2: VISTA FRONTAL**
- B.3: VISTA LATERAL**
- B.4: SUPERIOR**

ANEXO C

DIAGRAMA DE PROCESO Y COMPONENTES DEL BANCO DE EXPANSIÓN DEL REFRIGERANTE 134a

- C.1: PROCESO Y COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**
- C.2: CONJUNTO TOTAL DE COMPONENTES DEL BANCO DE
EXPANSIÓN EXPERIMENTAL**


ANEXO D

ESPECIFICACIONES DEL COMPRESOR MARCA TECUMSEH

- D.1: DATOS TÉCNICOS DE LA UNIDAD COMPRESOR**
- D.2: DATOS TÉCNICOS DE LA UNIDAD COMPRESOR**
- D.3: DIMENSIONES DE LA UNIDAD COMPRESOR**

ANEXO D

D.1: Dados técnicos de la unidad compresor Tecumseh⁵⁶

Especificação Técnica Engenharia de Produtos				
Modelo	LM	Tensão Nominal (V)		Ventilação Forçada
AKL19ZS	AK819DS	60 Hz	50 Hz	
		115-127	-----	
Dados Básicos				
<p> Faixa de Tensão de Operação (V): 60 Hz: 100 - 134 50 Hz: ----- Aplicação: Baixa Pressão de Evaporação (LBP) Faixa de Temperatura de Evaporação: -34,4°C to -12,2°C (-30°F to +10°F) Tipo de Motor: CSR Classe de Torque de Partida: Alto Torque de Partida (HST) Tipo de Expansão: Tubo Capilar ou Válv Tipo de Óleo: Poliol Éster Viscosidade: 32 cSt @ 40°C Carga de Óleo: 526 ml Deslocamento: 18,80 cc/rev Peso Líquido: 17,5 Kg Homologação: ----- </p>				
Performance Esperada				
Condição de Teste:		ASHRAE	CECOMAF	
Tensão de Teste:		127V/60Hz		
Capacidade Frigorífica (+/-5%) (Btu/h):		3100		
(Kcal/h):		781		
(W):		909		
Potência (+/-5%) (W):		793		
Corrente (+/-5%) (A):		9,40		
Eficiência – EER (-9.04%/+10.5%) (Btu/Wh):		3,91		
(Kcal/Wh):		0,99		
(W/W):		1,15		
LRA (Max) (A):		55,00		Partida:3,40
Resistência da bobina à 25°C (+/-7%) (Ohms) : Marcha: 0,62				

⁵⁶ <http://www.tecumseh.com.br/>

ANEXO D

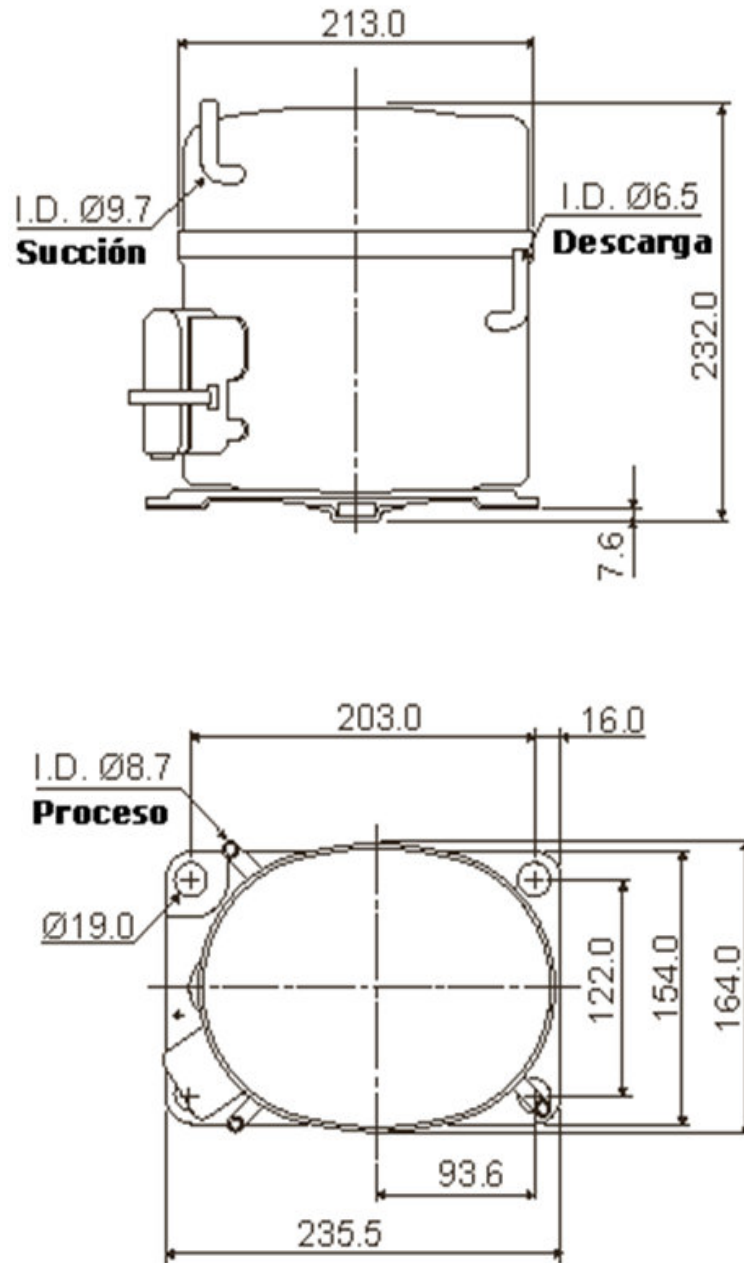
D.2: Dados técnicos de la unidad compresor Tecumseh⁵⁷

Componentes Elétricos			
Relé Amperométrico: TEXAS Código: ----- Tipo de Conexão: Baioneta:--- Pick-Up: ----- A Drop-out: ----- A	Ou	COMPELA ----- Baioneta:--- Paraf.:--- A --- A	
Relé Voltimétrico: ELECTRICA Código: RVA7AB3C Pick-up: 120 - 134 V Drop-out: 20 - 45 V	Ou	G.E. 3ARR3A2K3 120 - 134 V 20 - 45 V	
Relé PTC: TEXAS Código: ----- Resistência do PTC: --- (ohms) Potência do PTC: --- W	Ou	COMPELA ----- --- (ohms) --- W	
Protetor Térmico: TEXAS Código: ----- Tipo de Conexão: Baioneta:--- Temperatura de Abertura (+/-5°C): --- °C Temperatura de Fechamento (+/-9°C): --- °C Corrente de Time Check: --- A Time Check à 25°C: --- s Trip Current: --- A at --- °C	Ou	COMPELA T27300-XX Baioneta:17 Paraf.:39 135 °C 52 °C 31.50 A 6.5 - 16 s 14.97 A à 90 °C	
Módulo Combo: ----- Capacitor: Partida:180-220MFD 220VAC Caixa de Conexão: BRLP231Y / BRLP231Y-E	Marcha: 15MFD 250VAC	Opção de Venda -----	
Nota:			
As informações contidas nesta especificação estão sujeitas à alterações sem prévio aviso.			Revisado em: 26/5/2003

