



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN  
CHILLER PARA EL LABORATORIO DE  
TRANSFERENCIA DE CALOR”**

**ALMENDARIZ LLANOS GALO RODRIGO  
LARA GAVILANES DIEGO ISRAEL**

**TESIS DE GRADO**

**Previa a la obtención del Título de:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2014**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2013-06-21

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**ALMENDARIZ LLANOS GALO RODRIGO**

---

Titulada:

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN CHILLER PARA EL  
LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

---

Ing. Marco Santillán G.  
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Ángel Jácome D.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Pablo Montalvo J.  
ASESOR DE TESIS

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** ALMENDARIZ LLANOS GALO RODRIGO.

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN CHILLER PARA EL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR”

**Fecha de Examinación:** 2014-02-14

### RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán G. PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Ángel Jácome D. DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Pablo Montalvo J. ASESOR			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Marco Santillán G.  
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2013-06-21

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**LARA GAVILANES DIEGO ISRAEL**

---

Titulada:

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN CHILLER PARA EL  
LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

---

Ing. Marco Santillán G.  
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Ángel Jácome D.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Pablo Montalvo J.  
ASESOR DE TESIS

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** LARA GAVILANES DIEGO ISRAEL.

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN CHILLER PARA EL LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR”

**Fecha de Examinación:** 2014-02-14

### RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán G. PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Ángel Jácome D. DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Pablo Montalvo J. ASESOR			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Marco Santillán G.  
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

## **DEDICATORIA**

A mis padres Rodrigo y Fanny, a mi hermano por haber sido mi apoyo en todos los aspectos de mi vida en especial a mi abuelo y mi tío Eduardo quienes me influenciaron para seguir mi carrera.

**Galo Almendariz LLanos**

A padres: María Gavilanes e Isaias Lara quienes, por el cariño, dedicación y entrega para con todos sus hijos.

**Diego Lara Gavilanes**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo y a todas las personas que la conforman, en especial a la Tec. Laura Peñafiel por haber sido el impulso que me llevo a culminar mis estudios, a mis padres y tíos por su apoyo incondicional.

**Galo Almendariz LLanos**

A mis hermanos, amigos, docentes y personal administrativo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por su apoyo constante para la exitosa culminación de la carrera.

**Diego Lara Gavilanes**



# CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	2
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general.....	2
1.3.2 Objetivos específicos:.....	2
<b>2. MARCO TEÓRICO</b>	
2.1 Definición de chiller.....	4
2.1.1 Tipos de chillers.....	4
2.1.2 Aplicaciones de un chiller.....	4
2.2 Principios de refrigeración.....	5
2.2.1 Calor.....	5
2.3 Refrigerantes.....	7
2.3.1 Clases de refrigerantes.....	8
2.4 El ciclo de refrigeración.....	10
2.4.1 Proceso de compresión.....	11
2.4.2 Proceso de condensación.....	11
2.4.3 Proceso de expansión.....	12
2.4.4 Proceso de evaporación.....	12
2.5 Componentes básicos de un sistema de refrigeración.....	12
2.5.1 Compresores.....	12
2.5.2 Condensadores.....	15
2.5.3 Evaporadores.....	17
2.5.4 Dispositivos de control de refrigerante.....	21
2.5.5 Accesorios.....	24
2.6 Formas de transferencia de calor.....	27
2.6.1 La conducción térmica.....	28
2.6.2 Radiación térmica.....	31
2.6.3 Convección.....	32
2.6.4 Diferencia media logarítmica de temperatura.....	36
2.6.5 Coeficiente global de transferencia de calor.....	38

2.6.6	Ecuación general para intercambiadores de calor. ....	38
2.7	Tipos de intercambiadores de calor. ....	39
2.7.1	Intercambiadores de calor abiertos. ....	39
2.7.2	Intercambiadores de calor cerrados. ....	40
2.8	Selección de equipos de bombeo. ....	42
2.9	Anticongelantes industriales. ....	43
2.9.1	Anticongelantes con base alcohol. ....	44
2.9.2	Anticongelantes con base cloruro. ....	45
<b>3.</b>	<b>DISEÑO TÉRMICO</b>	
3.1	Requerimientos del proyecto ....	47
3.2	Características técnicas de la unidad de evaporación. ....	48
3.3	Criterio de selección salmuera. ....	49
3.3.1	Datos técnicos del cloruro de calcio ....	49
3.4	Cálculo de dilución para preparar la salmuera ....	52
3.5	Requerimiento de la unidad de enfriamiento. ....	53
3.5.1	Cargas de enfriamiento ....	53
3.6	Cálculo espesor del aislante. ....	55
3.6.1	Convección libre aire: ....	55
3.6.2	Convección libre salmuera. ....	58
3.6.3	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. ....	60
3.7	Cálculo de la carga frigorífica. ....	62
3.7.1	Carga por estructura ....	62
3.7.2	Carga térmica por producto. ....	68
3.7.3	Carga total de enfriamiento. ....	70
3.8	Ciclo termodinámico del equipo ....	70
3.8.1	Refrigerante R-404A ....	70
3.8.2	Aceite lubricante. ....	72
3.8.3	Ciclo de Carnot de un fluido condensable. ....	73
3.8.4	Definición del ciclo termodinámico. ....	74
3.8.5	Ciclo de refrigeración de una sola etapa. ....	77
3.8.6	Trazado del ciclo frigorífico teórico. ....	78
3.8.7	Trazado del ciclo frigorífico real. ....	81

<b>4.</b>	<b>SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES</b>	
4.1	Parámetros de funcionamiento .....	85
4.2	Selección del evaporador.....	86
4.3	Selección unidad condensadora. ....	87
4.4	Dispositivos de control de flujo de refrigerante. ....	90
4.4.1	Válvula de expansión.....	90
4.5	Selección de las tuberías. ....	92
4.6	Dispositivos de control .....	94
4.6.1	Termostato .....	94
4.6.2	Presóstato .....	95
4.6.3	Válvula solenoide.....	95
4.7	Selección de la bomba y sistema hidráulico. ....	96
4.7.1	Caudal de bombeo ( $Q_b$ ).....	96
4.7.2	Determinación del diámetro de descarga ( $dd$ ).....	96
4.7.3	Determinación del diámetro de succión ( $ds$ ).....	97
4.7.4	Determinación de la altura dinámica total ( $H_{total}$ ). ....	98
4.7.5	Cálculo de la carga dinámica en la descarga ( $hd$ ).....	106
4.7.6	Cálculo de la carga dinámica en la succión. ....	103
<b>5.</b>	<b>CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE</b>	
5.1	Actividades previas a la construcción. ....	107
5.1.1	Elaboración de diagramas y planos de construcción. ....	107
5.1.2	Disponibilidad de materiales.....	107
5.2	Secuencia del proceso.....	107
5.2.1	Proceso de construcción del chiller. ....	108
5.3	Montaje de equipos .....	111
5.3.1	Montaje de la unidad de condensación. ....	111
5.3.2	Montaje del evaporador .....	111
5.3.3	Montaje del sistema hidráulico .....	113
5.3.4	Montaje del tanque para salmuera.....	114
5.3.5	Sistema eléctrico .....	115
<b>6.</b>	<b>PRUEBAS DEL EQUIPO</b>	
6.1	Prueba N.1 .....	122
6.2	Prueba N.2 .....	124

6.3	Prueba N.3 .....	125
6.4	Prueba N. 4 .....	131
<b>7.</b>	<b>OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA</b>	
7.1	Operación del sistema .....	133
7.2	Mantenimiento del sistema. ....	134
7.2.1	Elementos sujetos a mantenimiento. ....	134
7.2.2	Cedazo. ....	135
7.2.3	Mantenimiento del compresor. ....	135
7.2.4	Controles eléctricos. ....	135
7.2.5	Válvulas de succión y de líquido. ....	136
7.2.6	Filtros secadores. ....	136
7.2.7	Visor líquido de refrigerante. ....	136
7.2.8	Válvula solenoide en la línea de líquido .....	137
7.2.9	Válvula de expansión termostática .....	137
7.2.10	Evaporador. ....	138
7.2.11	Condensador enfriado por aire. ....	138
7.2.12	Calentador del cárter. ....	138
7.2.13	Refrigerante. ....	138
7.2.14	Salmuera .....	139
7.3	Mantenimiento preventivo. ....	139
7.3.1	Mantenimiento semanal. ....	139
7.3.2	Mantenimiento mensual. ....	139
7.3.3	Mantenimiento anual. ....	140
7.4	Mantenimiento correctivo .....	140
7.5	Diagnóstico para todos los tipos de mantenimiento descritos. ....	140
7.6	Vida útil .....	154
<b>8.</b>	<b>ANÁLISIS DE COSTOS</b>	
8.1	Costos del equipo. ....	155
8.1.1	Costos directos .....	155
8.1.2	Costos indirectos. ....	158
8.1.3	Costo total del equipo. ....	158

<b>9.</b>	<b>CONCLUSINES Y RECOMENDACIONES</b>	
9.1	Conclusiones. ....	160
9.2	Recomendaciones.....	161

## **BIBLIOGRAFÍA**

## **ANEXOS**

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
1 Refrigerantes que tenderán a sustituir a los contaminantes.....	10
2 Coeficiente global de transferencia de calor recomendado.....	55
3 Carga de enfriamiento.....	70
4 Condiciones ambientales del laboratorio de transferencia de calor.....	74
5 Datos ciudad de Riobamba.....	76
6 Características intercambiador de calor.....	86
7 Características de la unidad condensadora.....	90
8 Velocidades del gas refrigerante R-404A obtenido del fabricante.....	92
9 Diámetros recomendados para el cálculo.....	93
10 Características del termostato.....	94
11 Pérdidas por accesorios en la descarga.....	101
12 Características de la bomba seleccionada.....	105
13 Proceso de construcción.....	106
14 Simbología Norma AISI.....	109
15 Elementos visibles panel de control.....	121
16 Toma de datos 1.....	122
17 Toma de datos 2.....	124
18 Toma de datos 3.....	126
19 Presión de alta y baja (absolutas) respecto al tiempo de la prueba 3.....	127
20 Análisis de la velocidad de enfriamiento por períodos.....	130
21 Toma de datos 4.....	131
22 Pasos para el encendido y puesta en marcha del equipo.....	133
23 Diagnóstico, posibles fallas y soluciones del equipo.....	140
24 Costo por materiales.....	155
25 Costo por transporte.....	157
26 Costo por mano de obra.....	158
27 Costos directos.....	158
28 Costos indirectos.....	158
29 Costo total del equipo.....	159

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
1	Esquema general de un chille..... 5
2	Ciclo de compresión de vapor..... 10
3	Diagrama presión-entalpía (p-h) de un proceso de refrigeración real..... 11
4	Esquema de un compresor alternativo para refrigeración..... 13
5	Partes de la carcasa de un compresor recíprocante..... 13
6	Compresor alternativo abierto..... 14
7	Compresor semi-hermético..... 14
8	Compresor hermético..... 15
9	Condensador enfriado por agua..... 16
10	Condensador enfriado por aire..... 16
11	Evaporador de tubos desnudos..... 18
12	Evaporador de placas..... 18
13	Evaporador de aletas y tubos..... 19
14	Evaporador de tiro forzado..... 19
15	Evaporador por inmersión..... 20
16	Evaporador de tubo a contracorriente..... 20
17	Evaporador multitubular..... 21
18	Evaporador de placas..... 21
19	Corte de una válvula de expansión termostática..... 22
20	Ubicación del bulbo térmico..... 23
21	Tubos capilares..... 24
22	Válvula solenoide..... 25
23	Presóstato de baja y alta presión..... 26
24	Tanque receptor..... 26
25	Deshidratador..... 27
26	Visor de líquido..... 27
27	Conducción térmica a través de una pared compuesta..... 29
28	Conducción a través de una superficie curva..... 30
29	Coeficientes convectivos..... 32
30	Correlación de valores de Nusselt respecto a Rayleigh..... 34
31	Arreglos de las diferentes tuberías en un intercambiador de calor..... 35

32	LMTD para fluidos paralelos.....	36
33	LMTD para fluidos en contracorriente.....	37
34	LMTD para fluidos con cambio de fase.....	37
35	Corte de tubería con doble ambiente convectivo.....	38
36	Esquema de una torre de enfriamiento de tiro inducido.....	39
37	Intercambiador de una sola corriente.....	40
38	Intercambiador con corrientes en paralelo.....	41
39	Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos.....	41
40	Intercambiador con corrientes en contraflujo.....	42
41	Esquema de un intercambiador de calor de placas.....	42
42	Factores de corrección de carga para glicol.....	44
43	Diagrama de fases para glicol.....	45
44	Diagrama de fases para cloruro de calcio.....	46
45	Características de la unidad evaporadora.....	48
46	Condiciones de trabajo del intercambiador de calor de placas.....	48
47	Incremento de temperatura al diluir cloruro de calcio en agua.....	50
48	Calor específico de soluciones acuosas de $\text{CaCl}_2$ .....	50
49	Viscosidad absoluta de soluciones de cloruro de calcio.....	51
50	Densidad de soluciones de cloruro de calcio.....	51
51	Propiedades de las soluciones de cloruro de calcio.....	52
52	Sección transversal de la pared del tanque.....	54
53	Correlación convección libre, flujo externo, placa vertical, horizontal.....	57
54	Analogía resistencias eléctricas.....	61
55	Tanque para salmuera.....	63
56	Referencia de la ubicación del tanque.....	63
57	Representación del circuito de resistencias térmicas.....	64
58	Ubicación pared 1.....	65
59	Ubicación pared 3.....	66
60	Piso del tanque.....	66
61	Techo del tanque.....	67
62	Resistencias térmicas para el techo.....	67
63	Propiedades físico-químicas refrigerante R-404A.....	71
64	Comparación refrigerante respecto a la temperatura de evaporación.....	71
65	Impacto de los refrigerantes hacia la capa de ozono.....	72
66	Diagrama presión-entalpía.....	73
67	Diagrama simplificado de un sistema de refrigeración de una sola etapa.....	77



68	Ciclo de refrigeración de una sola etapa trazado en el diagrama P vs h.....	77
69	Diagrama teórico del sistema de refrigeración.....	79
70	Diagrama resultado ciclo teórico.....	80
71	Diagrama real del ciclo de refrigeración.....	83
72	Diagrama resultado ciclo de refrigeración real.....	83
73	Área de transferencia de calor del intercambiador.....	86
74	Rango de aplicaciones de unidades condensadoras DANFOSS.....	87
75	Compresores NTZ para media y baja temperatura.....	88
76	Aplicación de unidades condensadoras Danfoss, compresores NTZ.....	89
77	Unidad condensadora seleccionada.....	89
78	Dibujo unidad condensadora.....	89
79	Visor líquido y filtro secador.....	90
80	Válvula de expansión termostática.....	91
81	Selección válvula de expansión.....	91
82	Selección de orificio de válvula.....	92
83	Diagrama de velocidades en líneas de succión y descarga.....	93
84	Termostato Full Gauge seleccionado.....	94
85	Termostato instalado en panel de control.....	95
86	Presóstato incluido en la unidad condensadora seleccionada.....	95
87	Datos de selección para cuerpo de válvula solenoide.....	96
88	Datos de selección para bobina de válvulas solenoide.....	96
89	Esquema del sistema de bombeo.....	99
90	Esquema de la cabeza estática de succión.....	103
91	Bomba tipo JET Pedrollo JWS.....	105
92	Diagrama de flujo.....	110
93	Unidad condensadora.....	111
94	Ensamble del conjunto evaporador, unidad condensadora.....	111
95	Soldadura de plata al 5% como material de aporte.....	112
96	Posición del intercambiador de calor de placas.....	112
97	Acople entre condensadora e intercambiador de calor de placas.....	112
98	Instalaciones hidráulicas.....	113
99	Llave de globo.....	113
100	Bomba de suministro del intercambiador.....	114
101	Interior del tanque de acero inoxidable.....	114
102	Tanque construido.....	115
103	Diagrama eléctrico de potencia.....	116

104	Diagrama eléctrico de control y de potencia de la bomba.....	116
105	Tablero de control.....	117
106	Contactador magnético.....	118
107	Características del contactor.....	118
108	Relé térmico.....	119
109	Parámetros de selección del relé térmico.....	119
110	Selector.....	120
111	Luz de panel de control.....	120
112	Panel de control.....	121
113	Gráfica temperatura vs. Tiempo de la prueba 1.....	123
114	Gráfica temperatura vs. Tiempo de la prueba 2.....	125
115	Gráfica temperatura vs. Tiempo de la prueba 3.....	126
116	Gráfico presiones respecto al tiempo.....	128
117	Diagrama presión-entalpía del R-404A.....	128
118	Gráfica temperatura vs. Tiempo de la prueba 4.....	131
119	Esquema del tablero de control.....	133

## LISTA DE ABREVIACIONES

AISI	Instituto Americano de Fierro y Acero (siglas en inglés).
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción.
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.
ISO	International Organization for Standardization (siglas en inglés).
m	Metro.
s	Segundo.
J	Joule.
°C	Grado centígrado.
°F	Grado Farenheith.
kg	Kilogramo.
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica.
W	Vatios.
BTU	British thermal unit (siglas en inglés).
K	Conductividad térmica.

## LISTA DE ANEXOS

- A** Diagrama Presión-Entalpía refrigerante R-404A.
- B** Diagrama velocidades en las líneas de refrigerante R-404A.
- C** Propiedades físico químicas refrigerante R-404A.
- D** Propiedades del aire.
- E** Diagrama de Moody.
- F** Tabla de pérdidas por accesorios.

## RESUMEN

Se ha diseñado, construido y probado un chiller para el laboratorio de Transferencia de Calor, con la finalidad de que el cuerpo docente y especialmente los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica conozcan el funcionamiento práctico de este tipo de equipos, para lo cual se inició con la selección de una unidad condensadora compacta, de un intercambiador de calor de placas de alto tonelaje, una bomba de recirculación con rodete de polipropileno, un tanque reservorio de acero inoxidable con aislamiento térmico de poliuretano de alta densidad compactado y la utilización de salmuera de cloruro de calcio al 20% como anticongelante.

Este tipo de diseño térmico se lo realizó bajo norma ASHRAE para determinar la carga térmica que se desea retirar del fluido a refrigerar, de los equipos a utilizar y del tanque reservorio, resultando en 5000 Vatios, con una pérdida térmica menor al 1%, para ajustarnos a este requerimiento térmico se usó un intercambiador de calor de placas de 3 toneladas de refrigeración, para el reservorio se obtiene una pared 0,08 metros y el uso de una bomba de recirculación del anticongelante tipo JET auto cebante de, 0.5 Hp.