⁵⁷ <http://www.tecumseh.com.br/>

ANEXO D

D.3: Dimensiones de la unidad compresor Tecumseh⁵⁸



⁵⁸ <http://www.tecumseh.com.br/>

ANEXO E

ESPECIFICACIONES DE LA UNIDAD CONDENSADORA

MARCA TECUMSEH

- E.1: DATOS TÉCNICOS DE LA UNIDAD CONDENSADORA**
- E.2: DATOS TÉCNICOS DE LA UNIDAD CONDENSADORA**
- E.3: DIMENSIONES DE LA UNIDAD CONDENSADORA**

ANEXO E

E.1: Dados técnicos de la unidad condensadora Tecumseh⁵⁹

Unidade Condensadora - Especificação Técnica					
LM	UAK819DS(T)		Tanque de Líquido	SIM	
Modelo	UAKL19ZS		Tipo de Motor	CSR	
Tensão Nominal (V)	----- (50Hz)		Frequência	60Hz	
	115-127	(60Hz)			
Aplicação	LBP		Tipo de Óleo	POE	
Peso (Kg)	32,2		Deslocamento (cm ³ /rev.)	18,8	
Sucção			Líquido		
Diâm. Externo Tubo	Conexão Válvula		Diâm. Externo Tubo	Conexão Válvula	
1/2"	1/2"		5/16"		
Componentes Elétricos					
Relés			Protetores		
Fabricante	Amperométrico	TP (*)	Voltimétrico	Código	TP (*)
Compela	-----	---		T27300-XX	39
Texas	-----	---		-----	---
Electrica	-----	---	RVA7AB3C	-----	---
GE			3ARR3A2K3		
(*) Terminal Parafuso					
Capacitor de Partida			Capacitor de Marcha		
180-220MFD 220VAC			15MFD 250VAC		

⁵⁹ <http://www.tecumseh.com.br/>

ANEXO E

E.2: Datos técnicos de la unidad condensadora Tecumseh⁶⁰

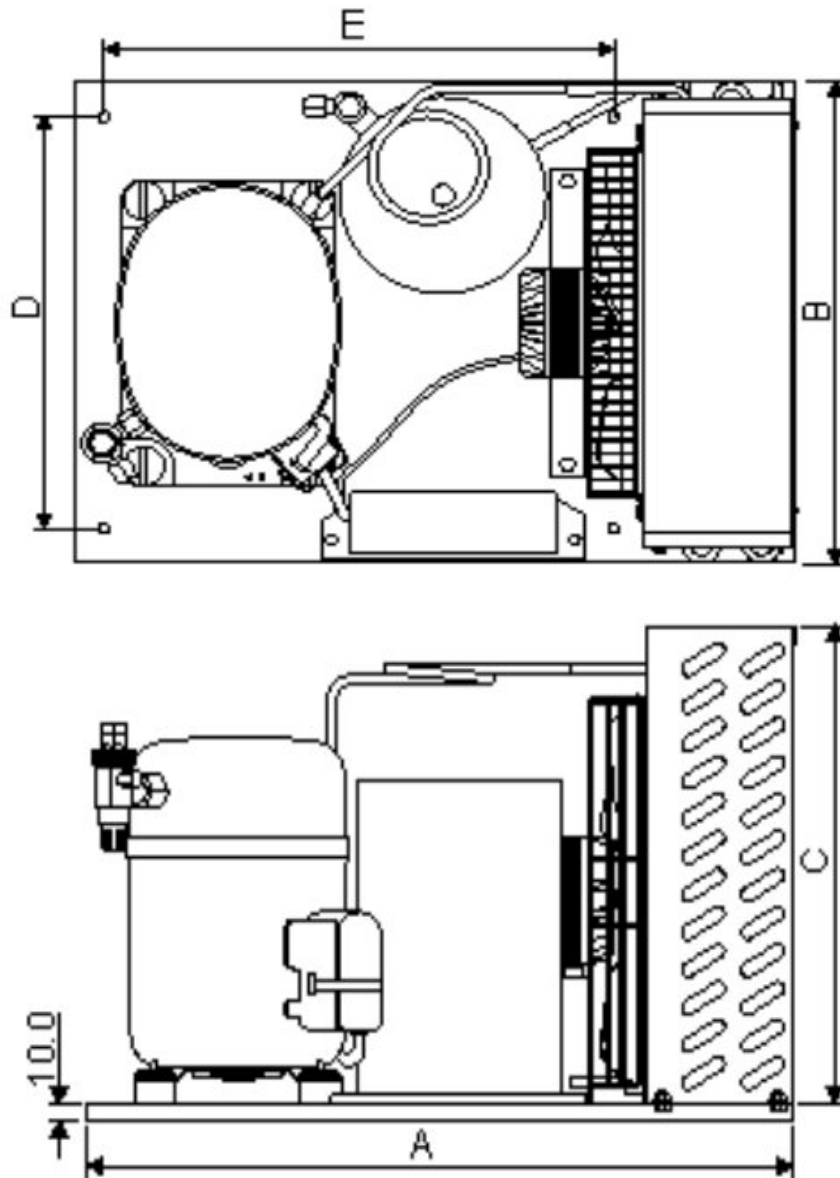
Dados de Performance Esperada											
Freq (Hz)	Temperatura de Evaporação		Temperatura Ambiente								
			32,2°C/90°F			37,8°C/100°F			43,3°C/110°F		
			Capacidade Frigorífica		Potência (W)	Capacidade Frigorífica		Potência (W)	Capacidade Frigorífica		Potência (W)
	(°C)	(°F)	(BTU/h)	(W)	(W)	(BTU/h)	(W)	(W)	(BTU/h)	(W)	(W)
60	-34,4	-30	1171	343	609	1305	382	597	1087	318	586
	-23,3	-10	3300	966	844	3156	924	844	2824	827	844
	-17,8	0	4317	1264	965	4056	1188	980	3784	1108	995
	-12,2	10	5611	1643	1086	5272	1544	1116	4918	1440	1146

As informações contidas neste catálogo estão sujeitas à alterações sem prévio aviso.
Tecumseh do Brasil Ltda. Todos os direitos reservados.

⁶⁰ <http://www.tecumseh.com.br/>

ANEXO E

E.3: Dimensiones de la unidad condensadora Tecumseh⁶¹



**Dimensões
(mm)**

	A	B	C	D	E
	510	368	267	328	352

⁶¹ <http://www.tecumseh.com.br/>

ANEXO F

ESPECIFICACIONES DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

TERMOSTÁTICA MARCA DANFOSS

F.1: DATOS TÉCNICOS DE LA VET

F.2: DIMENSIONES DE LA VET

ANEXO F

F.1: Datos técnicos de la válvula VET Danfoss Tipos T 2 y TE 2⁶²

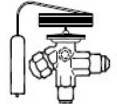
Datos técnicos	<i>Temperatura máxima</i> Bulbo, estando la válvula montada: 100°C Válvula completa montada: 60°C		<i>Presión máxima de prueba</i> PT = 38 bar	
	<i>Temperatura mínima:</i> T 2 → TE 2: -60°C		<i>Presión de trabajo admisible</i> PS/MWP = 34 bar	
	Puntos MOP			
Refrigerante	Gama N -40°C → +10°C +15°C / +60°F	Gama NM -40°C → -5°C 0°C / +32°F	Gama NL -40°C → -15°C -10°C / +15°F	Gama B -60°C → -25°C -20°C / -4°F
R22	100 psig/6.9 bar	60 psig/4.0 bar	35 psig/3.5 bar	20 psig/1.5 bar
R407C	95 psig/6.6 bar			
R134a	55 psig/5.0 bar	30 psig/3.1 bar	15 psig/2.1 bar	
R404A/R507	120 psig/9.3 bar	75 psig/6.2 bar	50 psig/4.4 bar	30 psig/3.1 bar



Folleto técnico

Válvulas de expansión termostática, tipos T 2 y TE 2

Pedidos, componentes con conexiones abocardar x abocardar



Elemento termostático con abrazadera de sensor, sin orificio, cono de filtro y tuercas

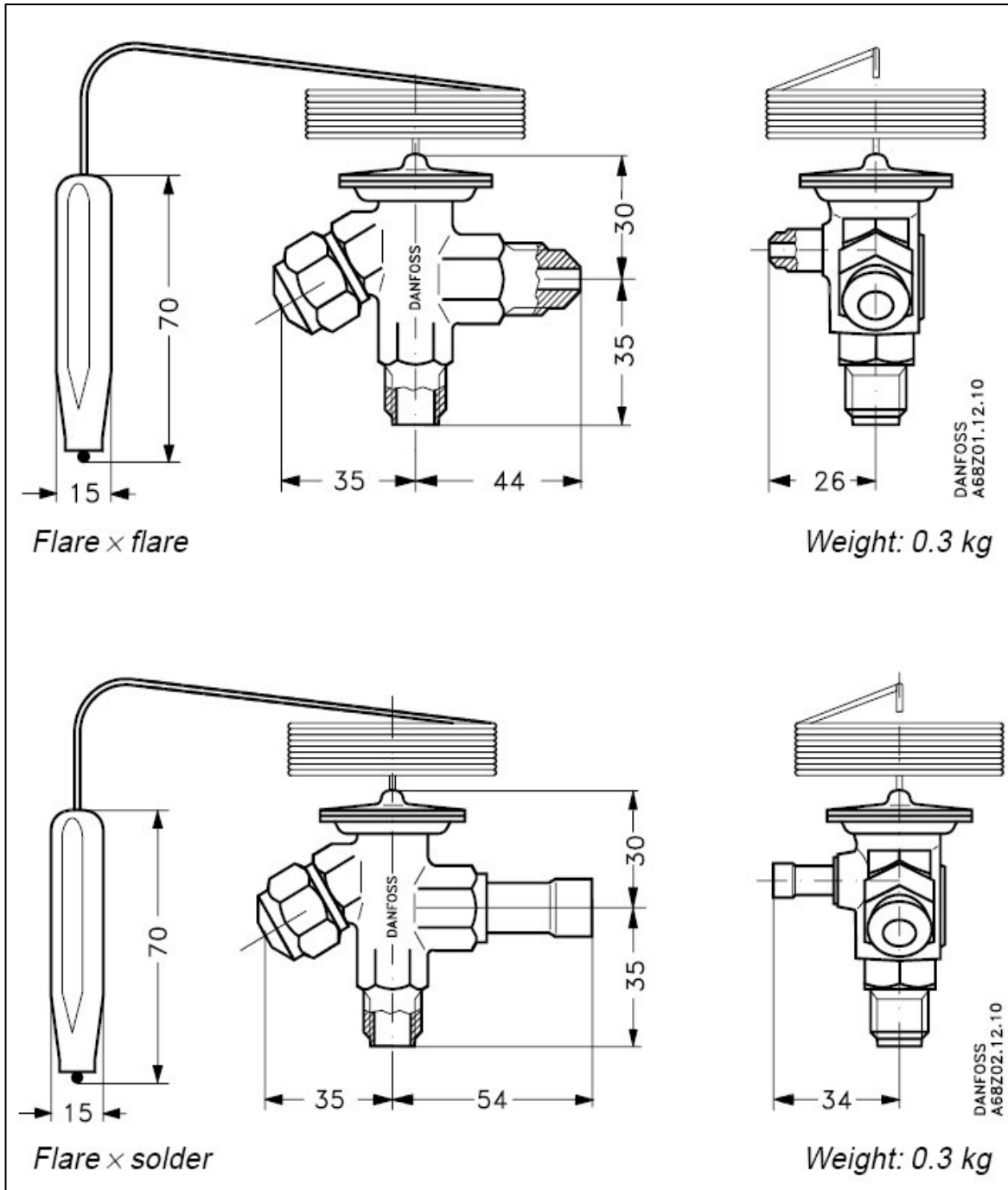
Refrigerante	Tipo de válvula	Igualación de presión ¹⁾	Tubo capilar	Conexión		Código					
				Entrada x Salida ¹⁾		Gama N -40 to +10°C		Gama NM -40 to -5°C	Gama NL -40 to -15°C	Gama B -60 to -25°C	
				m	in. x in.	mm x mm	Sin MOP	Con MOP	Con MOP	Con MOP	Sin MOP
R22	TX 2	Int.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3206	068Z3208	068Z3224	068Z3226	068Z3207	068Z3228
	TEX 2	Ext.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3209	068Z3211	068Z3225	068Z3227	068Z3210	068Z3229
R407C	TZ 2	Int.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3496	068Z3516				
	TEZ 2	Ext.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3501	068Z3517				
R134a	TN 2	Int.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3346	068Z3347	068Z3393	068Z3369		
	TEN 2	Ext.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3348	068Z3349	068Z3392	068Z3370		
R404A/ R507	TS 2	Int.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3400	068Z3402	068Z3406	068Z3408	068Z3401	068Z3410
	TES 2	Ext.	1.5	3/8 x 1/2	10 x 12	068Z3403	068Z3405	068Z3407	068Z3409	068Z3404	068Z3411

¹⁾ Ver la sección "Conexiones abocardadas".

⁶² <http://www.danfoss.com/Spain/>

ANEXO F

F.2: Dimensiones de la válvula VET Danfoss (Código: 68Zxxxx)⁶³



⁶³ <http://www.danfoss.com/Spain/>

ANEXO G

ESPECIFICACIONES DEL REFRIGERANTE 134a

G.1: DATOS TÉCNICOS DEL REFRIGERANTE

G.1: DATOS TÉCNICOS DEL REFRIGERANTE

ANEXO G

G.1: Datos técnicos del refrigerante 134a⁶⁴

FICHA TECNICA R-134 A

Características y aplicaciones

El gas refrigerante R-134a es un HFC que sustituye al R-12 en instalaciones nuevas. Como todos los refrigerantes HFC no daña la capa de ozono. Tiene una gran estabilidad térmica y química, una baja toxicidad y no es inflamable, además de tener una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales. Su clasificación es **A1** grupo **L1**.