Con la implementación de este equipo en el laboratorio de Transferencia de Calor podemos alcanzar temperaturas de la salmuera desde la ambiental hasta los  $-15^{\circ}\text{C}$ , según sea nuestro requerimiento, el rango de funcionamiento del equipo es de  $-8^{\circ}\text{C}$  a  $-10^{\circ}\text{C}$  para que exista un rendimiento óptimo.

Debido al alto uso de este tipo de equipos en la industria se recomienda la enseñanza teórica y práctica del mismo, ya que ahora podemos contar con un chiller de alta capacidad y prestaciones en el Laboratorio de Transferencia de Calor.

## ABSTRACT

A chiller has been designed constructed and tested for the Heat Transfer laboratory, in order to know the academic staff and students specially from the Mechanical Engineering knowing the practical functioning in this kind of equipment, thus it was started and selected the compact condensing unit, from heat exchanger with high-tonnage panels, a recirculation pump with polypropylene impeller, stainless steel reservoir tank with high-density compact polypropylene thermal insulation and the usage of calcium chloride brine to 20% as an anti-freeze.

This type of thermal design was carried out according to the ASHRAE standard to determine the thermal load wished to be removed of the fluid to be cooled, from the equipment to be used and the reservoir tank, resulting in 5000 W, for adjusting to this technical requirement was used a heat exchanger with three-tonnage panels of cooling, for the reservoir tank is obtained a wall of 0.0427 meters high and the use of a recirculation pump of the anti-freeze Type JET self-priming of 0.5 HP.

With the implementation of this equipment in the Heat Transfer laboratory we can reach the brine temperatures from the environmental up to  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , according to our requirements, the functioning range of this equipment is from  $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  for an optimal performance.

Due to the high use of this equipment in the industry it is recommended the theoretical and practical teaching considering that now we can count with a high-capacity chiller and services in the Heat Transfer laboratory.

# CAPÍTULO I

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Antecedentes

El uso del agua fría para mantener condiciones controladas de temperatura y humedad se remonta a principios del siglo XX con clientes industriales que vieron las ventajas económicas que ésta nueva tecnología prometía. En ese entonces sólo se podía contar con equipos que enfriaban y deshumedecían el aire por contacto directo con el agua fría lo que requería que la temperatura del agua fría se mantuviera por debajo de la temperatura del punto de rocío que se pretendía lograr en el aire de suministro durante todo el proceso pues el intercambio térmico aire-agua era en paralelo. Esto limitaba el diferencial de temperatura en el agua a valores relativamente bajos de donde comienza a popularizarse el uso del diferencial de 5 °C que muchos aún hoy continúan usándolo.

La introducción de los serpentines de enfriamiento aletados mejora ésta situación pues permite el intercambio de calor aire-agua en contra flujo que es más eficiente y por ello es capaz de producir diferenciales más altos en el agua fría lo que reduce costos y eleva la eficiencia de la instalación.

La importancia de conocer las aplicaciones de un sistema de enfriamiento de agua, conocidos como chillers, dentro de las competencias generales en la Ingeniería Mecánica hace que la importancia de este proyecto sea alta para generar conocimiento y complementar la educación; Las aplicaciones más comunes para éste tipo de equipos son las siguientes:

Chillers para aire acondicionado.

Chillers tipo industrial.

Chillers para procesos de la industria alimenticia.

El diseño y construcción de un chiller permitirá poner en práctica nuestro nivel académico y al mismo tiempo consolidar nuestros conocimientos en el campo térmico, mecánico, hidráulico y en el campo de control automático adentrándonos en lo que es el perfil profesional del Ingeniero Mecánico, para de ésta forma dar a conocer a nuestros compañeros y a la ciudadanía una alternativa para su desarrollo técnico y económico, los chillers se clasifican según su tamaño (portátil, central) y el condensador (aire o agua). En el centro de cualquier enfriador es el compresor que es bien un compresor de movimiento alternativo, de desplazamiento o de tornillo generalmente accionado por un motor eléctrico.

## **1.2 Justificación**

Equipar el laboratorio de Transferencia de Calor de la Escuela de Ingeniería Mecánica, complementar el proyecto propuesto con la teoría para que los estudiantes obtengan conocimientos generales de la aplicación de un chiller y el uso del agua helada mezclada con algún tipo de anticongelante que se generará en el proceso.

La manipulación del equipo permitirá a los estudiantes apropiarse del conocimiento básico de la transferencia de calor que se produce dentro de un chiller.

El chiller soluciona varios problemas de aire acondicionado y refrigeración. La investigación ha demostrado que las instalaciones de sistemas de refrigeración recientes están muy lejos de la eficiencia energética. La mayoría son al menos 30% más robustos que lo necesario que se traduce en una mayor potencia y el aumento del consumo de energía por tonelada de enfriamiento entregado, el aumento de los costos de mantenimiento y, en última instancia, una vida de funcionamiento del enfriador corta.

## **1.3 Objetivos**

**1.3.1** *Objetivo general.* Diseñar, construir y probar un chiller para el laboratorio de Transferencia de Calor.

**1.3.2** *Objetivos específicos:*

Analizar la norma y bibliografía específica.



Diseñar el sistema de refrigeración.

Seleccionar los equipos y componentes.

Construir el equipo.

Probar el equipo.

Realizar un manual de operación y mantenimiento.

Analizar los costos generados por el proyecto.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Definición de chiller

La palabra chiller proviene de la palabra inglesa “chill” que significa helar, un chiller es un enfriador industrial de agua, anticongelante o salmuera la cual se usa en procesos de enfriamiento posteriores. La idea principal es la extraer al calor generado en un proceso determinado por medio de contacto con el fluido frío, la cual retorna al chiller para reducir su temperatura y ser enviada nuevamente al proceso. (VALENZUELA, 2010)

Es un sistema completo de refrigeración que incluye un condensador, un evaporador, compresor, válvula de expansión (evaporación), refrigerante, cañerías y accesorios, además de una bomba de impulsión de agua para recirculación del agua, y garantizar el permanente flujo de masa entre los dos sistemas.

Dependiendo del proceso se requieren de distintos caudales, presiones y temperaturas del fluido incluso bajo cero como es nuestro caso, este tipo de temperaturas se pueden alcanzar con la adición de anticongelantes industriales como el etilenglicol o cloruro de calcio industrial.

**2.1.1 Tipos de chillers.** Existen de dos tipos: los enfriados por aire y los enfriados por agua, los primeros para la transferencia de calor ocurre en evaporador y el condensador es el que disipa el calor por medio de un ventilador que fuerza el aire por el mismo mientras que los que son enfriados por agua necesitan una torre de enfriamiento o un recurso de agua natural como un lago o un río a su vez para los dos casos existe también los que obtienen el acceso a sus respectivos fluidos por medio de otro elemento mecanizado como un ventilador o una bomba de suministro.

*Aplicaciones de un chiller.* Las aplicaciones son muy extensas, entre las cuales están:

En la industria petroquímica.

En el procesamiento de agua.

En la inyección o soplado en la industria del plástico.

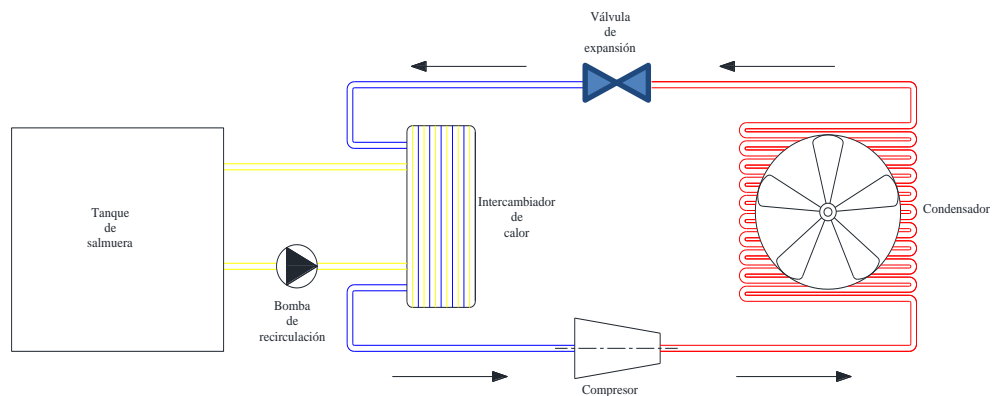
En aire acondicionado para comodidad humana.

En la industria vinícola para fermentar vinos.

En plantas de procesamiento de alimentos.

En torres de refrigeración.

Figura 1. Esquema general de un chiller.



Fuente: Autores.

## 2.2 Principios de refrigeración

El común de las personas confunde la palabra refrigeración con frío o con enfriamiento; sin embargo, en la práctica se basa casi enteramente con la transmisión de calor. La refrigeración por compresión de vapor se ha constituido en el método más usado en la actualidad para equipos de bajo caballaje, existiendo también los sistemas centrífugos para aplicaciones de mayor potencia. (VALENZUELA, 2010)

*Calor.* Es una forma de energía, creada principalmente por la transformación de otros tipos de energía. Es frecuentemente definido como energía de tránsito, porque nunca se mantiene estática, ya que siempre está transmitiéndose de los cuerpos calientes a los cuerpos fríos.

Es importante tener en cuenta que los cuerpos no tienen calor, sino energía interna, cuando una parte de ésta energía se transfiere de un sistema o cuerpo hacia otro que se halla a distinta temperatura, se habla de calor. El traspaso de calor se producirá hasta que los dos sistemas se sitúen a igual temperatura alcanzándose el denominado equilibrio térmico. (COPELAND, 2010)

Las unidades más usadas para el calor son: en el SI, el Julio o Joule (J) como una unidad de energía, también se utiliza generalmente la caloría (cal) y se dice que es la cantidad de calor necesaria para aumentar la temperatura de un gramo de agua 1°C, pero existe una unidad muy aceptada comercialmente que es el BTU (British Thermal Unit) que puede definirse como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua 1°F.

Existen varios tipos de calor los cuales son:

*Calor sensible.* Se define como el calor que provoca un cambio de temperatura en una sustancia, es decir, es el calor que puede percibirse por medio de los sentidos, de allí su nombre, sin provocar un cambio de fase en la sustancia. (INCROPERA, 1999)

Existe una constante de proporcionalidad llamada calor específico el cual es propio de cada sustancia, del cual depende la cantidad de calor a suministrar para lograr un cambio de temperatura. Se lo cuantifica por la ecuación 1:

$$Q_s = \dot{m}c_p(t_2 - t_1) \quad (1)$$

Donde:

$Q_s$  = Calor sensible.

$\dot{m}$  = Flujo másico de la sustancia.

$c_p$  = Calor específico a presión constante.

$t_2 - t_1$  = es la diferencia de temperaturas.

*Calor latente.* Es el que se necesita para cambiar un sólido en líquido, o un líquido en gas sin variar la temperatura de la sustancia. La palabra latente significa “oculto”, o sea que este calor requerido para cambiar de fase una sustancia no es percibido por los sentidos. (INCROPERA, 1999)

*Calor latente de fusión.* Es el calor necesario para el cambio de una sustancia de sólida a líquida o líquida a sólida, sin cambiar su temperatura, en el caso del agua 0°C a nivel del mar, se lo denomina también como calor latente de licuefacción o de congelación. Se lo puede calcular con la siguiente fórmula:

$$Q_{LF} = \dot{m}h_{if} \quad (2)$$

Donde:

$Q_{LF}$  = Calor latente de fusión.

$\dot{m}$  = Flujo másico de la sustancia.

$h_{if}$  = Entalpía de fusión.

*Calor latente de evaporación.* Es el calor necesario para cambiar una sustancia de líquido a vapor o de vapor a líquido, sin variar la temperatura de la sustancia, para el agua es de 100°C a nivel del mar, también es llamado calor latente de ebullición o de evaporación, caso contrario calor latente de condensación. Se lo puede calcular de forma similar con la siguiente fórmula: (INCROPERA, 1999)

$$Q_{LV} = \dot{m}h_{fg} \quad (3)$$

Donde:

$Q_{LV}$  = Calor latente de fusión.

$\dot{m}$  = Flujo másico de la sustancia.

$h_{fg}$  = Entalpía de fusión.

### **2.3 Refrigerantes**

Una sustancia puede absorber grandes cantidades de calor con un aumento de su calor sensible si la diferencia de temperaturas es elevado o si el peso de la sustancia es grande. En refrigeración mecánica se requiere un proceso que pueda transmitir grandes cantidades de calor económica y eficientemente, y que pueda repetirse continuamente en procesos de evaporación y condensación.

Prácticamente cualquier líquido puede ser usado para absorber calor por evaporación. El agua es ideal para muchos aspectos, pero hierve a temperaturas demasiado altas para usarse en operaciones de enfriamiento normales, y se congela a temperaturas

demasiado altas para usos en baja temperatura, por ésta razón los refrigerantes deben cumplir varios requisitos como son:

Deben ser de preferencia no tóxicos, de manera que en caso de fugas no exista peligro de lesiones. Este atributo es muy importante en sistemas de aire acondicionado, en refrigeradores domésticos o en cualquier sistema que este en contacto directo con personas o en lugar poco ventilados, pero los refrigerantes tóxicos son admisibles en instalaciones industriales o comerciales. Las sustancias tóxicas que carecen de olor deben tener un agente indicador (por ejemplo, acroleína, que es irritante para ojos y nariz).

Deben ser económicos, tanto en su costo inicial como en su mantenimiento. Entre los problemas que se tienen para mantenerlos se incluyen: el control de fugas; una adecuada lubricación ya que no debe reaccionar con el aceite lubricante pues puede deteriorar las propiedades del lubricante; se debe evitar la corrosión de los materiales con los que entra en contacto por último debe ser de fácil disponibilidad para reaprovisionar el sistema.

*Los refrigerantes no deben ser inflamables.* Algunos tipos de hidrocarburos se utilizan como refrigerantes (por ejemplo el propano y el butano), estos y otros más como el amoníaco o el cloruro de metilo significan un riesgo de incendios y explosiones por lo cual se recomienda el uso de accesorios de seguridad en su uso.

Deben tener bajas presiones de saturación a las temperaturas normales de funcionamiento, las altas presiones significarían partes más pesadas y tubos con cédulas mayores.

**2.3.1 Clases de refrigerantes.** Existen muchos tipos de refrigerantes, algunos de los cuales se usan comúnmente, en instalaciones antiguas se empleaban bióxido de sulfuro, el propano, etano, cloruro metílico y el amoníaco. Sin embargo, debido a que éstas sustancias son tóxicas, peligrosas o tienen características no deseadas, han sido reemplazadas por otras creadas especialmente para usarse en refrigeración. Un refrigerante nunca se nombra por su nombre comercial sino por su número correspondiente R-12, R-22, R-404A, etc.

Los refrigerantes pueden ser puros o mezclas de diferentes gases, las pueden ser azeotrópicas que es una mezcla de dos (binarias) o tres componentes (ternarias) que

se comporta como un refrigerante puro y empiezan por la letra 5 por ejemplo R-500, R502.

Las mezclas no azeotrópicas están formadas por varios componentes pero la mezcla no se comporta como refrigerante puro, por lo que no tiene una evaporación ni condensación constante, esto hace que la carga de este tipo de gas se la haga siempre por líquido ya que cada gas se comporta diferente en estado gaseoso, este tipo de refrigerantes se los designa por la letra 4 por ejemplo R-404, R-408, R-409, etc. Por otro lado las mezclas no azeotrópicas tiene un deslizamiento de temperatura, lo que quiere decir que a la misma presión la temperatura es diferente si está en fase gaseosa o en líquida, este deslizamiento puede estar entre 1 a 7 °C.

Los refrigerantes que empiezan por el número 7 indican que son fluidos inorgánicos, por ejemplo el amoníaco  $\text{NH}_3$  que se denomina R-717, el R-744 que es el anhídrido carbónico  $\text{CO}_2$  o el anhídrido sulfuroso  $\text{SO}_2$  como R-764. Finalmente los que empiezan por el número 6 son los isobutano como el R-600 que son altamente inflamables, a los refrigerantes se los puede clasificar por sus componentes base pudiendo ser:

*Refrigerantes CFC's.* Son refrigerantes que contienen cloro, flúor y carbono en su molécula por ésta razón se denominan elementos clorofluorcarbonados, entre los que se encuentra el R-12 que en temperaturas inferiores a su punto de ebullición, es un líquido transparente, inodoro, no es tóxico ni irritante, pero está prohibida su fabricación desde 1995 y su comercialización en países de la unión europea desde el año 2000.

Son refrigerantes que tienen en su composición hidrogeno, cloro, flúor y carbono, conocidos también como hidroclofluorcarbonados, también es un refrigerante prohibido desde el 2004 por la Unión Europea y su desaparición desde el 2015 porque también afectan a la capa de ozono. El más representativo de su clase es el R-22. El refrigerante R-22 por su parte tiene presiones de saturación mucho más altas, tiene un calor latente de evaporación mucho mayor y un volumen específico inferior, por lo tanto tiene una alta capacidad de refrigeración.

*Refrigerantes HFC's.* Estos tipos de refrigerantes solo contienen hidrógeno, flúor y carbono en su composición, la carencia de cloro lo hace inocuo contra la capa de ozono por lo cual son las alternativas más satisfactorias para reemplazo a largo plazo de los refrigerantes CFC's y HCFC's. Entre el más usado está el R-404A que es el

reemplazo directo del gas R-502 que es un CFC y del R-22 que es un HCFC. Es totalmente aceptado para vitrinas frigoríficas, refrigeración de transportes, exposición de elementos congelados, máquinas para hacer hielo, etc. (VILLANUEVA, 1995)

Tabla 1. Refrigerantes que tenderán a sustituir a los contaminantes.