No es miscible con los aceites tradicionales del R-12 (mineral y alquilbencénico); en cambio su miscibilidad con los aceites poliésteres (POE) es completa, por lo que debe utilizarse siempre con este tipo de aceites.

R-134a es un refrigerante alternativo al R-12 para el retrofitting de la instalación o para instalaciones nuevas. Es muy utilizado en el aire acondicionado de los automóviles y en refrigeradores domésticos. También se utiliza mucho en chillers del sector industrial y comercial además del transporte frigorífico en temperaturas positivas.

Toxicidad y almacenamiento:

R-134a es una sustancia con muy poca toxicidad. El índice por inhalación LCL0 de 4 horas en ratas es inferior a 500.000 ppm y el NOEL en relación a problemas cardíacos es aproximadamente 75.000 ppm. En exposiciones durante 104 semanas a una concentración de 10.000 ppm no se ha observado efecto alguno. Los envases de R-134a deben ser almacenados en lugares frescos y ventilados lejos de focos de calor. Los vapores de R-134a son más pesados que el aire y suelen acumularse cerca del suelo.

⁶⁴ <http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf>

ANEXO G

G.2: Datos técnicos del refrigerante 134a⁶⁵

Componentes

Nombre químico	% en peso	Nº . CE
1,1,1,2- Tetrafluoroetano (R-134a)	52	212-377-0

Propiedades físicas:

PROPIEDADES FISICAS		R-134A
Peso molecular	(Kg/Kmol)	102
Punto de ebullición	(°C)	-26.2
Punto de congelación	(°C)	-103
Temperatura crítica	(°C)	101.1
Presión crítica	(bar)	40.67
Densidad crítica	(Kg/l)	0.51
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/l)	1.206
Densidad del líquido (0°C)	(Kg/l)	1.293
Densidad del vapor (25°C)	(Kg/m ³)	32.25
Densidad del vapor (0°C)	(Kg/m ³)	14.41
Presión de vapor (25°C)	(bar)	6.657
Presión de vapor (0°C)	(bar)	216.4
Calor específico del líquido (25°C)	(KJ/Kg K)	1.44
Calor específico del vapor (25°C) (1.013 bar)	(KJ/Kg K)	0.85
Viscosidad del líquido (25°C)	(cP)	0.202
Presión superficial (25°C)	(mN/m)	7.9
Solubilidad del R134a en agua	(%)	0.15
Capacidad volumétrica refrig. (-25°C)	(Kg/m ³)	1192.11
Inflamabilidad		No
ODP	-	0
GWP	-	1300

⁶⁵ <http://www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf>

ANEXO H

TABLAS DE TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE 134a

- H.1: TABLAS DE TEMPERATURA DE SATURACIÓN DEL REFRIGERANTE 134a**
- H.2: TABLAS DE TEMPERATURA DE SATURACIÓN DEL REFRIGERANTE 134a**
- H.3: TABLAS DE TEMPERATURA DE SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE 134a**
- H.4: TABLAS DE TEMPERATURA DE SOBRECALENTAMIENTO DEL REFRIGERANTE 134a**

ANEXO H

H.1: Tablas de temperatura de saturación del refrigerante 134a

TABLA A-15a
Refrigerante 134a saturado - Tabla de temperatura

Temp. °C <i>T</i>	Pres MPa <i>P_{sat}</i>	Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat. <i>h_f</i>	Evap. <i>h_{fg}</i>	Vapor sat. <i>h_g</i>	Líquido sat. <i>s_f</i>	Vapor sat. <i>s_g</i>
-40	0.051 64	0.00	222.88	222.88	0.0000	0.9560
-36	0.063 32	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506
-32	0.077 04	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456
-28	0.093 05	14.37	216.01	230.38	0.0600	0.9411
-26	0.101 99	16.82	214.80	231.62	0.0699	0.9390
-24	0.111 60	19.29	213.57	232.85	0.0798	0.9370
-22	0.121 92	21.77	212.32	234.08	0.0897	0.9351
-20	0.132 99	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332
-18	0.144 83	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315
-16	0.157 48	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298
-12	0.185 40	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267
-8	0.217 04	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239
-4	0.252 74	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213
0	0.292 82	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190
4	0.337 65	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169
8	0.387 56	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150
12	0.442 94	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132
16	0.504 16	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116
20	0.571 60	77.26	181.09	258.36	0.2924	0.9102
24	0.645 66	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089
26	0.685 30	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082
28	0.726 75	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076
30	0.770 06	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070
32	0.815 28	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064
34	0.862 47	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058
36	0.911 68	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053
38	0.962 98	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047
40	1.016 4	106.19	162.05	268.24	0.3866	0.9041
42	1.072 0	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035
44	1.129 9	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030

ANEXO H

H.2: Tablas de temperatura de saturación del refrigerante 134a

TABLA A-15b						
Refrigerante 134a saturado - Tabla de presión						
Pres. MPa	Temp. °C	Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/(kg · K)	
		Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Vapor sat.
<i>P</i>	<i>T_{sat}</i>	<i>h_f</i>	<i>h_{fg}</i>	<i>h_g</i>	<i>s_f</i>	<i>s_g</i>
0.06	-37.07	3.46	221.27	224.72	0.0147	0.9520
0.08	-31.21	10.47	217.92	228.39	0.0440	0.9447
0.10	-26.43	16.29	215.06	231.35	0.0678	0.9395
0.12	-22.36	21.32	212.54	233.86	0.0879	0.9354
0.14	-18.80	25.77	210.27	236.04	0.1055	0.9322
0.16	-15.62	29.78	208.18	237.97	0.1211	0.9295
0.18	-12.73	33.45	206.26	239.71	0.1352	0.9273
0.20	-10.09	36.84	204.46	241.30	0.1481	0.9253
0.24	-5.37	42.95	201.14	244.09	0.1710	0.9222
0.28	-1.23	48.39	198.13	246.52	0.1911	0.9197
0.32	2.48	53.31	195.35	248.66	0.2089	0.9177
0.36	5.84	57.82	192.76	250.58	0.2251	0.9160
0.4	8.93	62.00	190.32	252.32	0.2399	0.9145
0.5	15.74	71.33	184.74	256.07	0.2723	0.9117
0.6	21.58	79.48	179.71	259.19	0.2999	0.9097
0.7	26.72	86.78	175.07	261.85	0.3242	0.9080
0.8	31.33	93.42	170.73	264.15	0.3459	0.9066
0.9	35.53	99.56	166.62	266.18	0.3656	0.9054
1.0	39.39	105.29	162.68	267.97	0.3838	0.9043
1.2	46.32	115.76	155.23	270.99	0.4164	0.9023
1.4	52.43	125.26	148.14	273.40	0.4453	0.9003
1.6	57.92	134.02	141.31	275.33	0.4714	0.8982
1.8	62.91	142.22	134.60	276.83	0.4954	0.8959
2.0	67.49	149.99	127.95	277.94	0.5178	0.8934
2.5	77.59	168.12	111.06	279.17	0.5687	0.8854
3.0	86.22	185.30	92.71	278.01	0.6156	0.8735