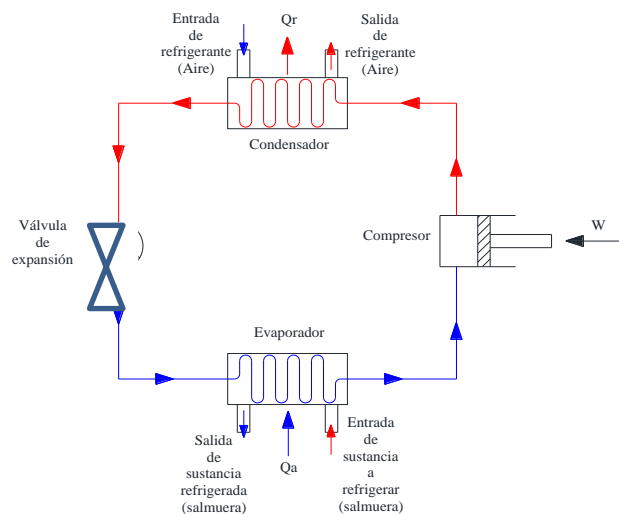
Uso o servicio	CFC/HCFC	HFC
Limpieza	R-11	R-141b
Temperatura media	R-12	R-134A/R-409
Baja temperatura	R-502	R-404/R-408
Aire Acondicionado	R-22	R-407C

Fuente: Maxitec.com/gases refrigerantes

## 2.4 El ciclo de refrigeración

La refrigeración continua se logra por diferentes procesos. En la mayoría de las aplicaciones y casi exclusivamente en las de pequeño caballaje, el sistema de compresión de vapor es el más usado, comúnmente llamado ciclo básico de compresión, representado en la figura 2, en el caso ideal, todo el flujo es sin fricción, salvo el que pasa por la válvula de expansión, y todos los procesos, excepto los del condensador y del evaporador (cuerpo frío) son adiabáticos. (VALENZUELA, 2010)

Figura 2. Ciclo de compresión de vapor

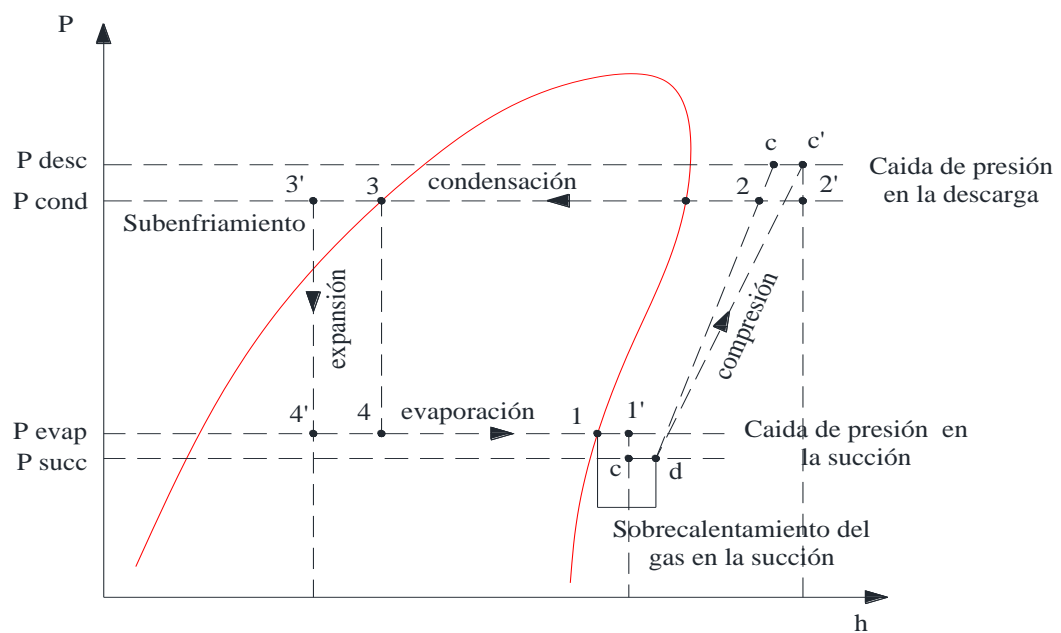


Fuente: Autores.



Existen dos presiones en el sistema de compresión: la de evaporación o baja presión y la de condensación o alta presión. El refrigerante actúa como medio de transporte para retirar el calor del evaporador al condensador donde es despedido a la atmósfera por medio de un ventilador o en sistemas enfriados por agua, el agua de enfriamiento o simplemente al aire ambiental. Un cambio de estado de líquido a vapor y viceversa permite al refrigerante absorber y descargar grandes cantidades de calor en forma eficiente.

Figura 3. Diagrama presión-entalpía (p-h) de un proceso de refrigeración real.



Fuente: Autores.

**2.4.1 Proceso de compresión.** En la fase de compresión, el compresor toma el refrigerante en forma de vapor a baja presión y lo comprime aumentando su presión y su temperatura, el vapor caliente por la subida repentina de presión es bombeado fuera del compresor a través de una válvula de descarga hacia el condensador, se preferiría el refrigerante en estado 1 o sea sobre la curva de vapor saturado de la figura 3. El proceso de compresión tiene dos funciones fundamentales.

**2.4.2 Proceso de condensación.** La función principal del condensador en la de subenfriar el líquido en una pequeña cantidad, lo realiza mediante disipadores de calor en forma de serpentín con pequeñas varillas y generalmente aletas para aumentar su transferencia de calor con el medio ambiente, para aumentar su eficiencia también algunos vienen equipados con un ventilador de gran capacidad o también para

sistemas con agua de enfriamiento, el refrigerante se licúa a alta presión y temperatura.

*Proceso de expansión.* Se denomina expansión pues el refrigerante pasa de un lado de alta presión a un lado de baja por medio de un orificio muy pequeño, la reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que este hierva o se vaporice hasta que el refrigerante alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la de su presión o sea baja bruscamente para que pueda absorber calor dentro del evaporador que le sigue en el ciclo.

*Proceso de evaporación.* Conforme el refrigerante líquido a baja temperatura y presión pasa por el evaporador, el calor fluye a través de las paredes o tuberías del mismo hacia el refrigerante, convirtiéndolo nuevamente en vapor saturado, la válvula de expansión es quien regula el flujo de refrigerante a través del evaporador conforme sea necesario para mantener una diferencia de temperatura determinada, el bulbo de la válvula de expansión es quien censa ésta variación y actúa sobre la válvula. (VALENZUELA, 2010)

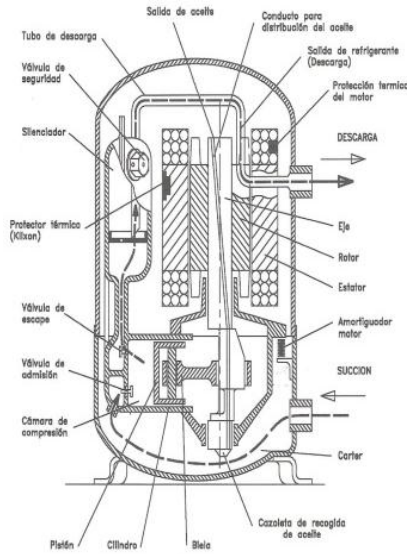
## **2.5 Componentes básicos de un sistema de refrigeración**

*Compresores.* El compresor tiene dos funciones dentro del ciclo de refrigeración por compresión. En primer lugar succiona el refrigerante en forma de vapor y reduce la presión en el evaporador a un punto en el que puede ser mantenida la temperatura de evaporación deseada. Por otra parte eleva la presión del vapor refrigerante de modo que la temperatura de saturación sea superior a la del medio expuesto en el condensador para la condensación del vapor.

Básicamente se dividen en tres tipos: alternativos o reciprocantes, rotativos y centrífugos. Los más usados por la inmensa mayoría son los reciprocantes por alto rendimiento y fácil mantenimiento. (COPELAND, 2010)

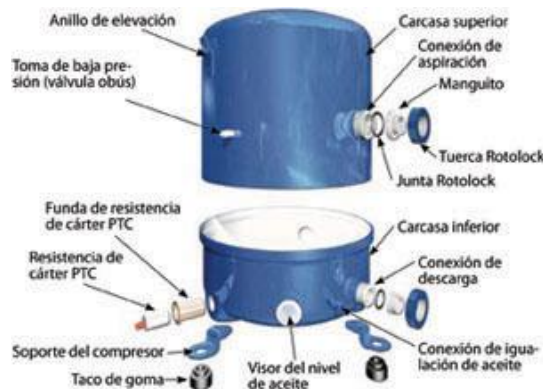
*Compresores alternativos.* Un compresor alternativo o reciprocante viene dotado de un pistón que es quien realiza las carreras de admisión y descarga conectado a un cigüeñal mediante una biela. Es muy eficiente a presiones de condensación elevadas y para altas relaciones de compresión, éste tipo de compresores son los más utilizados en sistemas de refrigeración domésticos e industriales debido a su costo y prestaciones.

Figura 4. Esquema de un compresor alternativo para refrigeración



Fuente: Catálogo tecumseh.

Figura 5. Partes de la carcasa de un compresor recíprocante.



Fuente: [http://www.forofrio.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=142:el-compresor%2](http://www.forofrio.com/index.php?option=com_content&view=article&id=142:el-compresor%2).

Entre sus ventajas están la adaptabilidad a diferentes refrigerantes, la facilidad con que permite el desplazamiento de líquido a través de tuberías dada la elevada presión creada por el compresor, su durabilidad, la sencillez de su diseño y un costo relativamente bajo.

Existen tres tipos de compresores alternativos para refrigeración: los abiertos, compresores semi-herméticos y los compresores herméticos.

Compresores alternativos abiertos. Estos fueron los primeros modelos que se utilizaron en la industria de la refrigeración, los pistones y cilindros se encuentran sellados dentro del cárter y un cigüeñal extendiéndose a través del cuerpo hacia su

exterior para ser impulsado por alguna otra fuerza externa, entre sus desventajas se puede anotar que son de elevado precio, pesados, difícil alineación del cigüeñal, ruido excesivo, fallas en los sellos, gran tamaño, corta vida de las bandas, etc. Por ésta razón se ha ido reduciendo su campo de acción, excepto para aplicaciones específicas como por ejemplo en el aire acondicionado de los autos.

Figura 6. Compresor alternativo abierto



Fuente: <http://www.atmosferis.com/compresores-alternativos/>

*Compresor semi-hermético.* El compresor es accionado por un motor eléctrico montado directamente en el cigüeñal del compresor; Todas las partes del compresor y del motor son herméticamente selladas dentro de una cubierta común, como ventajas se tiene que es compacto, eficiente y generalmente no requiere mantenimiento. Se puede tener acceso para reparaciones sencillas en el caso de que lo amerite.

Figura 7. Compresor semi-hermético



Fuente: <http://www.atmosferis.com/compresores-alternativos/>

*Compresor hermético.* Se lo ha desarrollado en un esfuerzo para lograr una disminución en tamaño y costo; se usa en equipos de baja y media potencia, un motor eléctrico hace girar al cigüeñal al igual que al anterior pero con la diferencia que la carcasa metálica está herméticamente sellada con soldadura, únicamente en los de mediana potencia tienen válvulas para la carga o reemplazo del aceite del cárter cuando éste se deteriora. (COPELAND, 2010)

Figura 8. Compresor hermético



Fuente: <http://www.atmosferis.com/wp-content/uploads/2012/03/hermetic-compresor.jpg>

**2.5.1 Condensadores.** Un condensador es básicamente un intercambiador de calor donde el calor absorbido por el refrigerante durante el proceso de evaporación y el calor absorbido en el proceso de compresión es cedido al medio de condensación. Este medio de condensación puede ser aire o agua.

*Condensadores enfriados por agua.* Son preferibles los condensadores enfriados por agua siempre y cuando se pueda disponer de agua de condensación a temperaturas adecuadas y a bajo costo; ya que se puede obtener recirculación continua de agua reduciéndose el consumo de recursos innecesariamente. Este tipo de condensadores pueden ser muy compactos por las excelentes características de transferencia de calor que posee el agua.

Sus formas pueden depender de su uso y disponibilidad, pueden ser de coraza y tubos, coraza y serpentín o de tubo dentro tubo.

Por lo general el agua de enfriamiento se desplaza a través de tuberías o serpentines en el interior de una coraza sellada en la que se descarga el vapor refrigerante caliente procedente del compresor.

Figura 9. Condensador enfriado por agua



Fuente: <http://www.carly-sa.es/fam-es84-condor-h-condensadores-por-agua-depositos.html>

En ocasiones los este tipo de condensadores se deterioran por la excesiva velocidad del agua o por cavitación del agua, para evitar este tipo de inconvenientes se recomienda no exceder los  $2.3 \text{ ms}^{-1}$  ya que velocidades mayores podrían provocar corrosión por choque y podría causar erosión excesiva en el interior en las áreas de turbulencia.

*Condensadores enfriados por aire.* Este es el condensador más usado, especialmente si tiene aletas en su exterior, las cuales disipan el calor absorbido al aire ambiente. A excepción de condensadores domésticos que usan el aire ambiente por gravedad; el modo más eficiente de realizar ésta transferencia de calor es forzando el paso de grandes cantidades de aire a través del condensador.

Figura 10. Condensador enfriado por aire



Fuente: [http://1.bp.blogspot.com/\\_Jl6mfVZNK7k/TIpylf8L\\_EI/AAAAAAAAAEw/\\_aq-Wkyv5G4/s320/ckl%5B1%5D.jpg](http://1.bp.blogspot.com/_Jl6mfVZNK7k/TIpylf8L_EI/AAAAAAAAAEw/_aq-Wkyv5G4/s320/ckl%5B1%5D.jpg)

Este tipo de condensadores son fáciles de instalar, no es costoso su mantenimiento, como no tienen agua no se corre el riesgo de congelamiento. Sin embargo se tiene que disponer de aire fresco, espacio para ventilación y el ruido causado por su ventilador es un problema. Para reducir el espacio se los construyen con varias hileras

en el serpentín de condensación, el aire forzado a través de la primera hilera ya eleva la temperatura del aire, reduciendo la eficiencia en la hilera subsiguiente, por ésta razón se los puede encontrar hasta de 8 hileras.

**2.5.2 Evaporadores.** Los evaporadores son intercambiadores de calor entre fluidos, el evaporador es la parte de baja presión del sistema de refrigeración, en la cual el refrigerante hierve, evaporándose, en ésta fase es en la cual absorbe el calor a medida que se va evaporando. En una instalación frigorífica, una parte del calor absorbido por el evaporador es utilizado para bajar la temperatura del fluido (calor sensible) y otra parte para condensar el vapor de agua del aire (calor latente).

La cantidad de calor que es capaz de absorber en evaporador depende de 3 factores:

*El coeficiente global de transferencia de calor.* Éste disminuye cuando los tubos están sucios, el refrigerante arrastra consigo partículas de aceite por el interior del evaporador o cuando se haya acumulado una superficie considerable de escarcha sobre la superficie de los tubos; A mayor superficie de transferencia de calor mayor cantidad de calor podrá absorber el evaporador, la diferencia de temperaturas.

Mientras mayor sea la diferencia de temperaturas entre el medio a enfriar y la temperatura de evaporación del refrigerante mayor será la cantidad de calor que se transferirá.

Los evaporadores pueden clasificarse en función del trabajo que se le asigne, éstos pueden ser: para enfriar aire o para enfriar líquidos.

*Evaporadores para enfriar aire.* Utilizados especialmente para acondicionar ambientes, por ejemplo en refrigeradores domésticos, cámaras frigoríficas, túneles de enfriamiento, etc. Pueden ser de varios tipos:

*Evaporadores de tubos desnudos.* Son los tipos más simples y consisten en tubos de cobre de forma recta que conducen el refrigerante, si el refrigerante es amoníaco como ocurre en los frigoríficos por absorción, se utiliza acero ya que el amoníaco reacciona con el cobre. El acero es normalmente empleado en los evaporadores grandes, como los que se utilizan, por ejemplo, en los almacenes de conservación de congelados. Los tubos de aluminio o el cobre se utilizan normalmente en la fabricación de evaporadores para frigoríficos domésticos o de mediana o baja potencia. Se corre

el riesgo de acumulación de escarcha en los tubos y por lo tanto una baja en el rendimiento del equipo. (COPELAND, 2010)

Figura 11. Evaporador de tubos desnudos



Fuente:

[http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7c/Copper\\_Tube\\_Evaporator.jpg](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7c/Copper_Tube_Evaporator.jpg)

*Evaporadores de placas.* Este tipo de evaporadores son los utilizados en refrigeración doméstica, arcones congeladores, y algunas vitrinas de refrigeración comercial. Son baratos de construir y se limpian fácilmente. Consiste en dos chapas o placas de aluminio cuya superficie se prepara previamente y se deposita una pasta anti adhesiva siguiendo el trazado establecido en función de las dimensiones definitivas del circuito frigorífico. Otro evaporador de este tipo consiste en dos placas metálicas corrugadas que están soldadas juntas de tal manera que la superficie corrugada forman una tubería por la que fluye el refrigerante. La amplia superficie metálica da lugar a una buena transferencia de calor hacia el refrigerante.

Figura 12. Evaporador de placas



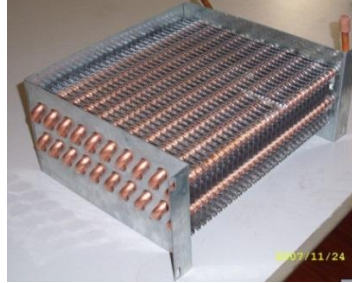
Fuente: <http://image.made-in-china.com/43f34j00jCvQGzLMZDoF/Aluminum-Plate-Roll-Bond-Evapo.jpg>

*Evaporadores de aletas y tubos.* Están formados por un serpentín de tubería de cobre la cual se la aplican aletas de aluminio para aumentar así la superficie de transmisión del propio tubo. Éstas aletas deben estar separadas entre sí convenientemente, a fin de que entre ellas se establezca una adecuada circulación de aire evitando la formación de escarcha entre las mismas, ya que de lo contrario ésta actuaría como



aislante y se impediría la perfecta absorción de calor. Las aletas van soldadas en el tubo o bien se colocan en el tubo y a continuación conseguir la expansión del tubo

Figura 13. Evaporador de aletas y tubos.



Fuente: <http://image.made-in-china.com/2f0j00uZvazwWKnToe/Aluminum-Fin-Evaporator.jpg>

*Evaporadores de tiro forzado.* El aire se puede hacer pasar a través del evaporador mediante convección natural o por convección forzada. La convección natural es la que se presenta en un frigorífico doméstico donde el evaporador y el compartimiento de congelación están en la parte superior. El aire caliente asciende desde el fondo del compartimiento donde se tienen almacenados los alimentos y entonces se enfría en el evaporador, produciéndose corrientes de convección. En los sistemas de acondicionamiento de aire, éste es soplado o insuflado sobre el evaporador por medio de un ventilador; con este tipo de evaporador se consiguen temperaturas más uniformes en el interior de la cámara, debido a la rápida circulación del aire.

Figura 14. Evaporador de tiro forzado

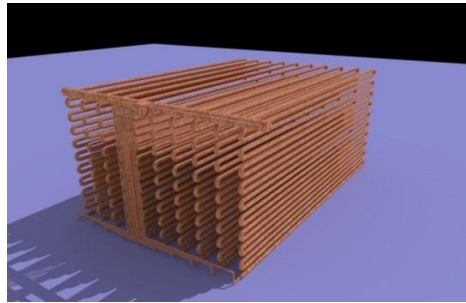


Fuente: <http://www.cl.all.biz/img/cl/catalog/29590.jpeg?rrr=1>

*Evaporadores para enfriar líquidos.* Son prácticamente intercambiadores de calor cerrados. Este tipo de evaporadores son muy usados en la industria alimenticia ya que no se necesita llegar a temperaturas de congelamiento de los líquidos alimenticios. Entre los más reconocidos están:

*Evaporador por inmersión.* Estos evaporadores están formados por un tubo al cual se le da la forma más conveniente para su colocación en el recipiente que se desea enfriar, el material empleado principalmente en este tipo de evaporadores es el tubo de cobre por su maleabilidad, aunque en instalaciones de gran capacidad también se emplean serpentines de tubo de acero.

Figura 15. Evaporador por inmersión



Fuente:

[http://0.static.wix.com/media/43416a\\_0864505b1c8f9b9dace42ed6c8d902ab.jpg\\_1024](http://0.static.wix.com/media/43416a_0864505b1c8f9b9dace42ed6c8d902ab.jpg_1024)

*Evaporador de tubo a contracorriente.* La construcción de estos evaporadores es similar a los de condensadores a contracorriente. Su utilización es muy escasa, ya que implica para la limpieza del circuito de líquido anticongelante o del agua, el aislamiento de cada codo debe ser desmontable para un correcto mantenimiento.

Figura 16. Evaporador de tubo a contracorriente.



Fuente: <http://www.refrigeracionzelsio.es/1309-2743-large/tecnac-cn-70.jpg>

*Evaporadores multitubulares.* Este tipo de evaporadores, se emplean normalmente para el enfriamiento de líquidos por expansión directa del refrigerante. Están formados por un haz de tubos instalados en el interior de un cilindro de chapa de acero, el refrigerante circula por el interior de los tubos y el líquido a enfriar circula por el cilindro, o bien que el líquido a enfriar circula por el interior de los tubos y el refrigerante se evapora en el interior del cilindro.

Figura 17. Evaporadores multitubulares.



Fuente: <http://www.ideraenergia.es/wp-content/uploads/2013/10/ModeloS-37-TPT.jpg>

*Evaporadores de placas.* Cuando la temperatura a que se desea utilizar es inferior a 0°C, y cuando los volúmenes a enfriar son relativamente pequeños como en el caso de los contenedores, vehículos de transporte para la distribución de producto fresco y congelado, se utilizan evaporadores de placas. De acuerdo con la aplicación que se desee la composición de la mezcla a enfriar varía, así como sus temperaturas de congelación y de fusión. Las temperaturas de congelación pueden variar desde -1° C hasta - 31° C. Las salmueras más generalmente empleadas como anticongelantes, están constituidas a base generalmente de alcohol neutro de 90° (glicol), cloruro de calcio o cloruro sódico (sal común) disueltos en agua. (Universidad de Valladolid, 2005)

Figura 18. Evaporador de placas.



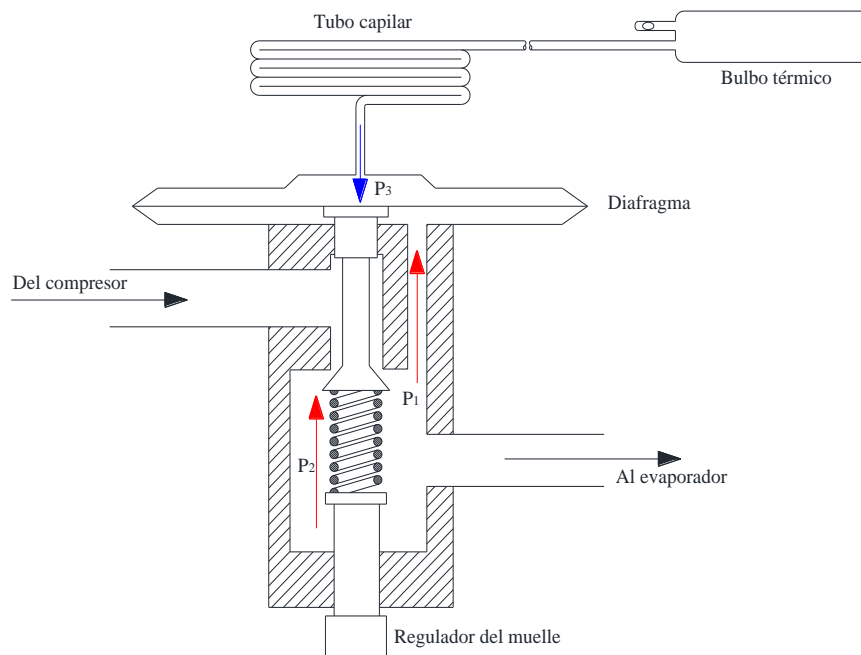
Fuente: [http://www.plate-heat-exchanger.com/photo/pl1191050-brazed\\_heat\\_exchanger\\_evaporator\\_bl14\\_danfoss\\_b3\\_014\\_high\\_heat\\_efficiency\\_copper\\_brazed\\_plate\\_heat\\_exchanger.jpg](http://www.plate-heat-exchanger.com/photo/pl1191050-brazed_heat_exchanger_evaporator_bl14_danfoss_b3_014_high_heat_efficiency_copper_brazed_plate_heat_exchanger.jpg)

**2.5.3** *Dispositivos de control de refrigerante.* La tarea de estos dispositivos es la de suministrar la cantidad de refrigerante en cantidades correctas, garantizando así un

funcionamiento óptimo del equipo. Esto asegura que el refrigerante se evapore totalmente en el evaporador y este tenga un recalentamiento adecuado cuando deje el mismo. Los más usados las válvulas de expansión termostáticas y los tubos capilares.

*Válvulas de expansión.* Este es el dispositivo más comúnmente utilizado para controlar el flujo del refrigerante líquido en el evaporador. Un orificio en la válvula controla el flujo, este flujo es gobernado mediante un vástago y un asiento tipo aguja el cual varía la abertura del orificio. La aguja está controlada a su vez por un diafragma sujeto a tres fuerzas. La presión del evaporador ( $P_1$ ) que es ejercida por debajo del diafragma y tiende a cerrar la válvula. La fuerza de un resorte de sobrecalentamiento ( $P_2$ ) que también es ejercida debajo del diafragma cerrando la válvula y por último la presión ejercida por la carga en el bulbo térmico ( $P_3$ ) que está unido al tubo de succión a la salida del evaporador.

Figura 19. Corte de una válvula de expansión termostática.



Fuente: <http://0grados.com/home/wp-content/uploads/2013/10/Componente-clave.jpg>

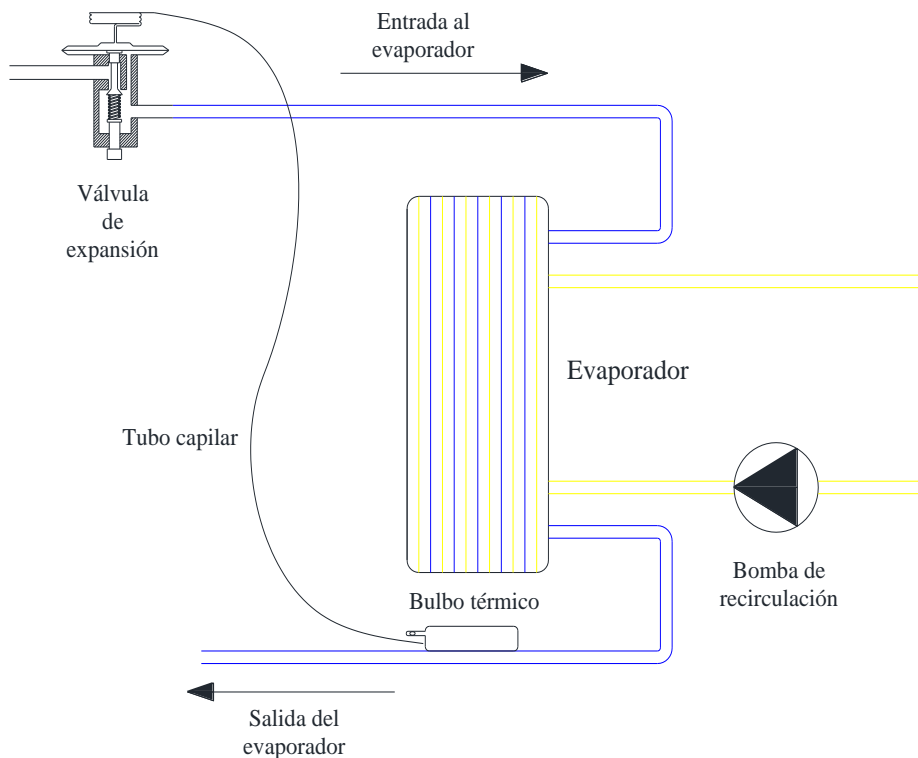
La carga del bulbo térmico es el mismo refrigerante que está siendo utilizado en el sistema. El refrigerante se vaporiza en el evaporador a su temperatura y presión de saturación, durante el tiempo que el bulbo este expuesto a una temperatura superior, este ejercerá una presión más elevada que la del refrigerante en el evaporador y, por consiguiente, se producirá una apertura de la válvula, y a su vez de exceder la presión de diseño de la válvula procede a cerrarse y detener el proceso.

El muelle de sobrecalentamiento tiene una presión fija que hace que la válvula se cierre cada vez la diferencia neta entre  $P_1$  y  $P_2$  sea inferior a la fijada para el muelle de sobrecalentamiento.

A medida que se eleva la temperatura del refrigerante que abandona el evaporador, la presión ejercida por el bulbo térmico colocado en la salida del evaporador aumenta, el flujo a través de la válvula de expansión aumenta y a medida que la temperatura del refrigerante disminuye, disminuye la presión ejercida por el bulbo térmico y la válvula de expansión cierra ligeramente automáticamente disminuyendo el flujo de gas refrigerante.

Con la finalidad de obtener más exactitud en el control, las válvulas de expansión se fabrican con diferentes tipos de carga en el bulbo térmico, teniendo en cada uno de ellos características distintas de funcionamiento.

Figura 20. Ubicación del bulbo térmico.



Fuente: Autores.

*Tubos capilares.* Son muy usados en equipos pequeños como equipos de aire acondicionado, refrigeradores domésticos, etc. Un capilar es una porción de tubo cuyo

diámetro interno es sumamente pequeño, este se emplea como un orificio fijo para hacer las veces de válvula de expansión, separando el lado de baja y el de alta presión, controlando la alimentación del refrigerante líquido.

Los tubos capilares por carecer de partes móviles, es simple y está exento de averías si se mantiene libre de materiales extraños o de taponamientos. Un tubo capilar debido a su diámetro tan reducido es necesario que se encuentre limpio y seco, siendo un requisito indispensable que la unidad venga sellada de fábrica.

Una de las principales ventajas consiste en el hecho que el refrigerante sigue fluyendo hacia el evaporador aun cuando el compresor no esté funcionando, igualando las presiones de alta y de baja del sistema. El sistema de capilares es el más económico de todos los sistemas de control de líquidos por su simplicidad. (COPELAND, 2010 pág. 7-3)

Figura 21. Tubos capilares



Fuente: <http://www.innerco.com/manager/upload/pic/201292311756prosmallpic.jpg>

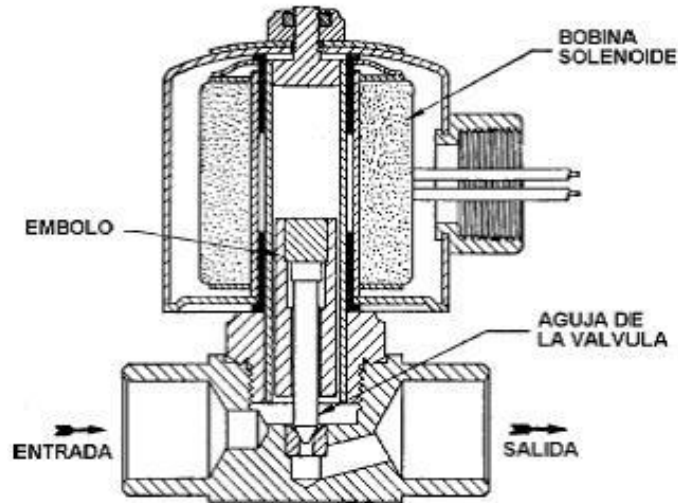
*Accesorios.* Un cierto número de elementos se utilizan en los circuitos de refrigeración, el uso depende exclusivamente de la aplicación que se le desea dar a dicho sistema, a continuación se define los más relevantes.

*Válvulas solenoides.* Es una válvula de control de fluido para el refrigerante, opera de modo eléctrico, no tiene modulación, es decir, abre o cierra completamente el flujo.

La válvula está formada por un cuerpo, un émbolo con un núcleo de acero que se asienta en el obturador de la válvula y una bobina llamada solenoide, cuando ésta

válvula es normalmente cerrada, se abre cuando se energiza la bobina, haciendo subir el émbolo y por lo tanto dejando el paso libre al fluido.

Figura 22. Válvula solenoide



Fuente: <http://www.tecnoficio.com/electricidad/images/valvula%20solenoide%201.jpg>

Este tipo de válvulas se utilizan por lo general en las líneas de refrigerante líquido para detener el flujo del refrigerante y por lo tanto parar el funcionamiento del equipo, el energizado de la válvula puede ser accionado mediante algunos mecanismos, como timers, pulsadores o termocuplas. (COPELAND, 2010)

*Presóstatos.* También llamados controladores de presión, pueden ser de alta y de baja presión, el de baja actúa con la presión de succión del refrigerante y se usa para regular el ciclo de compresión con el fin de controlar la capacidad y el límite a baja presión del compresor. Este controlador cierra el circuito al subir la presión y lo interrumpe al instante que suba la misma.

Un control de alta presión censa en la descarga del compresor y se utiliza para parar al compresor en caso de que se den presiones excesivas, para cada refrigerante existe una presión definida o permisible. Un controlador de este tipo cierra un contacto al bajar la presión y lo libera al momento en que aumente ésta. Los presóstatos de alta y de baja presión vienen montados en una sola caja y con un solo interruptor accionado por cualquiera de ellos. (COPELAND, 2010)

La utilización de presóstatos ayudan al control del sistema ya que protegen a los demás elementos de caídas de presión o de presiones demasiado elevadas por tanto

en equipos de baja temperatura en los que las presiones de diseño son elevadas y de su variación depende el funcionamiento del equipo son indispensables, no así en sistemas domésticos o de bajas capacidades en los que son sustituibles con otros elementos.

Figura 23. Presóstato de baja y alta presión



Fuente:

<http://www.almacensurtitodo.com.co/images/products/PRESÓSTATO%2002.jpg>

*Recibidor o acumulador de succión.* Consiste básicamente de un tanque de almacenamiento del líquido refrigerante, se usa básicamente en todas las unidades equipadas con una válvula de expansión, este deberá ser lo bastante grande como para aceptar la carga completa del refrigerante, para acumularlo deberá tener una válvula de salida y ésta deberá disponerse de tal manera que siempre exista refrigerante líquido aun cuando el nivel del tanque receptor pueda variar, con la finalidad de evitar la entrada de vapor en el conducto del líquido. (COPELAND, 2010)

Figura 24. Tanque recibidor



Fuente: <http://www.refrigeracionyrepuestos.com/imagenes/recibidortr100.jpg>



*Deshidratadores.* La humedad es uno de los enemigos básicos dentro de un sistema de refrigeración, por lo cual este problema debe ser mantenido al mínimo para evitar un deterioro prematuro del compresor, por más precauciones que se tomen la humedad entrará en el sistema por ésta razón es necesaria la utilización de un deshidratador o secador, que están provistos de un filtro o un agente de secado adecuado en cada extremo, se montan en línea con el líquido de manera que todo el refrigerante pase a través de este cada vez que circule por el sistema. (TECUMSEH, 2002)

Figura 25. Deshidratador



Fuente: [http://pcpclimasypartes.com/img/Filtro\\_Deshidratador\\_Emerson.png](http://pcpclimasypartes.com/img/Filtro_Deshidratador_Emerson.png)

*Indicador de líquido.* El indicador muestra al operario observar directamente el flujo del refrigerante en el sistema, burbujas o espuma nos indican una escasez de refrigerante o una restricción en la línea de líquido, éste tipo de indicadores son usados ampliamente para determinar si el sistema se encuentra adecuadamente cargado de refrigerante. (DANFOSS, 2013)

Figura 26. Indicador de líquido



Fuente: [http://www.conpac.com.mx/almacen2%20\(8\).jpg](http://www.conpac.com.mx/almacen2%20(8).jpg)

## 2.6 Formas de transferencia de calor

La transferencia de calor puede realizarse mediante tres modalidades: conducción, radiación y la convección. Las dos primeras son en sí verdaderos procesos de transmisión de calor puesto se necesita una diferencia neta de temperaturas para su

realización, por otro lado, la convección no se ajusta de manera irrestricta a un proceso de transferencia de calor ya que necesita un intercambio de masa. (CHAPMAN, 1984)

**2.6.1 La conducción térmica.** En éste tipo de transferencia de calor la energía es transmitida por la interacción molecular directa, es decir entre los átomos, electrones o moléculas adyacentes, de manera que el calor fluye de las partes calientes a las más frías, en el caso de flujo unidireccional y en un estado estable se puede calcular el flujo de calor mediante la ley de Fourier que se representa por la ecuación:

$$Q = -kA \frac{dt}{dL} \quad (4)$$

Donde:

Q= Calor conducido a través de una superficie A.

dL= Espesor de pared.

dt= Variación de temperatura.

k= Conductividad térmica del material y expresa la cantidad de calor transmitida por unidad de tiempo a través de una unidad de área, por unidad de espesor, con una diferencia de un grado, sus unidades dentro del sistema internacional son W/m °K.

$\frac{dt}{dL}$  = Gradiente de temperatura a través de la trayectoria.

La conductividad térmica varía ampliamente, al igual que la conductividad eléctrica. No solo pueden variar grandemente entre los diferentes materiales sino también debido al estado en el cual se encuentren, ésta diferencia no es muy apreciable dentro los elementos sólidos sino en líquidos y gases. (CHAPMAN, 1984)

Conducción en paredes planas. Teniendo un régimen permanente y unidireccional se integra la ecuación diferencial de Fourier (5) en la cual se tiene:

$$Q \int_0^L dL = -kA \int_{t_a}^{t_b} dt \quad (5)$$

Donde:

Q = Flujo de calor.

$t_a$  y  $t_b$  = Temperaturas de la superficie de los elementos de división.