ANEXO H

H.3: Tablas de temperatura de sobrecalentamiento del refrigerante 134a

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
$P = 0.60 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 21.58^\circ\text{C})$				
Sat.	0.03408	238.74	259.19	0.9097
30	0.03581	246.41	267.89	0.9388
40	0.03774	255.45	278.09	0.9719
50	0.03958	264.48	288.23	1.0037
60	0.04134	273.54	298.35	1.0346
70	0.04304	282.66	308.48	1.0645
80	0.04469	291.86	318.67	1.0938
90	0.04631	301.14	328.93	1.1225
100	0.04790	310.53	339.27	1.1505
110	0.04946	320.03	349.70	1.1781
120	0.05099	329.64	360.24	1.2053
130	0.05251	339.38	370.88	1.2320
140	0.05402	349.23	381.64	1.2584
150	0.05550	359.21	392.52	1.2844
160	0.05698	369.32	403.51	1.3100
$P = 0.80 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 31.33^\circ\text{C})$				
Sat.	0.02547	243.78	264.15	0.9066
40	0.02691	252.13	273.66	0.9374
50	0.02846	261.62	284.39	0.9711
60	0.02992	271.04	294.98	1.0034
70	0.03131	280.45	305.50	1.0345
80	0.03264	289.89	316.00	1.0647
90	0.03393	299.37	326.52	1.0940
100	0.03519	308.93	337.08	1.1227
110	0.03642	318.57	347.71	1.1508
120	0.03762	328.31	358.40	1.1784
130	0.03881	338.14	369.19	1.2055
140	0.03997	348.09	380.07	1.2321
150	0.04113	358.15	391.05	1.2584
160	0.04227	368.32	402.14	1.2843
170	0.04340	378.61	413.33	1.3098
180	0.04452	389.02	424.63	1.3351

ANEXO H

H.4: Tablas de temperatura de sobrecalentamiento del refrigerante 134a

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg · K)
$P = 0.70 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 26.72^\circ\text{C})$				
Sat.	0.02918	241.42	261.85	0.9080
30	0.02979	244.51	265.37	0.9197
40	0.03157	253.83	275.93	0.9539
50	0.03324	263.08	286.35	0.9867
60	0.03482	272.31	296.69	1.0182
70	0.03634	281.57	307.01	1.0487
80	0.03781	290.88	317.35	1.0784
90	0.03924	300.27	327.74	1.1074
100	0.04064	309.74	338.19	1.1358
110	0.04201	319.31	348.71	1.1637
120	0.04335	328.98	359.33	1.1910
130	0.04468	338.76	370.04	1.2179
140	0.04599	348.66	380.86	1.2444
150	0.04729	358.68	391.79	1.2706
160	0.04857	368.82	402.82	1.2963
$P = 0.90 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 35.53^\circ\text{C})$				
Sat.	0.02255	245.88	266.18	0.9054
40	0.02325	250.32	271.25	0.9217
50	0.02472	260.09	282.34	0.9566
60	0.02609	269.72	293.21	0.9897
70	0.02738	279.30	303.94	1.0214
80	0.02861	288.87	314.62	1.0521
90	0.02980	298.46	325.28	1.0819
100	0.03095	308.11	335.96	1.1109
110	0.03207	317.82	346.68	1.1392
120	0.03316	327.62	357.47	1.1670
130	0.03423	337.52	368.33	1.1943
140	0.03529	347.51	379.27	1.2211
150	0.03633	357.61	390.31	1.2475
160	0.03736	367.82	401.44	1.2735
170	0.03838	378.14	412.68	1.2992
180	0.03939	388.57	424.02	1.3245

ANEXO I

Archivo digital para interpolar valores



ANEXO J

GUÍA DE PRÁCTICAS

- J.1: RECONOCIMIENTO DEL EQUIPO Y CRITERIOS DE SEGURIDAD INDUSTRIAL**
- J.2: ANÁLISIS DEL SISTEMA POR COMPRESIÓN DE VAPOR**

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR



Facultad de Ingeniería Automotriz

**LABORATORIO DE TERMODINÁMICA APLICADA Y CLIMATIZACIÓN
AUTOMOTRIZ**

PRÁCTICA N° 1

**TEMA: RECONOCIMIENTO DEL EQUIPO Y CRITERIOS DE SEGURIDAD
INDUSTRIAL**

Elaborado por: Juan Pablo Proaño Fernández

Quito, Ecuador

2011

210

PRÁCTICA N°1

1. TEMA

Reconocimiento del equipo y criterios de seguridad industrial.

2. OBJETIVOS

- Identificar y conocer el funcionamiento de los componentes que involucra el banco de expansión de refrigerante.
- Considerar los criterios de seguridad necesarios antes de operar el equipo.

3. EQUIPO Y COMPONENTES

Se utiliza el equipo experimental banco de expansión de refrigerante, sistema de refrigeración por compresión de vapor, que cumple con las especificaciones requeridas para trabajar con el refrigerante 134a.

Compone del conjunto condensador para 134a, enfriado por aire forzado.