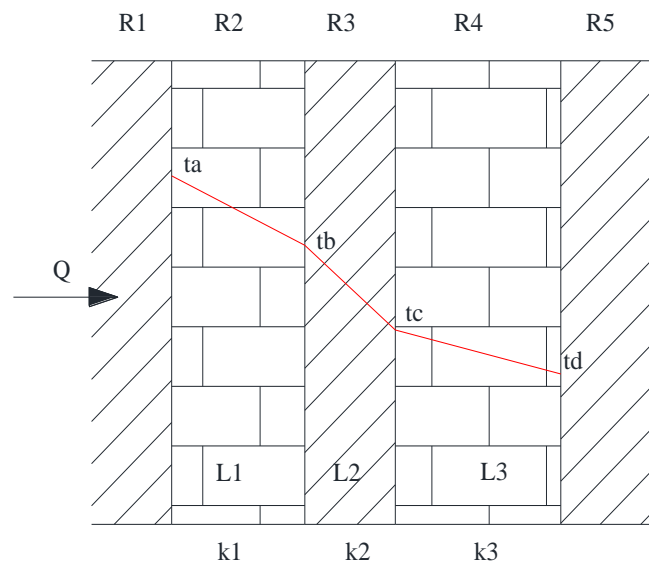
A = Área de transferencia de calor.

$k$  = Valor medio de la conductividad térmica en las condiciones dadas

El flujo de calor depende directamente de la diferencias de temperaturas y de  $k$ , y que varía inversamente con el espesor de la pared.

Para una pared compuesta se tiene la Figura 27. Con tres paredes de transferencia de calor se tendrá:

Figura 27. Conducción térmica a través de una pared compuesta.



Fuente: Autores.

$$Q_A = \frac{k_1 A (t_a - t_b)}{L_1} \quad (6)$$

$$Q_B = \frac{k_2 A (t_b - t_c)}{L_2} \quad (7)$$

$$Q_C = \frac{k_3 A (t_c - t_d)}{L_3} \quad (8)$$

Despejando la diferencia de temperaturas en cada tramo y teniendo en cuenta que cuando es estable el flujo de calor se tiene que  $Q_A = Q_B = Q_C = Q$ , igualando las ecuaciones ambos miembros se obtiene:

$$t_a - t_d = \frac{Q}{A} \left( \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} \right) \quad (9)$$

Despejando el flujo de calor resultante se obtiene:

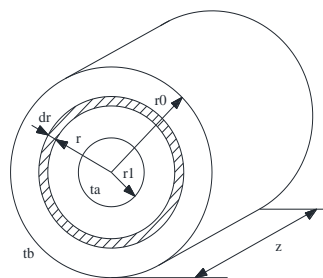
$$Q = \frac{A(t_a - t_d)}{L_1/k_1 + L_2/k_2 + L_3/k_3} = \frac{A \Delta t}{\Sigma(L/k)} \quad (10)$$

Se ve a simple vista que si se añade otra pared solo se tendría que completar con un término  $L_4/k_4$  a la sumatoria, teniendo como interpretación de  $t_d$  como la temperatura de la pared final.

En estos casos se trata de conductancia térmica, que es la intensidad de flujo de calor por grado de diferencia de temperatura y se describe como  $C = kA/L$ , el recíproco de ésta conductancia se denomina una resistencia térmica  $R = L/kA$ . (CHAPMAN, 1984)

Conducción a través de una pared curva, para éste tipo de cálculo se tiene que reconsiderar la ecuación de Fourier (5), se considera un cilindro grueso (Figura 28), en el cual la temperatura de la cara interna es  $t_a$ , la temperatura en la cara exterior es  $t_b$  y su conductividad térmica  $k$ . El calor en este caso fluye de manera radial, del interior hacia el exterior, una cantidad de calor pasa a través de áreas cada vez más grandes a medida que el radio del cilindro sigue aumentando. Se considera una delgada capa de espesor  $dr$  y de radio  $r$ . El área de transferencia de calor de ésta superficie cilíndrica será  $2\pi r z$ , entonces:

Figura 28. Conducción a través de una superficie curva



Fuente: KEITH CORNWELL-Transferencia de calor.

$$Q = -k2\pi r z \frac{dt}{dr} \quad (11)$$

Integrando las variables:

$$Q \int_{r_1}^{r_0} \frac{dr}{r} = -2\pi z k \int_{t_a}^{t_b} dt \quad (12)$$

$$Q \ln \frac{r_0}{r_1} = 2\pi zk(t_a - t_b) \quad (13)$$

Aplicando la definición de resistencia térmica se tiene:

$$R = \frac{\Delta t}{Q} = \frac{\ln(r_0/r_1)}{2\pi zk} \quad (14)$$

**2.6.2 Radiación térmica.** Tiene como característica principal el transporte de energía de una zona de alta temperatura a una de baja temperatura entre medios que se encuentran separados una cierta distancia, en cuyo espacio se ha provocado un vacío, ésta radiación es difusa o sea se distribuye en todas direcciones.

La radiación térmica se fundamenta en la Ley de Stefan-Boltzmann, llamada así por sus descubridores, Josef Stefan y su discípulo Ludwig Boltzmann, la cual nos dice que: "La cantidad de radiación proveniente de un cuerpo negro es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta". (HOLMAN, 1997)

$$Q = \frac{\sigma(t_1^4 - t_2^4)}{\Sigma R} \quad (15)$$

Donde:

$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzmann que se puede definir como la capacidad total que tiene un cuerpo para transmitir calor por radiación y es igual a:

$$\sigma = 5.66 \times 10^{-8} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$$

La potencia emisiva superficial de una superficie real es menor que el de un cuerpo negro a la misma temperatura y está dada por:

$$E = \varepsilon \sigma T_e^4 \quad (16)$$

Donde:

$E$  = Potencia de emisividad.

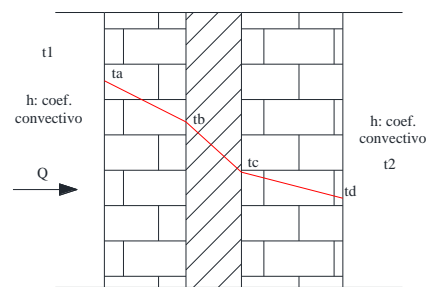
$\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzmann.

$T_e$  = Temperatura de superficie.

**2.6.3 Convección.** Es el proceso mediante el cual se transporta energía térmica de una región de alta temperatura a una de menor temperatura entre un medio sólido y un fluido que están en contacto físico directo. La convección puede ser natural o forzada. *Convección natural.* Se produce cuando el fluido solo circula debido a la diferencia de temperaturas existentes, las que dan como resultado una diferencia de densidades, y así las capas más densas del fluido se desplazan hacia abajo por gravedad. Se debe tomar en cuenta entonces un factor debido al ambiente al cual están expuestas las capas de fluido, y se lo denomina coeficiente convectivo  $h$  o coeficiente pelicular de transmisión.

A cada lado de paredes expuestas a diferencias de temperaturas hay un fluido. En el lado caliente de la pared, el fluido tiene mayor temperatura que la superficie, como se muestra en la Figura 29.

Figura 29. Coeficientes convectivos



Fuente: Autores.

Se tiene entonces que  $t_1 > t_a$  y en el lado frío la temperatura del fluido tiene menor temperatura que la superficie  $t_2 < t_d$ . Así de ésta manera, a través de las delgadas capas de fluido adyacentes a las superficies sólidas existen caídas de temperatura, el flujo unitario entre éstas películas se denomina el coeficiente convectivo de transmisión. Su magnitud depende de muchas variables, pero en muchos de los casos ya viene tabulado. El calor se puede calcular de la siguiente manera:

$$Q = hA(t_w - t_\infty) \quad (17)$$

Donde:

$h$ = Coeficiente convectivo.

$A$ = Área sólida en contacto con el fluido.

$t_w$ = Temperatura del sólido.

$t_\infty$ = Temperatura del fluido.

Para determinar este coeficiente es necesario conocer los números adimensionales usados en la transferencia de calor.

*Número de Nusselt.* Es un número adimensional que mide el aumento de la transferencia de calor por conducción comparada con el calor transferido por convección, se define como. (CENGEL, 1998)

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (18)$$

Donde:

$h$  = Coeficiente convectivo.

$D$  = Diámetro hidráulico.

$k$  = Conductividad del fluido.

*Número de Reynolds.* Este número caracteriza al tipo de flujo, el cual puede ser: laminar, turbulento o hallarse dentro de la zona de transición, viene definido por: (CENGEL, 1998)

$$Re = \frac{D\rho v}{\mu} \quad (19)$$

Donde:

$D$  = Diámetro de la tubería que contiene al fluido.

$\rho$  = Densidad del fluido.

$v$  = Velocidad del fluido.

$\mu$  = Viscosidad.

*Número de Prandtl.* Es la relación entre la velocidad de difusión de un fluido y la difusividad térmica del mismo. Viene dado por: (CENGEL, 1998)

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (20)$$

Donde:

$c_p$  = Calor específico a presión constante.

$k$  = Conductividad térmica del fluido.

$\mu$  = Viscosidad.

Número de Grashof. Es la proporcionalidad entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan sobre un fluido. Se calcula por: (CENGEL, 1998)

$$Gr = \frac{\rho^2 \beta g L_c^3 (t_w - t_\infty)}{\mu^2} \quad (21)$$

Donde:

$\rho$  = Densidad.

$\beta$  = Coeficiente de dilatación térmica.

$g$  = Gravedad.

$L_c$  = Longitud característica.

$t_w$  = Temperatura del sólido.

$t_\infty$  = Temperatura del fluido

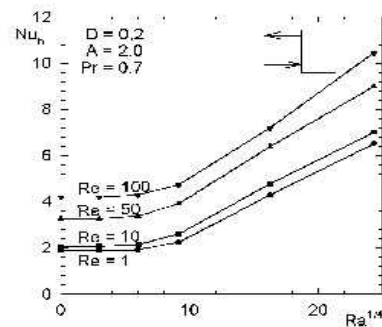
$\mu$  = Viscosidad cinemática.

*Número de Rayleigh.* Es un número asociado directamente con el número de Prandtl y de Grashof, nos indica principalmente los rangos de valores que puede tomar el número de Nusselt para convección natural, viene dado por el producto de éstos dos números anteriormente mencionados. (CENGEL, 1998)

$$Ra = Gr Pr \quad (22)$$

Los valores del número de Nusselt varían dependiendo del número de Rayleigh según la figura (30)

Figura 30. Correlación valores de Nusselt respecto a Rayleigh.



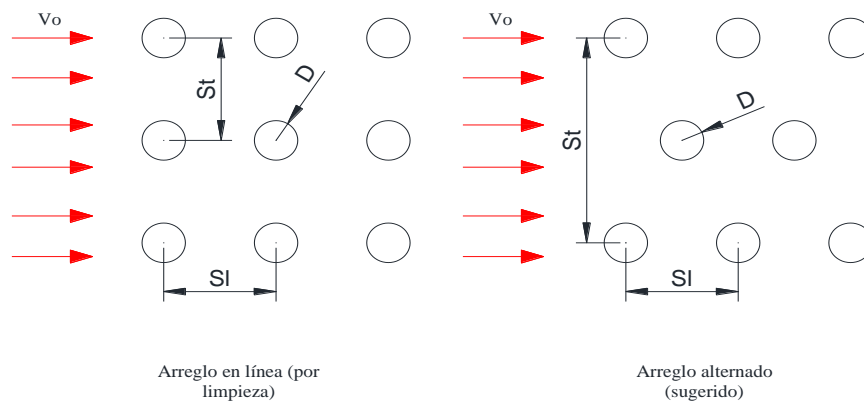
Fuente: [http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0718-07642004000400008](http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-07642004000400008)



*Convección forzada.* Ocurre cuando el fluido es obligado a pasar por medios mecánicos por el intercambiador de calor, como por ejemplo una bomba o un ventilador, el fluido puede estar en régimen laminar o turbulento, es preferible este último puesto que aumenta notablemente el intercambio de calor.

*Convección forzada en tubos sobre el exterior de un tubo.* En este tipo de transferencia se encuentra bancos de tubos los cuales hacen más eficiente la transferencia de calor, los podemos encontrar en arreglos en línea y arreglos alternados. Para éstos dos tipos de arreglos se encuentra el valor de Reynolds ( $Re$ ), para ello se tiene que identificar la velocidad máxima dentro de cada arreglo.

Figura 31. Arreglos de las diferentes tuberías en un intercambiador de calor



Fuente: Autores.

Para determinar las velocidades máximas en cada tipo de acuerdo se aplica para arreglos en línea. (HOLMAN, 1997)

$$V_{\max} = \frac{V_0 S_t}{S_t - D} \quad (23)$$

Y para arreglos alternados:

$$V_{\max} = \frac{V_0 S_t / 2}{\sqrt{\left(\frac{S_t}{2}\right)^2 + S_L^2} - D} \quad (24)$$

Para el cálculo del número de Nusselt se aplica:

$$Nu = cRe^n Pr^{1/3} \quad (25)$$

Convección forzada en esferas. En este tipo de superficies se tiene un Reynolds crítico de  $2 \times 10^5$ , y se lo calcula con la velocidad uniforme con la que se acerca el fluido a la superficie. Una vez obtenido el número de Reynolds se aplica la siguiente fórmula.

$$Nu = 2 + (0.4 Re^{0.5} + 0.06 Re^{2/3}) Pr^{0.4} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.25} \quad (26)$$

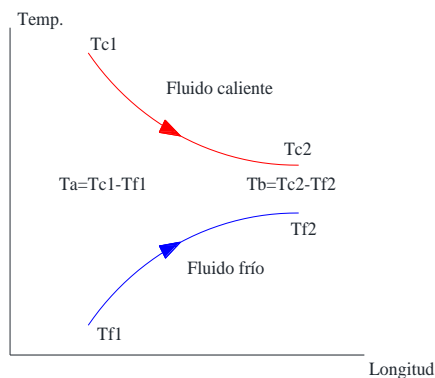
Donde:

$\frac{\mu}{\mu_w}$  = Relación de viscosidades entre el fluido y la superficie.

**2.6.4 Diferencia media logarítmica de temperatura.** Conocido también como LMTD por sus siglas en inglés, es un gráfico que nos ayuda a entender cómo se va transfiriendo el calor del cuerpo caliente al frío. Se emplea como un índice de cambio de temperatura de las sustancias cuando ésta no es constante.

Los fluidos pueden fluir de forma paralela o de forma contraria dentro de un intercambiador de calor como se indica en la Figura 32. En el caso de fluidos paralelos, ambos entran por una misma sección de tubería sus temperaturas se acercan la una a la otra a medida que salen del intercambiador de calor.

Figura 32. LMTD para fluidos paralelos.

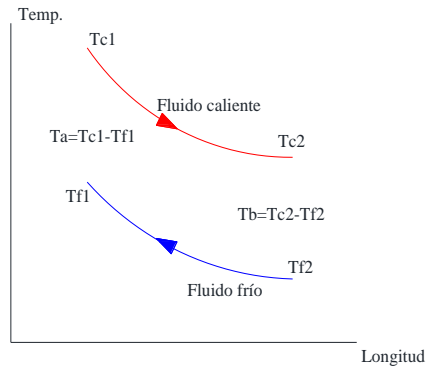


Fuente: Autores.

Para el caso de fluidos en contraflujo se observa la Figura 33. El fluido calentado entra por la parte derecha y sale por la izquierda. Al contrario del caso anterior la transferencia de calor se produce entre los fluidos en el momento en que cada uno se encuentra en su estado de menor temperatura, por ésta razón es que tiende a

conservar energía disponible y posibilita alcanzar una temperatura final superior en el fluido que se calienta.

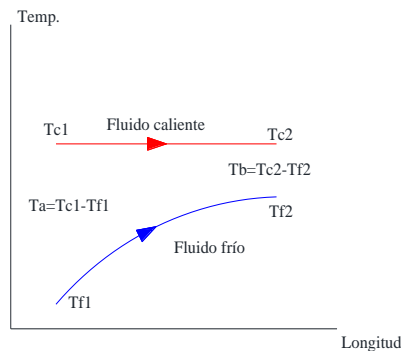
Figura 33. LMTD para fluidos en contracorriente.



Fuente: Autores.

Para fluidos con cambio de fase se tiene que tomar en cuenta el calor latente necesario para su cambio de fase, mientras que el fluido que es calentado sube su calor sensible durante el intercambio de calor, como se muestra en la Figura 34.

Figura 34. LMTD para fluidos con cambio de fase.



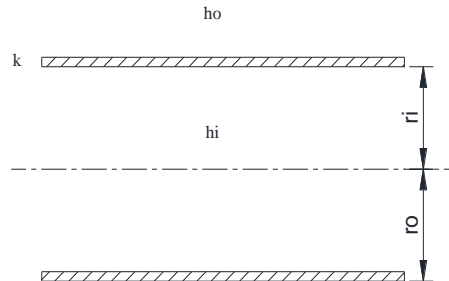
Fuente: Autores.

En todos los casos anteriores la diferencia media logarítmica de temperaturas se calcula de la misma manera.

$$LMTD = \frac{T_b - T_a}{\ln\left(\frac{T_b}{T_a}\right)} \quad (27)$$

**2.6.5** Coeficiente global de transferencia de calor. Se calcula partiendo de la analogía de las resistencias eléctricas, o sea, las resistencias en serie se suman, dándonos como resultado el factor buscado.

Figura 35. Corte de tubería con doble ambiente convectivo.



Fuente: Autores.

Aplicando resistencias térmicas se tendrá:

$$U = \frac{1}{A_0 \sum R_t} \quad (28)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{A_0 h_o} + \frac{\ln r_o / r_i}{2\pi k L} + \frac{1}{A_i h_i}} \quad (29)$$

Donde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor.

$A_0$  = Área de transferencia.

$\sum R_t$  = Sumatoria de resistencias térmicas.

$h_o$  = Coeficiente convectivo.

$k$  = Coeficiente de transferencia de calor.

**2.6.6** Ecuación general para intercambiadores de calor. Para saber qué cantidad de calor se necesita retirar o entregar a determinado equipo o fluido, y para saber cuál es el área de transferencia de calor se aplica la ecuación general para el diseño de intercambiadores de calor.

$$Q = UAF \text{ LMTD} \quad (30)$$

Donde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor.

$A$  = Área de transferencia de calor.

$F$  = Factor de corrección para el intercambiador seleccionado (1 para evaporadores y condensadores).