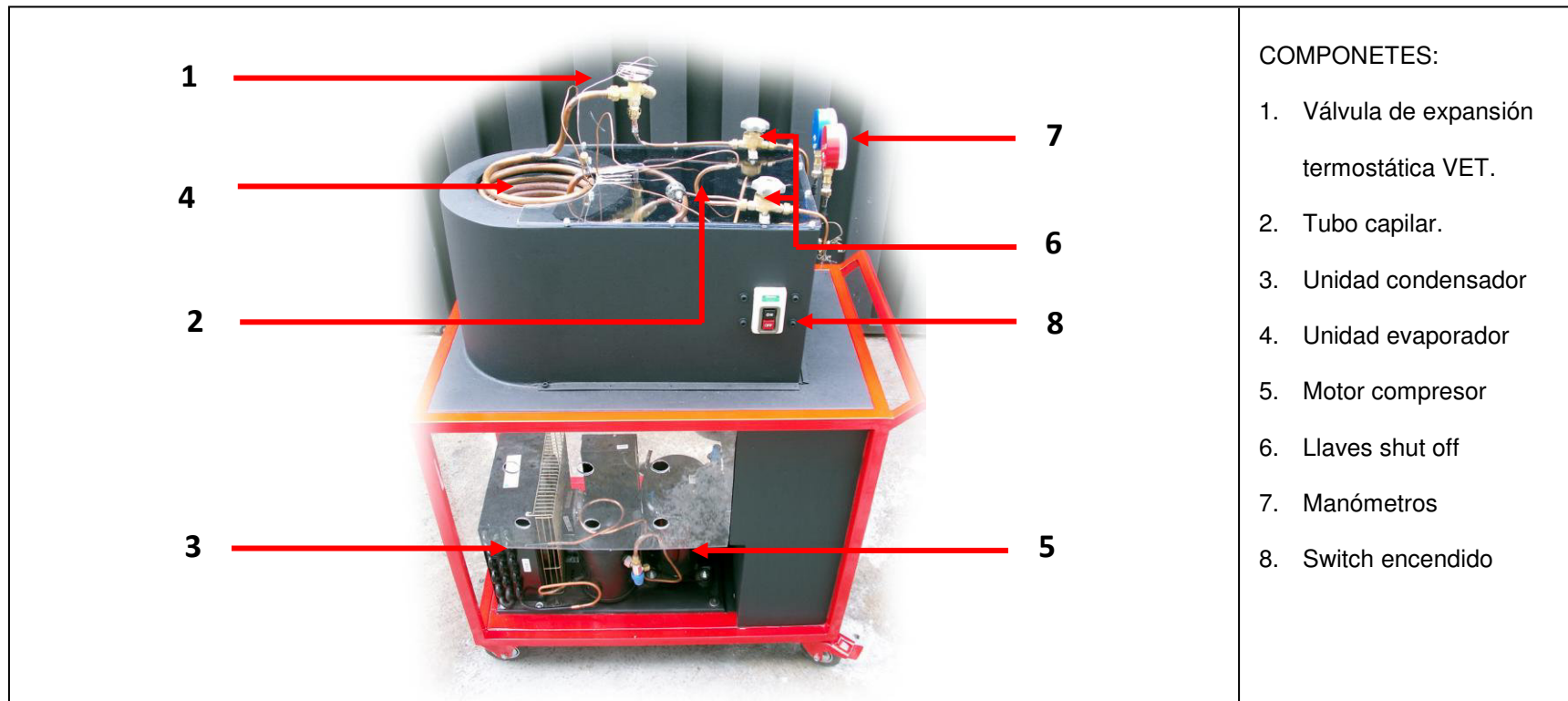
Dispone de un evaporador enfriado por líquido, serpentín en forma helicoidal sumergible, construido con tubería de cobre, cual se sitúa dentro del depósito cilíndrico en un reservorio de 6.4 litros. Las conexiones de entrada y salida del serpentín son llevadas hacia afuera del reservorio por su parte superior.

A la salida del compresor, por la línea de sobrecarga, se tiene dos llaves de paso shut off, para funcionar según lo requerido, y habilitar cualquier de los dos dispositivos para la expansión de refrigerantes. Una válvula de expansión termostática o un tubo capilar.

E sistema compone de un filtro y mirilla para el estado del refrigerante.

Se posee dos manómetros, en la línea de succión y de sobrecarga.

BANCO DE EXPANSIÓN



COMPONETES:

1. Válvula de expansión termostática VET.
2. Tubo capilar.
3. Unidad condensador
4. Unidad evaporador
5. Motor compresor
6. Llaves shut off
7. Manómetros
8. Switch encendido

IDENTIFICACIÓN BÁSICA

COMPONETES GENERALES DEL SISTEMA

FUNCIONAMIENTO

El banco de expansión de refrigerantes, es un sistema que sirve para determinar los cambios de presión y temperatura que tiene el refrigerante en uso con las respectivas válvulas de control, en este caso con dos tipos de válvulas de expansión:

1. Llenar de agua el depósito reservorio del evaporador.
2. Revisar el circuito de R-134a y abrir la llave shut off del dispositivo a utilizar y encender la unidad de condensación.
3. Empezar a tomar los parámetros de presión y temperatura.

Para tener una apreciación más amplia y técnica de los componentes, se ha desarrollado una guía de especificación técnica de componentes del sistema, referida en el capítulo 5.9 o en el folleto situado dentro de los compartimientos del banco de expansión.

4. CRITERIOS DE OPERACIÓN

El equipo representa algo nuevo para los profesores y estudiantes. Por tal motivo se desarrolla las guías de prácticas, como instructivo de identificación, operación y funcionamiento del banco de expansión.

El sistema no representa complejidad en cuanto a su diseño y distribución de sus componentes, pero implica pasos elementales para su correcto uso y operatividad.

- El mal uso del equipo en cuanto a su funcionamiento, puede ocasionar daños irreversibles en el sistema y sus componentes, por lo que es recomendable la presencia o supervisión del profesor a cargo para manipular, enseñar y guiar de forma adecuada al estudiante
- Al realizar las prácticas correspondientes, regirse bajo las guías presentadas y adjuntadas en los compartimientos del banco.
- Antes de encender y apagar el equipo desde el control Switch (ON/OFF), se debe enchufar y desenchufar el cable ruteado ubicado en la parte inferior de uno de los compartimientos.

- Evitar la vibración del equipo, al momento de manipularlo, ya que puede provocar fallas o fisuras de las soldas en las uniones de la tubería y sus distintas conexiones.
- Al finalizar cada práctica, cuando el sistema se encuentra apagado, se recomienda el control de las presiones en cada uno de los manómetros en conjunto con la apertura de las llaves de paso manuales shut off, donde se verifica una igualación aproximada de presiones.
- Observar antes y después de cada práctica por medio de la mirilla o visor, el estado del refrigerante.
- Al finalizar las prácticas, se recomienda vaciar totalmente el líquido del depósito, donde se encuentra ubicado el serpentín (evaporador), para evitar el deterioro de éste, por agentes externos.

5. CRITERIOS DE SEGURIDAD

Cuando el equipo empieza su vida útil, es decir la puesta en marcha, es importante tomar en cuenta que puede estar sujeto a acciones o condiciones inseguras.

Acciones inseguras:

- Operar el equipo sin los conocimientos necesarios.
- Manipular el serpentín evaporador en funcionamiento.
- Cortar componentes del circuito.
- Regar líquidos inflamables.
- Manipular el sistema con manos húmedas.

- Operar el equipo en lugares pequeños con reducido espacio físico o ventilación.
- Obstruir los espacios para flujo de aire ventilado en condensador.
- Encender el sistema, con las llaves shut off cerradas.
- Dejar el depósito evaporador con líquido.

Condiciones inseguras:

- Vibración del equipo, al momento de su operación, puede provocar fallas o fisuras de las soldaduras.
- Presencia de humedad que favorece la biocorrosión.
- Sitio de trabajo inadecuado.
- Mala visibilidad para lectura de instrumentos.
- Pisos resbalosos.
- Operar el equipo sin supervisión.

6. ANÁLISIS DEL ESTADO TÉCNICO DEL EQUIPO

7. CONCLUSIONES REFERENTES A LA PRÁCTICA

8. RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR



Facultad de Ingeniería Automotriz

LABORATORIO DE TERMODINÁMICA APLICADA Y CLIMATIZACIÓN
AUTOMOTRIZ

PRÁCTICA N° 2

TEMA: ANÁLISIS DEL CICLO POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Elaborado por: Juan Pablo Proaño Fernández

Quito, Ecuador

2011

216

PRÁCTICA N°2

1. TEMA

Análisis del ciclo por compresión de vapor.