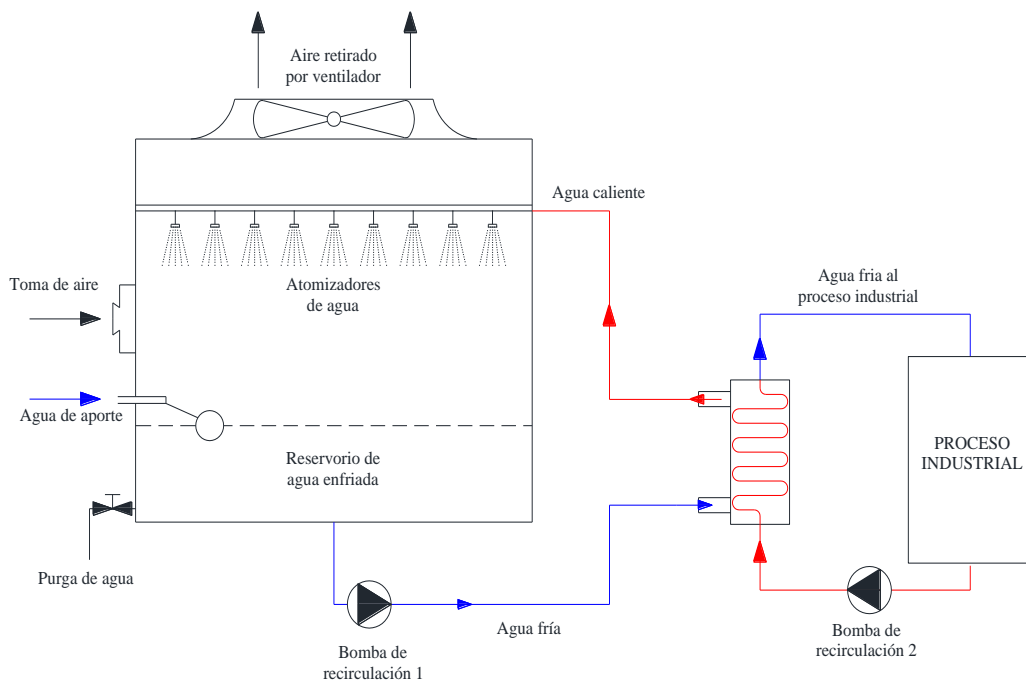
LMTD = La diferencia media logarítmica de temperaturas que se tiene en los fluidos.

## 2.7 Tipos de intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo que facilita la transferencia de energía de una corriente fluida a otra, se los clasifica en abiertos, cerrados y regenerativos.

**2.7.1 Intercambiadores de calor abiertos.** Un intercambiador de calor de tipo abierto es en el cual como su nombre lo dice los fluidos entran a una cámara abierta y estos se mezclan completamente, las corrientes de fluido caliente y frío que entran por separado a la cámara del intercambiador salen en una sola mezcla. Se basan en la ley de conservación de la masa y en la primera ley de la termodinámica, para este tipo de intercambiadores no se necesitan ecuaciones de relación para su diseño.

Figura 36. Esquema de una torre de enfriamiento de tiro inducido



Fuente: Autores.

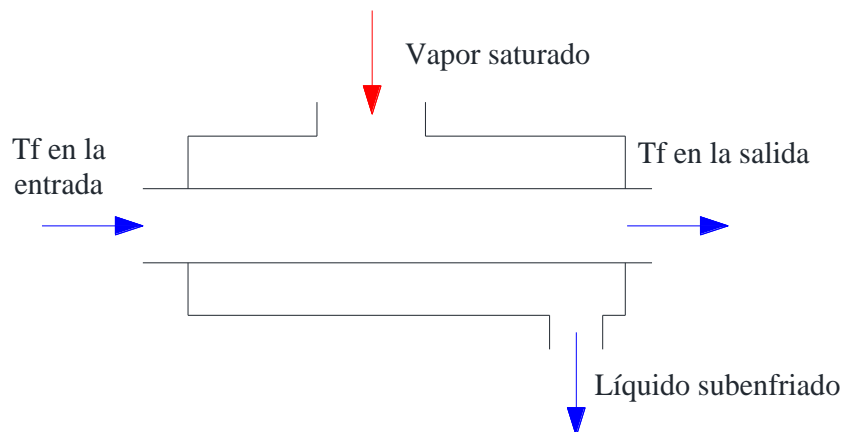
En la figura se observa claramente el funcionamiento, el agua caliente proveniente de un proceso industrial cualquiera es obligado a pasar por el serpentín por medio de la bomba de recirculación 2, mientras que el calor es retirado por el paso del agua fría almacenada en la torre de enfriamiento, que es enviada al intercambiador de calor cerrado por medio de la bomba de recirculación 2; ésta agua ya caliente es atomizada en la cima de la torre para que ésta caiga por gravedad mientras un ventilador fuerza el aire a circular aire fresco introducido desde el exterior para enfriar el agua.

El aire que se retira del ventilador está húmedo por la atomización del agua caliente por ésta razón se lo denomina abierto, por lo que es necesario un aporte de agua del exterior para compensar la pérdida de la misma.

**2.7.2 Intercambiadores de calor cerrados.** Son aquellos en los cuales los fluidos no se mezclan o no tienen contacto entre sí, las corrientes de los fluidos están separadas por diferentes medios, tubos, placas, etc. A estos tipos de intercambiadores se los puede subdividir por la manera de transportar la corriente fluídica, ya que la transferencia de calor aumenta o disminuye dependiendo de la distribución de sus conductos.

*Intercambiador de calor cerrado de una sola corriente.* La configuración de una sola corriente se define como un intercambiador en el que cambia la temperatura de un solo fluido; en éste caso la dirección del flujo carece de importancia. Los condensadores, evaporadores y las calderas de vapor son ejemplos de este tipo de intercambiadores.

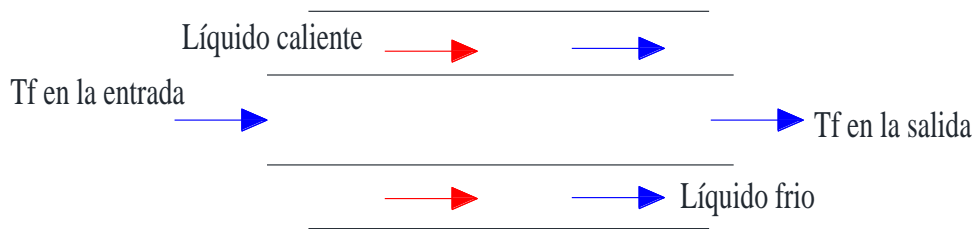
Figura 37. Intercambiador de una sola corriente.



Fuente: Autores.

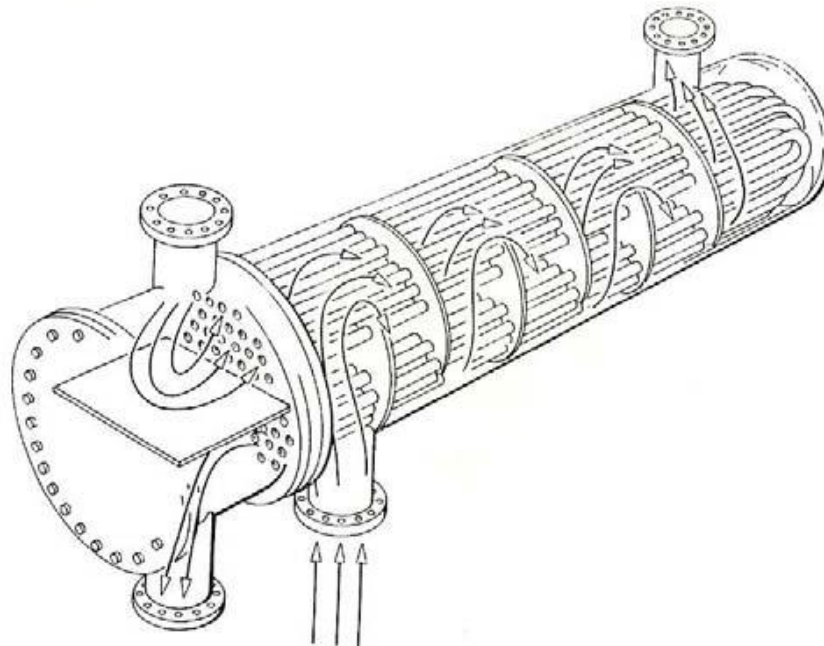
*Intercambiador de calor cerrado de dos corrientes en paralelo.* En este caso los fluidos recorren en direcciones paralelas y en el mismo sentido, consta de tubos concéntricos en su forma más simple (Figura 38), pero para altas presiones se utilizan una serie de tubos incrustados en una coraza, denominado el intercambiador de coraza y tubos, como se puede ver en la fig. 39.

Figura 38. Intercambiador con corrientes en paralelo.



Fuente: Autores.

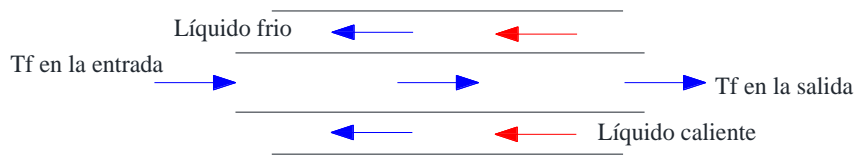
Figura 39. Intercambiador de coraza y tubos de dos pasos.



Fuente: [www5.uva.es](http://www5.uva.es)

*Intercambiador de calor cerrado en contracorriente.* En este caso las corrientes fluyen de manera paralela pero en sentidos contrarios, dentro los más eficientes se encuentra el intercambiador de placas, puesto que su superficie de transferencia de calor es mucho mayor que uno de coraza y tubos, éste tipo de intercambiadores de calor son ideales cuando no se permite el contacto entre los fluidos.

Figura 40. Intercambiador con corrientes en contraflujo



Fuente: Autores.

En un intercambiador de calor de placas la turbulencia y la distancia entre placas en la que hace el trabajo de transferir calor de manera eficiente.

Figura 41. Esquema de un intercambiador de calor de placas

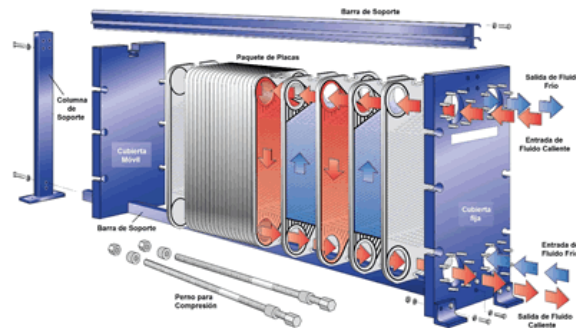


Figura 2: Intercambiador de Calor de Placas.

Fuente: [www.refrigeracionindustrial.com/imgs\\_contenido/ima\\_art\\_2.png](http://www.refrigeracionindustrial.com/imgs_contenido/ima_art_2.png)

## 2.8 Selección de equipos de bombeo

Para una correcta selección del sistema de bombeo se deben tomar en cuenta varios parámetros indispensables como la densidad y viscosidad del fluido, lo primero en tomarse en cuenta será un buen diseño del sistema ya que este dependerán las pérdidas en el mismo, y por supuesto una buena selección de las tuberías de succión y descarga.

Para el cálculo del sistema se debe tener presente que los datos sean lo más exactos en cuanto a caudales, presiones necesarias en la descarga, fluctuaciones de nivel o presión en la aspiración, recorrido geométrico de la tubería, peso específico del fluido, viscosidad, temperatura, presión de vapor y cualquier otro parámetro que pueda influir en la determinación de la curva de carga del sistema. Si es preciso se calculará el NPSH (altura neta positiva de succión disponible), para determinar problemas de cavitación, para temperaturas muy inferiores a la saturación del fluido no es necesario este cálculo. (MATAIX, 2001)



Los pasos fundamentales a seguir son los siguientes.

Determinar el caudal de bombeo, que es la capacidad que necesitará la bomba, éste dato se obtiene del problema planteado, o en su defecto si se trata de un problema donde se requiera investigar por el valor de este caudal, se ha de referir a catálogos de funcionamiento, como por ejemplo el caudal con el que se necesita sea alimentado una caldera, o un intercambiador de calor.

Calcular los diámetros de impulsión y descarga, estos parámetros son básicos para un correcto funcionamiento del sistema, se deben elegir diámetros que permitan economía y un criterio de menores pérdidas posibles, ya que esto afecta directamente a la eficiencia del equipo de bombeo.

Determinar la altura dinámica total del sistema, para este cálculo se deben dividir las pérdidas en la succión y en la descarga, este proceso puede ser muy tedioso ya que se involucran parámetros tales como el número de Reynolds o de diagramas para identificar los coeficientes de fricción correctos.

Se procede a la selección en sí de la bomba con todos los parámetros antes calculados y los datos involucrados en los mismos, como son: el caudal de bombeo, la altura total de bombeo o la velocidad de rotación. Éstas características a su vez originan para cada situación, una eficiencia y una potencia requerida. Se necesita un catálogo del cual se traza la curva característica de la bomba y se controla si ésta satisface las necesidades, se verifica su capacidad y rendimiento.

## **2.9 Anticongelantes industriales**

Un anticongelante es un compuesto químico que se añade a un líquido para bajar su punto de congelación o solidificación mejorando su acción refrigerante, el agua a pesar de ser el líquido más idóneo para refrigerar debido a su elevado calor específico y su buena conductividad térmica; puede tener efectos contraproducentes debido a que se solidifica a 0°C y su grado de expansión volumétrica cuando se congela que llega a un 9%, incluso por ser un fuerte oxidante en presencia de fundiciones y aceros de baja aleación.

El agua destilada contrario a lo que erróneamente se piensa es aún más corrosiva si no se mezcla con un anticongelante. Existen en el mercado muchos tipos de

compuestos químicos para desempeñar ésta labor como los anticongelantes a base de alcohol y otros en base a cloruros, estos últimos llamados salmueras.

Entre las propiedades que debe cumplir un buen anticongelante están el de mantener un bajo punto de congelación, capacidad de neutralizar productos ácidos, propiedades anti-incrustantes anti-espumantes, escasa agresividad frente a materiales elastómeros, baja viscosidad y reducida toxicidad.

**2.9.1 Anticongelantes con base alcohol.** El más usado es el glicol, usado en anticongelantes para intercambiadores de calor de autos (radiadores), es mezclado con agua para reducir costos ya que resulta costoso el uso puro, dicha reducción de concentración es remediada con un aumento de flujo del anticongelante, la mezcla de agua y glicol tiene una densidad y viscosidad mayores a el agua común, esto quiere decir que aumenta la pérdida de carga en las tuberías y cañerías de los intercambiadores de calor, ésta mezcla también posee un coeficiente de expansión muy elevado por lo cual los tanques se diseñan con un 25% más de su capacidad habitual.

El tamaño de la bomba también debe aumentarse debido a las características mencionadas anteriormente con relación a una bomba seleccionada para agua corriente, para este cálculo se consideran los siguientes factores de corrección según el porcentaje en peso de glicol. (PHILLIPS, 2010)

Figura 42. Factores de corrección de carga para glicol.

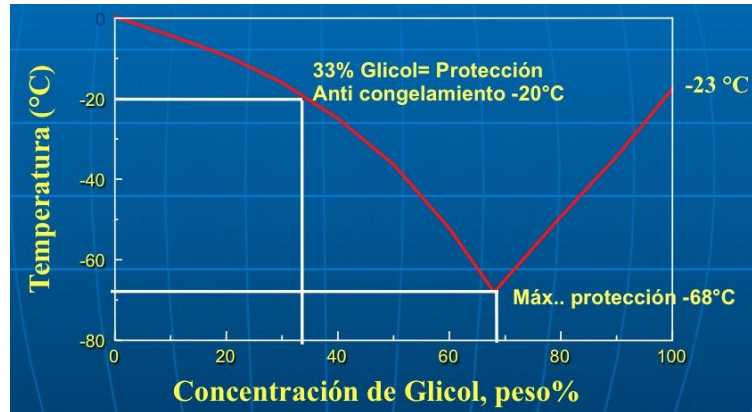
% peso de glicol etilénico	Temperatura congelación	Factor de corrección		
		Capacidad de refrigeración	Caudal de agua Kf	Pérdida de carga Kp
0	0°C	1,000	1,000	1,00
10	-4°C	0,990	1,015	1,07
20	-10°C	0,980	1,035	1,16
30	-17°C	0,965	1,075	1,17
35	-20°C	0,955	1,110	1,33
40	-25°C	0,950	1,140	1,40
50	-37°C	0,930	1,215	1,55

Fuente: [www.tecnicsuport.com/clima](http://www.tecnicsuport.com/clima)

Se observa que el glicol de por sí solo no tiene un punto de congelación muy bajo, tan solo es de  $-23^{\circ}\text{C}$ , mientras que mezclado con agua a un 68% en peso su eficiencia

aumenta hasta llegar alrededor de  $-68^{\circ}\text{C}$ , como se muestra en el diagrama de fases de la figura 43.

Figura 43. Diagrama de fases para glicol.



Fuente: [www.widman.biz](http://www.widman.biz)

**2.9.2 Anticongelantes con base cloruro.** En países con épocas de invierno extremas se usan este tipo de anticongelantes para evitar el congelamiento debido a exceso de nieve, se usa el cloruro de sodio  $\text{NaCl}$  o sal común por su simplicidad de uso y además es de bajo costo.

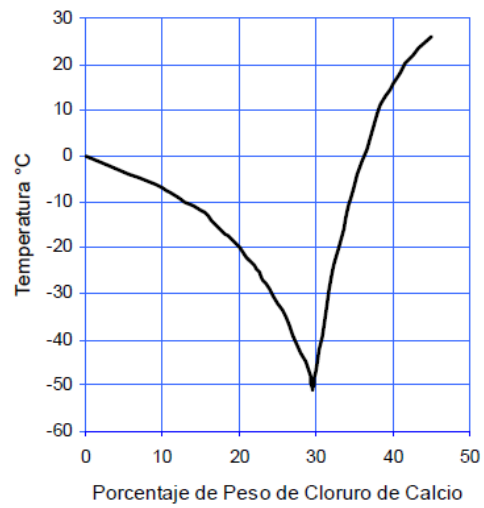
Para usos industriales se usa una solución de cloruro de calcio  $\text{CaCl}_2$ , muy usado por su bajo costo pero de uso restringido por personas naturales ya que puede ser usado para refinamiento de estupefacientes o sustancias psicotrópicas.

Sus usos más comunes es para el fraguado rápido de concreto debido a que absorbe la humedad, en bajas cantidades para la producción de quesos, como anticongelante, protección contra incendios, etc.

El cloruro de calcio en refrigeración se utiliza como refrigerante secundario, el refrigerante primario enfría al cloruro de calcio en el evaporador del sistema de refrigeración para luego por tubería conducir a la solución al lugar donde se desea enfriar. Ésta salmuera se usa principalmente por su bajo punto de congelación y por su alto calor específico que lo hace económico.

La solubilidad del cloruro de calcio varía según la concentración deseada, ésta salmuera obtiene su mínimo punto de congelamiento al 30% en peso de solución, como la muestra la figura 44. (OCCIDENTAL, 2006)

Figura 44. Diagrama de fases para cloruro de calcio



Fuente: Manual para el cloruro de calcio de Occidental Chemical Chile Limitada.

## CAPÍTULO III

### 3. DISEÑO TÉRMICO

#### 3.1 Requerimientos del proyecto

El presente proyecto parte de la necesidad de ampliar el laboratorio de transferencia de calor al estudio de equipos de refrigeración ya que los equipos existentes se enfocan más al calor, además de la aplicación de un intercambiador de calor de placas por su aplicación como desarrollo de ingeniería y en favor de la docencia y el beneficio de los estudiantes tanto que cursan las cátedras del área de energía así como quienes requieran diseñar equipos frigoríficos en los cuales se utilice como refrigerante primario la salmuera producida en sus posteriores trabajos de tesis.

Además le permitirá al estudiante analizar y evaluar el comportamiento real de un equipo industrial presente en la práctica tanto en la operación como en el mantenimiento.

Como equipo el diseño contempla el uso de elementos habituales a la técnica de refrigeración, ésta configuración permite determinar las condiciones de funcionamiento requeridas para la planta frigorífica.

Para determinar los estándares de diseño se debe tener en cuenta algunos factores como son: la temperatura de la salmuera requerida, las condiciones del medio en el que se encuentra ubicado el equipo, la dimensión del tanque necesario.

El objetivo de diseño consiste en establecer el valor de las cargas térmicas logrando la temperatura deseada para el fluido, dentro de los tiempos establecidos a su vez de analizar dichos datos y complementarlos con prácticas de laboratorio para explicar su funcionamiento.

Para la realización del presente proyecto se parte de la necesidad de utilizar como evaporador un intercambiador de calor de placas, por su aporte científico a la docencia siendo una de las más importantes aplicaciones de ingeniería y a su vez de amplia gama de aplicaciones, teniendo como antecedente que el laboratorio cuenta con un intercambiador de placas aplicado al vapor.

### 3.2 Características técnicas de la unidad de evaporación

Figura 45. Características de la unidad evaporadora.



#### Precios Lista 2012, Intercambiadores de Calor Tipo Placas BPHE

CODIGO	MODELO	EVAPORADOR				CONDENSADOR		CONEXIONES			DIMENSIONES [mm]			PESO [KG]	PRECIO USD
		CAPACIDAD DX / CAIDA P. FLUIDO		CAIDA P. FLUIDO		CAPACIDAD / CAIDA P. FLUIDO		REFR. SOLDAR	PRODUCTO	ALTURA	FRENTE	ANCHO			
		CONDICION 1	CONDICION 2	TR	PSI	TR	PSI	IN	OUT	ROSCAR EXT.					
021B2055	B3-030-10-3.0-HQ	1	6,8			1	11,9	1/2"	7/8"	3/4" NPT	325	95	24	1,9	192
021B2056	B3-030-30-3.0-HQ	3	6,8			3	14,3	1/2"	7/8"	3/4" NPT	325	95	24	3,7	345
021B2057	B3-030-30-3.0-HQ	3	6,8			5	14,3	1/2"	7/8"	3/4" NPT	325	95	54	3,7	345
021B2058	B3-030-50-3.0-HQ	5	7,1			8	14,2	5/8"	1 1/8"	3/4" NPT	325	95	84	5,5	492
021B2059	B3-030-70-3.0-HQ	7,5	8,2	3	4,5	11	14,2	5/8"	1 1/8"	3/4" NPT	325	95	114	7,3	641
021B3709	B3-052-54-3.0-HQ	10	6,7	5	4	11	7,9	5/8"	1 1/8"	1" NPT	527	111	138,6	14,22	1.054
021B3710	B3-052-70-3.0-HQ	12,5	6,4			14	7,8	5/8"	1 1/8"	1" NPT	527	111	177	17,9	1.313
021B6352	B3-095-44-3.0-HQ	15	4,5	7,5	5	16	4,8	7/8"	1 3/8"	2" NPT	617	192	115,6	22,64	1.787
021B6324	B3-095-60-3.0-HQ	20	4,5	10	5	21	4,8	7/8"	1 3/8"	2" NPT	617	192	154	29,2	2.322
021B6325	B3-095-74-3.0-HQ	25	4,5			26	4,8	7/8"	1 3/8"	2" NPT	617	192	187,6	34,94	2.771
021B6326	B3-095-92-3.0-HQ	30	4,5	15	5,6	33	4,9	7/8"	1 3/8"	2" NPT	617	192	230,8	42,32	3.352
021B6358	B3-095-122-3.0-HQ	40	4,8	20	5,6	42	5,2	1 1/8"	2 1/8"	2" NPT	617	192	302,8	54,62	4.326
021B7595	B3-210-74-3.0-HQ	50	5			54	6,1	1 1/8"	2 1/8"	2" NPT	739	322	220,2	72,2	5.917
021B7596	B3-210-90-3.0-HQ	60	5,2	30	4,6	67	6,3	1 1/8"	2 1/8"	2" NPT	739	322	265	85	6.968

Fuente: Catálogo de productos DANFOSS.

- Tipo: Intercambiador de calor de placas.
- Modelo: B3-030-30-3.0-HQ.
- Capacidad frigorífica: 3 TR - 10,54 kW.
- Temperatura de diseño: -196/+200 °C.
- Presión de diseño: 30 bar - 3 Mpa.
- Presión de prueba: 45 bar - 4,5 Mpa.
- Material de la placa estándar: AISI 316L.

Figura 46. Condiciones de trabajo del intercambiador de calor de placas.

#### Condiciones de Selección para Aplicación de Evaporador

REFRIG. R22	TEMPERATURA DE EVAPORACION	SUPER HEAT	TEMP COND.	SUB ENFR.	TEMP IN H2O	TEMP OUT H2O
Condicion 1	2°C	5°C	40°C	5°C	12°C	7°C
Condicion 2	2°C	5°C	40°C	5°C	30°C	5°C

#### Condiciones de Selección para Aplicación de Condensador

REFRIG. R22	TEMPERATURA GAS CALIENTE	TEMPERATURA CONDENSACION	TEMP IN H2O	TEMP OUT H2O
R-22	85°C	50°C	40°C	45°C



Nota:  
La Bomba de suministro de agua al intercambiador, debe estar seleccionada para garantizar 2,4 GPM por cada TR para aplicación de Evaporador, y 3 GPM por cada TR para aplicación de Condensador.

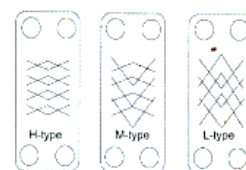
Q = m x Cp x (Temp in - Temp out)  
Temp producto [°F]  
Cp H<sub>2</sub>O = 1 (BTU / (Lbm x °F))  
m = densidad x Caudal  
Densidad H<sub>2</sub>O = 2.200 (Lbm/m<sup>3</sup>)  
Caudal producto [m<sup>3</sup>/h]

Expression of Type of BPHE

B3-052-50-3.0-H Q

- Brazed plate heat exchangers
- Copper bronze
- Single plate heat transfer area m<sup>2</sup>
- Number of plates
- Design pressure MPa
- Channel type H.L.M
- Distributor

Channel Type H-L-M



Fuente: Catálogo de productos DANFOSS.

Se observa que hay una nota la cual se refiere al equipo de bombeo que debe ser seleccionado para garantizar al equipo un suministro de fluido a refrigerar de 2,4 GPM por cada tonelada de refrigeración de aplicación como evaporador.

### **3.3 Criterio de selección salmuera**

Tomando como antecedente lo anteriormente descrito claramente hay tres opciones para aplicar al diseño en cuanto al fluido de trabajo, primeramente se descarta el uso del propilenglicol debido a que es un producto extremadamente escaso en el mercado nacional, y considerando que en proporción se necesita aproximadamente doscientos litros para disolver en el agua lo encárese, como alternativas están las soluciones en base a cloro de las cuales por seguridad de diseño se elige el cloruro de calcio ya que se lo puede adquirir incluso con grado alimenticio para que la toxicidad sea manejable, en el caso del cloruro de sodio se tiene como inconveniente que no llega al punto de congelación requerido por tanto la mejor opción sigue siendo el cloruro de calcio que cabe recalcar es una sustancia protegida por la legislación ecuatoriana por lo que para su adquisición se debe contar con todos los permisos legales.

#### **3.3.1 Datos técnicos del cloruro de calcio**

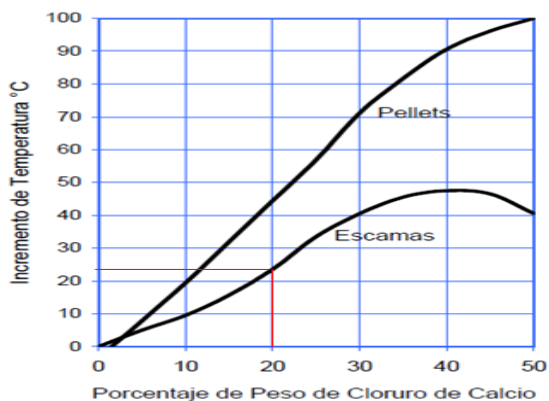
*Porcentaje en peso necesario.* De acuerdo a la temperatura a la que se desea llegar con la solución que es de  $-10^{\circ}\text{C}$ , acotando que esa temperatura es en el tanque es decir en el intercambiador de calor debe estar a temperatura de evaporación de  $-15^{\circ}\text{C}$ , y se toma ésta temperatura como referencia para el cálculo. (Refiérase a la figura 44).

Del diagrama anterior tomando en cuenta la importancia de mantener el fluido en estado líquido total se decide darle a la salmuera una concentración en peso del 20%, bajando así el punto de congelación del agua a  $-20^{\circ}\text{C}$ , éste proceso de caída del punto de congelación en una sustancia se conoce como efecto crioscópico.

Acotando además que el diagrama de la figura 44. Tiene un punto eutéctico mismo que representa la mayor concentración en la que se puede utilizar el cloruro de calcio ya que de sobre pasar existe un efecto contrario al aumentar el punto de congelación y consumir más cantidad de producto afectando a la eficiencia del proyecto y castigando los costos totales.

Temperatura al disolver. Al disolver el cloruro de calcio sólido en agua, se libera una considerable cantidad de calor lo cual hay que tener en cuenta que el fluido no sobrepase la temperatura de evaporación del agua ya que se tiene una considerable pérdida del compuesto al ambiente.

Figura 47. Incremento de temperatura al diluir cloruro de calcio en agua.

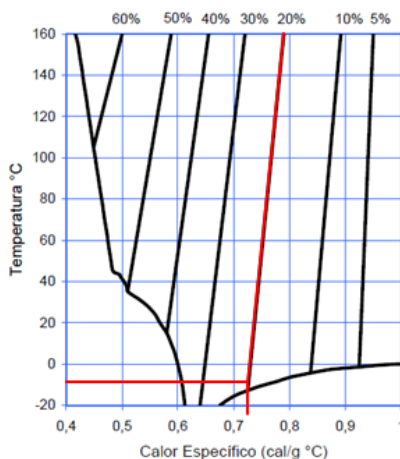


Fuente: Manual para el cloruro de calcio de Occidental Chemical Chile Limitada

De acuerdo al gráfico al disolver el cloruro de calcio en escamas en un porcentaje en peso de 20% se tiene un incremento de temperatura de aproximadamente 23°C.

### Calor específico

Figura 48. Calor específico de soluciones acuosas de CaCl<sub>2</sub>.



Fuente: Manual para el cloruro de calcio de Occidental Chemical Chile Limitada

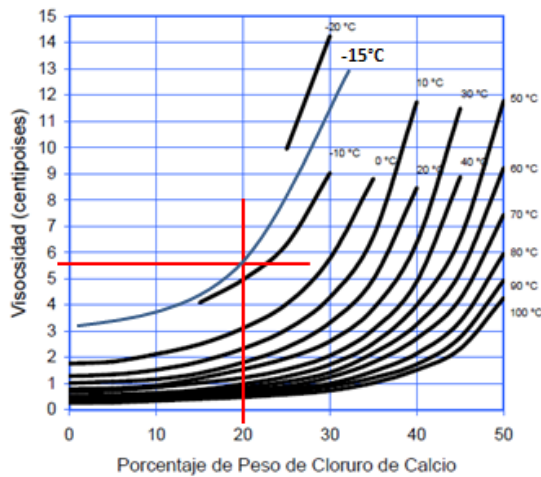
De a gráfica se obtiene que para una temperatura de -15°C y una concentración en peso de 20% se tiene un calor específico de 0,73Cal/g°C lo que es equivalente a 3,065KJ/Kg°C.



Otro aspecto que se detalla en la gráfica 48. Es que al aumentar la temperatura aumenta su calor específico esto es importante considerar puesto que es una variable que afecta directamente a la capacidad frigorífica requerida para el proyecto, mientras más bajo sea el requerimiento de temperatura de la salmuera, mayor será la capacidad que deberá entregar el equipo para lograr llegar a ese límite.

*Viscosidad absoluta*

Figura 49. Viscosidad absoluta de soluciones de cloruro de calcio.

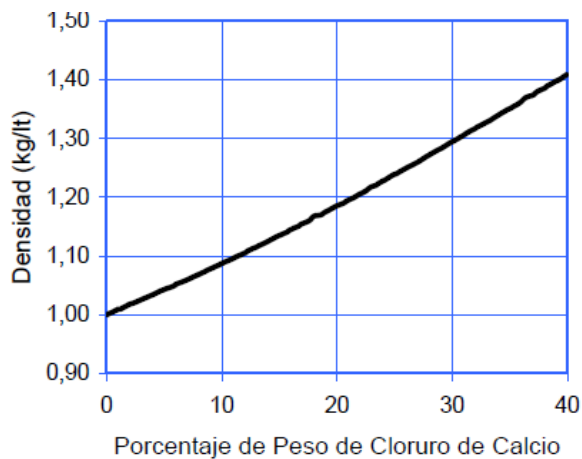


Fuente: Manual para el cloruro de calcio de Occidental Chemical Chile Limitada.

De la gráfica se tiene una viscosidad de la salmuera de 5,5 centipoise que son equivalentes a  $5 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}$ .

Densidad y gravedad específica

Figura 50. Densidad de soluciones de cloruro de calcio.



Fuente: Manual para el cloruro de calcio de Occidental Chemical Chile Limitada.

Figura 51. Propiedades de las soluciones de cloruro de calcio.

CaCl <sub>2</sub> %	Densidad a 15°C kg/lt	Gravedad Específica
0	1,000	1,003
2	1,018	1,021
4	1,034	1,037
6	1,052	1,055
8	1,069	1,072
10	1,087	1,090
12	1,105	1,108
14	1,125	1,128
16	1,145	1,148
18	1,168	1,172
20	1,186	1,190
22	1,206	1,210
24	1,228	1,232
26	1,250	1,254
28	1,272	1,276
30	1,295	1,299
32	1,317	1,321
34	1,340	1,344
36	1,363	1,367
38	1,386	1,390
40	1,410	1,414

Fuente: Manual para el cloruro de calcio de Occidental Chemical Chile Limitada.

### 3.4 Cálculo de dilución para preparar la salmuera

$$V_{\text{agua}} = 500\text{ lts} = 0,5\text{ m}^3$$

$$\rho_{\text{agua}} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = \rho \cdot V \quad (31)$$

$$m = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,5\text{ m}^3$$

$$m = 500\text{ Kg}$$

Se requiere una concentración del 20%.

El cloruro de calcio adquirido tiene una concentración del 77% por lo tanto se aplica la fórmula 3 del manual de cloruro de calcio.

$$m_{\text{CaCl}_2} = m_{\text{agua}} \left( \frac{\text{gramos esp. solución diluida} \times \% \text{ Solución diluida}}{\text{gramos esp. solución concentrada} \times \% \text{ Solución concentrada}} \right) \quad (32)$$

Datos:

Gramos esp. Solución diluida: 1,392

Gramos esp. Solución concentrada: 1,189

(OCCIDENTAL, 2006)

$$m_{\text{CaCl}_2} = 500\text{Kg} \left( \frac{1,240 \times 20\%}{1,392 \times 77\%} \right)$$

$$m_{\text{CaCl}_2} = 115,69\text{Kg}$$

Entonces:

Se requieren 115,69 Kg de cloruro de calcio con una concentración del 77%, sin embargo siendo un producto de difícil acceso se adquiere 150 Kg. Con el fin de dejar una reserva en el laboratorio de transferencia de calor contemplado que con el tiempo existe evaporación natural lo que hará necesario que el fluido sea repuesto.

### 3.5 Requerimiento de la unidad de enfriamiento

Volumen de fluido a refrigerar: 500 lts. = 0,5m<sup>3</sup>

Temperatura del fluido: -10°C

**3.5.1 Cargas de enfriamiento.** El cálculo de la carga de enfriamiento tiene por objeto determinar la cantidad de calor producida por una serie de cargas térmicas presentes, que se deben extraer en un tiempo determinado, para crear y mantener en su interior las condiciones de temperatura requerida, según la norma ASHRAE se toma para el cálculo las siguientes. (ASHRAE, Refrigeración, 1990)

1. Carga térmica por estructura.
2. Carga térmica por el producto a refrigerar.
3. Carga térmica por equipos.

Carga térmica por la estructura. Se define como la cantidad de calor absorbido a través de las paredes, piso y techo que deberá ser retirado por nuestro sistema, misma que está directamente relacionado con el tipo de estructura, material, diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, radiación solar y tipo de aislamiento.

Las paredes, el piso de nuestro reservorio están compuestas por dos elementos, exteriormente acero inoxidable y poliuretano de alta densidad.

La carga térmica por estructuras se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$q = U \cdot A_c \cdot \Delta T \quad (33)$$

Donde:

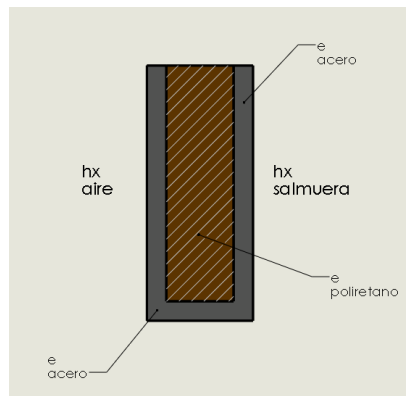
q: Carga térmica por estructura [w]

U: Coeficiente global de transferencia de calor [w/m<sup>2</sup>K]

A<sub>c</sub>: Superficie de transferencia de calor [m<sup>2</sup>]

ΔT: Diferencia de temperatura entre exterior e interior del tanque.

Figura 52. Sección transversal de la pared del tanque.



Fuente: Autores.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_\alpha}} \quad (34)$$

Donde:

h<sub>i</sub>: Coeficiente por transferencia por convección (exterior)

e: Espesor de la pared

K: Coeficiente de conductividad térmica.

H<sub>α</sub>: Coeficiente de transferencia por convección (interior)

Variables de diseño

Las variables a considerar para el cálculo de la carga térmica son:

Temperatura del fluido: -10°C.

Temperatura exterior: 24°C.

Tipo de aislamiento: Poliuretano de alta densidad.  
 Tipo de material construcción: Acero inoxidable.

Tanque de almacenamiento

DATOS:

Temperatura de salmuera -10°C.  
 Temperatura ambiente: 24°C.

### 3.6 Cálculo espesor del aislante

La función del aislamiento térmico es evitar que se produzcan pérdidas de calor que sean de influencia en el equipo frigorífico es decir hace eficiente el aprovechamiento de energía, el aislante a utilizarse es poliuretano de alta densidad, industrialmente muy recomendado para aplicaciones de baja temperatura como es el caso del presente trabajo.

Se considera para el método de cálculo las recomendaciones siguientes:

Tabla 2. Coeficiente global de transferencia de calor recomendado.

Piso	Pared	Techo
$\frac{w}{m^2 \cdot C}$	$\frac{w}{m^2 \cdot C}$	$\frac{w}{m^2 \cdot C}$
0,27	0,25	0,26

Fuente: KOSCHADE, Rolf, 2010

**3.6.1 Convección libre aire.** Se debe considerar que el equipo se encuentra dentro de un local cerrado para el caso el laboratorio de transferencia de calor por tanto se evalúa por convección libre entre el aire y la pared del tanque, para el cálculo se usa los números adimensionales.

Propiedades del aire a temperatura filmica o de capa límite:

$$T_f = \frac{T_s + T_\alpha}{2} \quad (35)$$

Ts (Temperatura de superficie)= 19°C

$T_{\alpha}$  (Temperatura del aire) = 21°C

$$T_f = \frac{(19 + 21)^{\circ}\text{C}}{2} = 20^{\circ}\text{C}$$

Propiedades del aire evaluado a capa límite. (ANEXO D)

Densidad	$\rho = 1,205 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Viscosidad cinemática	$\gamma = 15,11 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Conductividad térmica	$k = 0,0257 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$
Calor específico	$C_p = 1,005 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$
Número de Prandtl	$Pr = 0,713$
Coefficiente de expansión térmica	$\beta = 3,43 \times 10^{-3} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}$

*Cálculo del número de Grashof:*

$$Gr = \frac{g\beta}{\gamma^2} (T_s - T_{\alpha}) L^3 \quad (21)$$

$$L = \frac{V_{\text{total}}}{A_{\text{pared}}} \quad (36)$$

Donde:

$g$  = Gravedad.

$\beta$  = Coeficiente de dilatación térmica.

$\gamma$  = Viscosidad cinemática.

$V_{\text{total}}$  = Volumen total del tanque.

$A_{\text{pared}}$  = Área pared.

$$L = \frac{0,74 \text{ m}^3}{1,015 \text{ m}^2} = 0,72 \text{ m}$$

$$Gr = \frac{\left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \left(3,43 \times 10^{-3} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}\right)}{\left(15,11 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^2} (21 - 20)^{\circ}\text{C} (0,72 \text{ m})^3$$

$$Gr = 5,5 \times 10^7$$

Cálculo del número de Rayleigh:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (22)$$

$$Ra = (5,5 \times 10^7 \times 0,713)$$

$$Ra = 3,92 \times 10^7$$

Cálculo del número de Nusselt:

Figura 53. Correlación convección libre, flujo externo, placa vertical, inclinada y horizontal.

Placa plana vertical			
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades
34	$\overline{Nu}_L = C Ra^n$ (Tabla 6.8.1)	Medio, $T_s$ cte	Tª media de película.
35	$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$	Medio, $T_s$ cte, $10^{-1} < Ra_L \leq 10^{12}$	Tª media de película.
36	$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{4/9} \right]}$	Laminar, medio, $T_s$ cte, $10^{-1} < Ra_L \leq 10^9$	Tª media de película

Fuente: Coronel, 2013

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (37)$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 (3,92 \times 10^7)^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{0,713} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 46,47$$

Coefficiente convectivo:

$$Nu = \frac{h_{\alpha_{aire}} D}{k} \quad (18)$$

$$h_{\alpha_{\text{aire}}} = \frac{\text{Nu} \cdot k}{D} \quad (38)$$

$$h_{\alpha_{\text{aire}}} = \frac{(46,47) \left(0,0257 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}\right)}{0,73}$$

$$h_{\alpha_{\text{aire}}} = 1,64 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

**3.6.2 Convección libre salmuera.** (Cloruro de calcio al 20% en peso con agua), para la salmuera se considera el cálculo en convección libre puesto a que nuestro tanque no posee agitador con el objeto de que el fluido tenga un intercambio de calor interno por diferencia de temperaturas simplemente teniendo la ventaja de que ese calor retirado del fluido se conserve eficientemente por lo tanto se procede al cálculo mediante los números adimensionales.

*Cálculo de la temperatura media aritmética:*

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (39)$$

$$T_i = 14^{\circ}\text{C}$$

$$T_e = -10^{\circ}\text{C}$$

$$T_m = \frac{[14 + (-10)]^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_m = 2^{\circ}\text{C}$$

Propiedades de la salmuera a temperatura filmica o de capa límite:

$$T_{f=} = \frac{T_s + T_{\infty}}{2} \quad (35)$$

$$T_s \text{ (Temperatura de superficie)} = -7^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\alpha} \text{ (Temperatura del aire)} = 2^{\circ}\text{C}$$

$$T_{f=} = \frac{(-7 + 2)^{\circ}\text{C}}{2} = -2,5^{\circ}\text{C}$$



Propiedades del aire evaluado a capa límite:

Densidad	$\rho = 1186 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Viscosidad dinámica	$\mu = 5 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}$
Viscosidad cinemática	$\gamma = 4,22 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Conductividad térmica	$k = 0,5448 \frac{\text{w}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
Calor específico	$C_p = 3,065 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$
Coefficiente de dilatación térmica	$\beta = 1,2 \times 10^{-4} \frac{1}{^\circ\text{C}}$

*Cálculo del número de Prandtl:*

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (20)$$

$$\text{Pr} = \frac{3065 \frac{\text{w.s}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot 5 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}}{0,5448 \frac{\text{w}}{\text{m}^\circ\text{C}}}$$

$$\text{Pr} = 28,1295$$

*Cálculo del número de Grashof:*

$$\text{Gr.Pr} = \frac{g \beta \rho^2 C_p}{\mu \cdot k} \quad (40)$$

$$\text{Gr.Pr} = \frac{(9,81) \cdot (1,2 \times 10^{-4}) \cdot (1186)^2 \cdot (3,065)}{(5 \times 10^{-6}) \cdot (0,5448)}$$

$$\text{Gr.Pr} = 1,86 \times 10^9$$

*Cálculo del número de Rayleigh:*

$$\text{Ra} = \frac{g \beta \rho^2 C_p}{\mu \cdot k} (T_\alpha - T_s) L_c^3 \quad (41)$$

$$Ra = 1,86 \times 10^9 (2 - (-7))(0,68)^3$$

$$Ra = 5,3 \times 10^9$$

*Cálculo del número de Nusselt: (Según la figura 53).*

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (37)$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 (5,3 \times 10^9)^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{28,129} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 272,72$$

*Coefficiente convectivo:*

$$Nu = \frac{h_{\alpha \text{ salmuera}} D}{k} \quad (18)$$

$$h_{\alpha \text{ salmuera}} = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

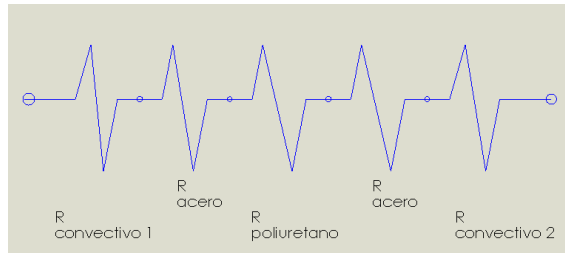
$$h_{\alpha \text{ salmuera}} = \frac{(272,72) \left( 0,5448 \frac{W}{m^{\circ}C} \right)}{0,7}$$

$$h_{\alpha \text{ salmuera}} = 134,35 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

**3.6.3** *Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.*

$$U_0 = \frac{1}{R_{\text{total}} A_0} \quad (28)$$

Figura 54. Analogía resistencias eléctricas.



Fuente: Autores.

$$R_{\text{total}} = R_{\text{convectivo1}} + R_{\text{acero}} + R_{\text{poliuretano}} + R_{\text{acero}} + R_{\text{convectivo2}} \quad (43)$$

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} A} + \frac{e_{\text{poliuretano}}}{k_{\text{poliuretano}} A} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (44)$$

Remplazando:

$$U_0 = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} A} + \frac{e_{\text{poliuretano}}}{k_{\text{poliuretano}} A} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} A} + \frac{1}{h_2 A} \right]} A \quad (45)$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} A} + \frac{e_{\text{poliuretano}}}{k_{\text{poliuretano}} A} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} A} + \frac{1}{h_2 A}}$$

Datos acero:

Espesor del acero

$$e = 0,0015 \text{ m}$$

Conductividad térmica

$$k_{\text{acero}} = 16,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Conductividad térmica del poliuretano

$$k_{\text{poliuretano}} = 0,021 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Coefficiente convectivo de la salmuera

$$h_1 = h_{\alpha \text{ salmuera}} = 134,35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Coefficiente convectivo del aire

$$h_2 = h_{\alpha \text{ aire}} = 1,64 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

*Coefficiente global de transferencia de calor recomendado para paredes.*

$$U_{\text{recomendado}} = 0,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

$$U_{\text{recomendado}} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} + \frac{e_{\text{poliuretano-pared}}}{k_{\text{poliuretano}}} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} + \frac{1}{h_2}} \quad (46)$$

$$e_{\text{poliuretano-pared}} = k_{\text{poliuretano}} \left( \frac{1}{U_{\text{recomendado}}} - \frac{1}{h_1} - \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} - \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} - \frac{1}{h_2} \right) \quad (47)$$

$$e_{\text{poliuretano-pared}} = 0,021 \frac{W}{m^{\circ}C} \left( \frac{1}{0,25 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} - \frac{1}{212,26 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} - 2 \left( \frac{0,015m}{16,3 \frac{W}{m^{\circ}C}} \right) - \frac{1}{1,64 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} \right)$$

$$e_{\text{poliuretano-pared}} = 0,071m$$

Coficiente global de transferencia de calor recomendado para piso

$$U_{\text{recomendado}} = 0,27 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

$$U_{\text{recomendado}} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} + \frac{e_{\text{poliuretano-piso}}}{k_{\text{poliuretano}}} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} + \frac{1}{h_2}} \quad (46)$$

$$e_{\text{poliuretano-piso}} = k_{\text{poliuretano}} \left( \frac{1}{U_{\text{recomendado}}} - \frac{1}{h_1} - \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} - \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} - \frac{1}{h_2} \right) \quad (48)$$

$$e_{\text{poliuretano-pared}} = 0,021 \frac{W}{m^{\circ}C} \left( \frac{1}{0,27 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} - \frac{1}{212,22 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} - 2 \left( \frac{0,015m}{16,3 \frac{W}{m^{\circ}C}} \right) - \frac{1}{1,64 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} \right)$$

$$e_{\text{poliuretano-pared}} = 0,064m$$

Por razones constructivas y de cálculo al límite de carga térmica se selecciona la plancha de poliuretano de alta densidad de 0,08 m.

### 3.7 Cálculo de la carga frigorífica

**3.7.1 Carga por estructura.** Los paneles están conformados en el método constructivo conocido como tipo sándwich teniendo exteriormente acero inoxidable 304 de 2mm de espesor, como material interno aislante poliuretano de alta densidad.

Espesor plancha de acero: e1: 1,5mm e1: 1,5 x 10<sup>-3</sup> m

Espesor poliuretano: e2: 80mm e2: 7,62 x 10<sup>-2</sup> m

$$Q_1 = A \cdot U_0 \cdot \Delta T \quad (\text{Carga por estructura}) \quad (33)$$

Datos:

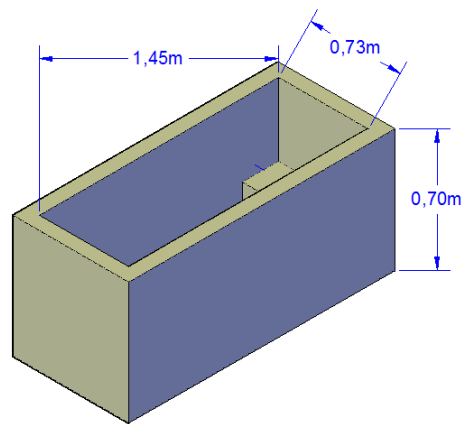
Medidas del tanque.

a = 0,73m (Alto)

h = 0,70m (Ancho)

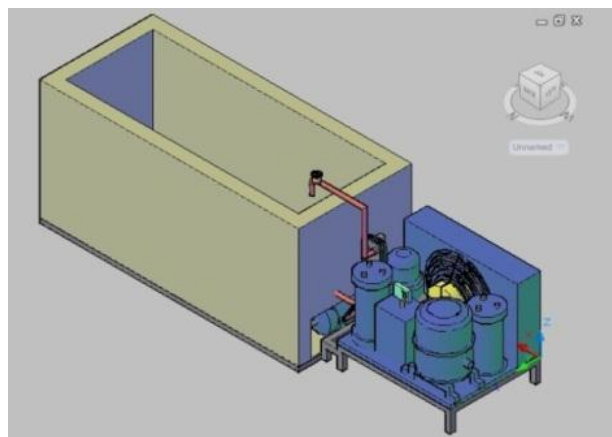
l = 1,45m (Largo)

Figura 55. Tanque para salmuera



Fuente: Autores.

Figura 56: Referencia de la ubicación del tanque.



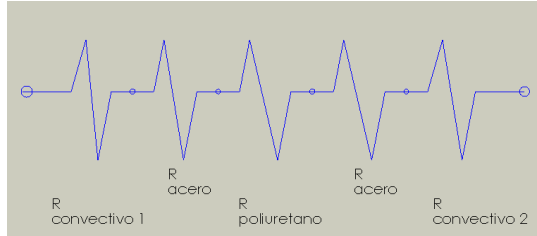
Fuente: Autores.

Calor perdido. Es el calor que se pierde al ambiente y cumple la condición de convección libre puesto a que el equipo se encuentra en un recinto cerrado y la velocidad del viento se considera nula.

$$q_{\text{perdidas}} = U_0 \cdot A \cdot F \cdot \text{LMTD} \quad (30)$$

*Coeficiente global de transferencia de calor*

Figura 57. Representación del circuito de resistencias térmicas.



Fuente: Autores.

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{U \cdot A} \quad (42)$$

$$U_0 = \frac{1}{R_{\text{total}} \cdot A_0} \quad (28)$$

$$R_{\text{total}} = R_{\text{convectivo1}} + R_{\text{acero}} + R_{\text{poliuretano}} + R_{\text{acero}} + R_{\text{convectivo2}} \quad (43)$$

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{\text{acero}}}{K_{\text{acero}} A} + \frac{e_{\text{poliuretano}}}{k_{\text{poliuretano}} A} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (44)$$

$$U_0 = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{\text{acero}}}{K_{\text{acero}} A} + \frac{e_{\text{poliuretano}}}{k_{\text{poliuretano}} A} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}} A} + \frac{1}{h_2 A} \right] A} \quad (45)$$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{\text{acero}}}{K_{\text{acero}}} + \frac{e_{\text{poliuretano}}}{k_{\text{poliuretano}}} + \frac{e_{\text{acero}}}{k_{\text{acero}}} + \frac{1}{h_2}}$$

*Datos necesarios:*

Espesor del acero	$e_{\text{acero}} = 0,0015\text{m}$
Conductividad térmica del acero	$K_{\text{acero}} = 16,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
Espesor del poliuretano	$e_{\text{poliuretano}} = 0,08\text{m}$
Conductividad térmica del poliuretano	$k_{\text{poliuretano}} = 0,021 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$
Espesor nylon	$e_{\text{nylon}} = 3 \times 10^{-3}\text{m}$

Conductividad térmica del nylon  $k_{\text{nylon}} = 0,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

Coefficiente convectivo salmuera  $h_1 = h_{\text{salmuera}} = 134,35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$

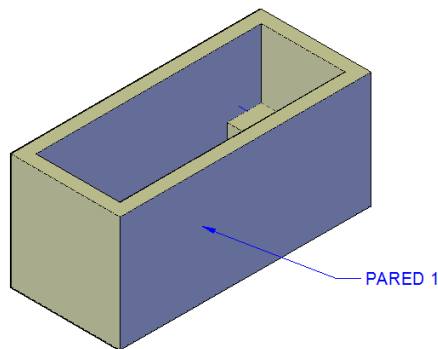
Coefficiente convectivo aire laboratorio  $h_2 = h_{\alpha\text{aire}} = 1,64 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{134,35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}} + \frac{0,0015\text{m}}{16,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}} + \frac{0,08\text{m}}{0,021 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}} + \frac{0,0015\text{m}}{16,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}} + \frac{1}{1,64 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}}}$$

$$U_0 = 0,226 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Pérdida de calor estructural

Figura 58. Ubicación pared 1.



Fuente: Autores.

Pared 1 = Pared 2

$$A_{\text{pared1}} = l \times a \tag{50}$$

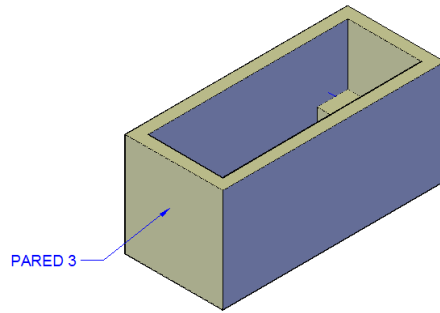
$$A_{\text{pared1}} = (1,45\text{m})(0,73\text{m}) = 1,058\text{m}^2$$

$$q_{\text{pared1}} = U_0 A_{\text{pared1}} (T_{\alpha\text{aire}} - T_{\alpha\text{salmuera}}) \tag{33}$$

$$q_{\text{pared1}} = \left(0,226 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}\right) (1,058\text{m}^2) (21^{\circ}\text{C} - 2^{\circ}\text{C})$$

$$q_{\text{pared1}} = 4,54\text{W}$$

Figura 59. Ubicación pared 3.



Fuente: Autores.

Pared 3 = Pared 4

$$A_{\text{pared 3}} = h \times a \quad (51)$$

$$A_{\text{pared 3}} = (0,70\text{m})(0,73\text{m}) = 0,511\text{m}^2$$