2. OBJETIVO

- Realizar un análisis termodinámico del sistema de refrigeración con los dos dispositivos de expansión, de acuerdo a los parámetros y mediciones a obtener durante el funcionamiento del equipo.

3. EQUIPO

Banco de expansión del refrigerante 134a.

4. TEORÍA

Una de las etapas fundamentales en un ciclo de refrigeración se da al momento de la expansión del refrigerante. Se permite que éste refrigerante en la fase líquida y a alta presión se expanda súbitamente, hasta una condición de baja presión, en la cual el líquido evaporará rápidamente a una temperatura reducida; al realizar este cambio de estado, tomará su calor latente de evaporación de sus alrededores. Debe notarse que el evaporador en cual ocurre el proceso de ebullición, puede tener cualquier forma con tal que sea a prueba de fuga de gases y logre enfriar la capacidad de líquido requerido.

El evaporador tiene que estar en comunicación con el conducto de succión hacia

un compresor o cualquier otro dispositivo que se encargue de conducir el gas refrigerante y, por compresión, elevarlo a un nivel de temperatura en el cual el contacto indirecto con un medio de enfriamiento, en éste caso aire, permita ceder el calor latente de condensación, completando los cambios de fase del ciclo completo de refrigeración.

Cuando el medio en cual circunda el evaporador, se encuentra almacenado en un recipiente, es decir no existe flujo, el calor latente de evaporación tomado por el refrigerante, da paso a la disminución de la temperatura de ese medio, iniciándose la formación de hielo. El inherente aspecto de control que vale la pena demostrar es, la decreciente cantidad de calor transferible desde el medio (agua), a través del cada vez más grueso hielo formado en el serpentín, evidenciado por la reducción de la temperatura de evaporación.

Para esto, se necesita realizar los cálculos y diagramas termodinámicos correspondientes utilizando los dos dispositivos de expansión instalados, para analizar el comparativo de rendimiento del sistema de refrigeración. Donde se obtiene el COP y los diagramas P-h y T-s respectivos.

5. PROCEDIMIENTO

Una vez examinado el circuito con el refrigerante 134a y sus conexiones, procedemos a habilitar la VET o tubo capilar, por medio de las llaves shut off designadas para cada dispositivo y encender la unidad condensadora. Al momento, que se empieza a tomar lecturas de presión y temperatura, cada

determinado periodo de tiempo designado en la tabla de tabulación de datos.

Se considera que una temperatura razonable de 3 a 4°C (para el agua) puede tomarse como fin del experimento.

Al concluir el experimento, se desconecta el compresor y se hace circular agua ambiente, para poder disolver el hielo formado alrededor del serpentín helicoidal.

Así mismo, se recomienda vaciar totalmente el líquido del depósito evaporador, para evitar el posible deterioro de éste por agentes externos.

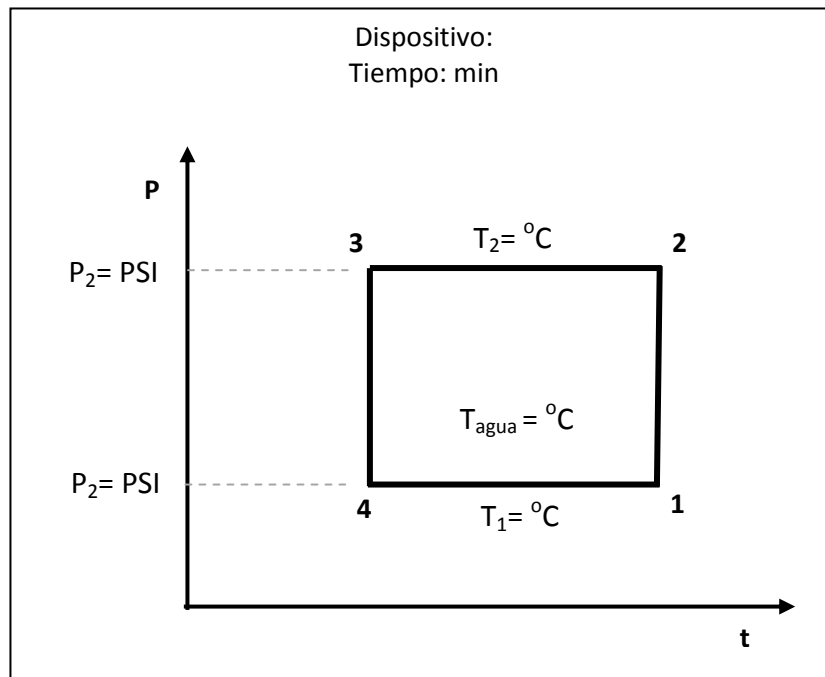
6. TABULACIÓN DE DATOS

Se posee una tabla para registrar los datos de funcionamiento del sistema en intervalos de tiempo y para cada dispositivo de expansión. Donde se requiere obtener las presiones y temperaturas de succión y descarga del sistema.

Tabulación de datos para los dos dispositivos de expansión

Dispositivo	Medición		Evaporador		Condensador	
	Tiempo (min)	Temp. agua (°C)	P ₁ (PSI)	T ₁ (°C)	P ₂ (PSI)	T ₂ (°C)
	0					
	2					
	5					
	8					
	15					
	25					
	35					

Se posee un diagrama de presión-temperatura para registrar los datos de funcionamiento del sistema en intervalos de tiempo y para cada dispositivo de expansión, facilitando el entendimiento y registro de datos.



Tabulación de datos en diagrama presión-temperatura

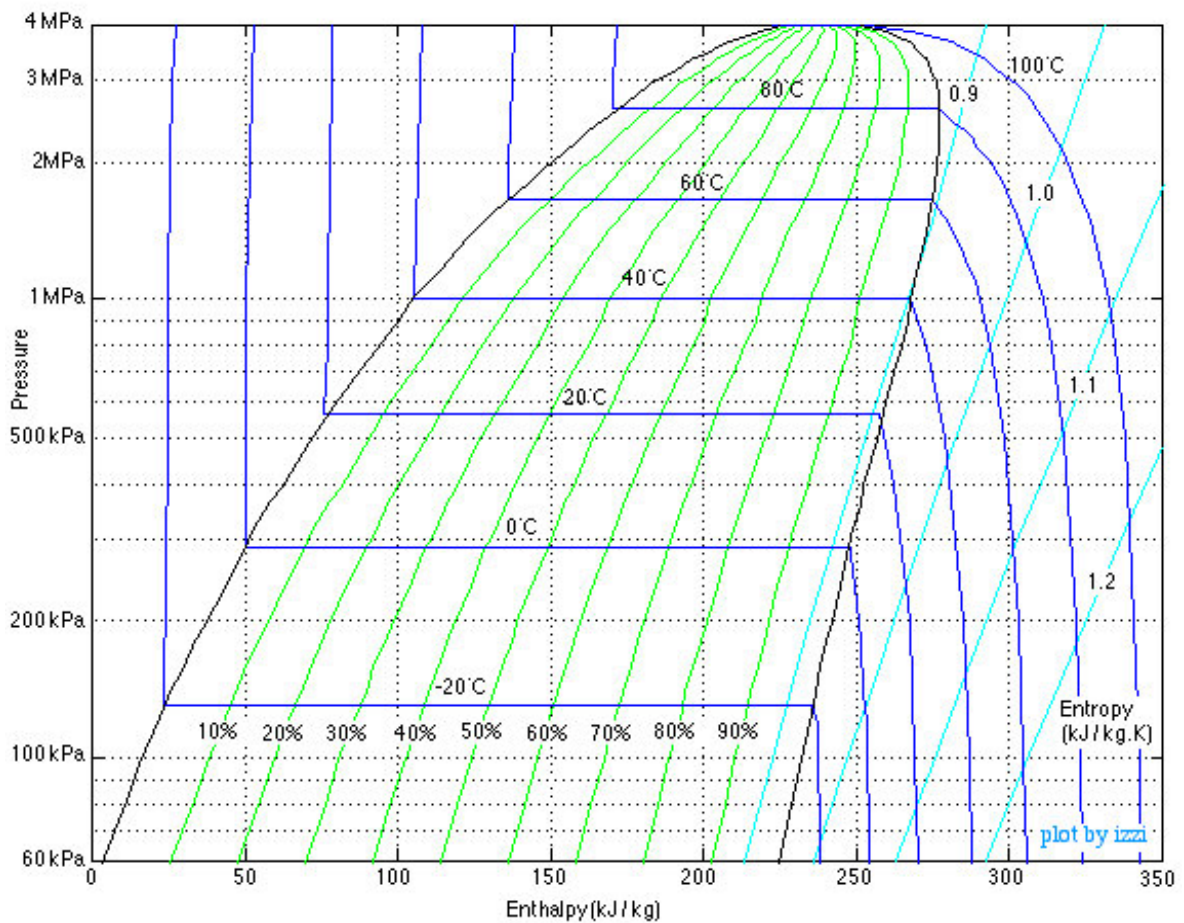
7. CÁLCULOS, Y DIAGRAMAS P-H Y T-S

- Con los datos obtenidos se procede a obtener las entalpías y entropías en cada punto del ciclo, utilizando la tabla del refrigerante 134a.
- Realizar el cálculo, para obtener y tabular los datos a obtener de Q_L , W_e , Q_H , y COP del sistema de refrigeración con cada dispositivo y tabular los datos obtenidos en la siguiente tabla:

Tabulación de datos para obtener el COP

Flujo másico	Efecto de refrigeración	Potencia de compresión	Calor de condensación	COP
$\dot{m} = \frac{q}{ER}$	$Q_L = \dot{m} (h_1 - h_4)$	$W_e = \dot{m} (h_2 - h_1)$	$Q_H = \dot{m} (h_2 - h_3)$	$COP_R = \frac{Q_L}{W_e}$

- Graficar el diagrama P-h con los valores de presión y entalpías obtenidos para cada estado termodinámico del ciclo, indicando el proceso que corresponde a cada componente.



- Graficar en los diagramas P-h y T-s los valores obtenidos:

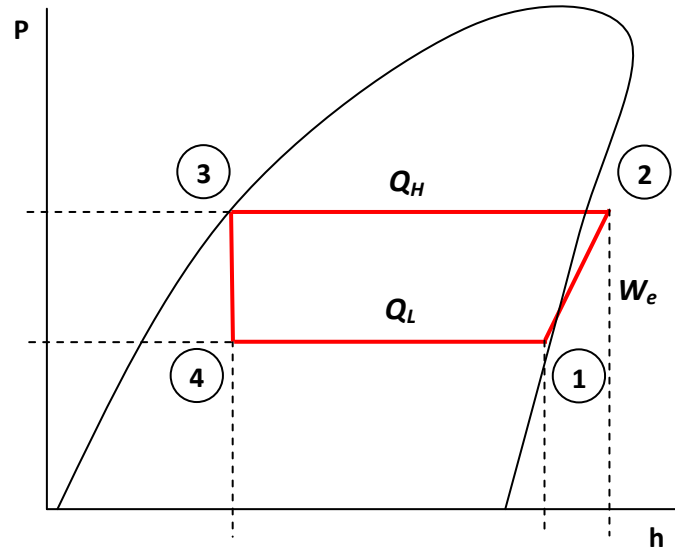


Diagrama presión - entalpía

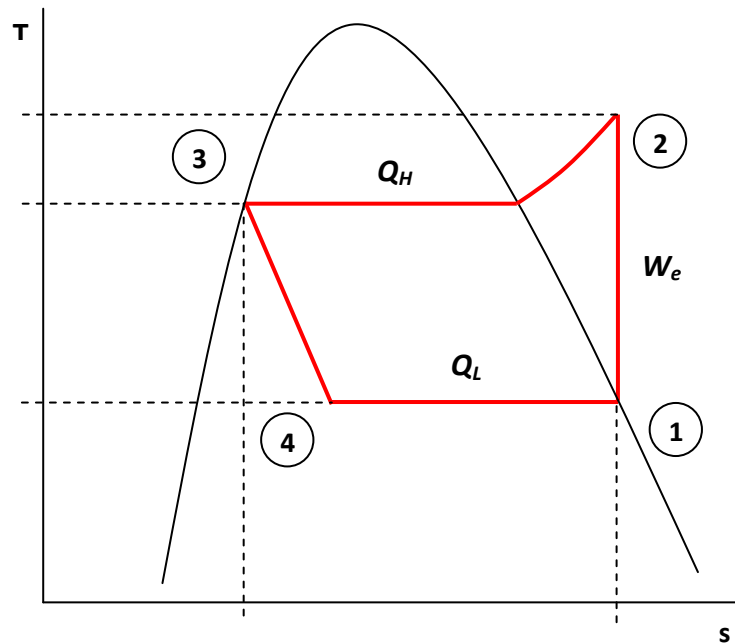


Diagrama temperatura - entropía

8. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se realiza un análisis comparativo del sistema en cuanto al desempeño de funcionamiento en los intervalos de tiempos analizados, deduciendo la fiabilidad y eficiencia para enfriar.

Cuadro comparativo de rendimiento VET vs CAPILAR

Dispositivo	W_e	ER	Q_H	C.O.P.
VET				
Capilar				

9. CUESTIONARIO

- ¿Qué tipo de criterios de seguridad se deben considerar en la operación del equipo?
- ¿Cuáles son las características que debe reunir un refrigerante?
- ¿Para qué sirve la refrigeración?
- Indique los diferentes métodos de refrigeración que existe.
- ¿Cuáles son los parámetros que deben ser medidos, en un sistema de refrigeración por compresión de vapor?
- ¿Cuál el principio de funcionamiento de un sistema de refrigeración?
- ¿En un sistema de refrigeración, que representa el COP?
- ¿Desde su punto de vista cuál es el mejor método de refrigeración?
- ¿Si se necesita enfriar 500 libras de una sustancia qué capacidad frigorífica se necesita?

10. CONCLUSIONES DE LA PRÁCTICA

11. RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA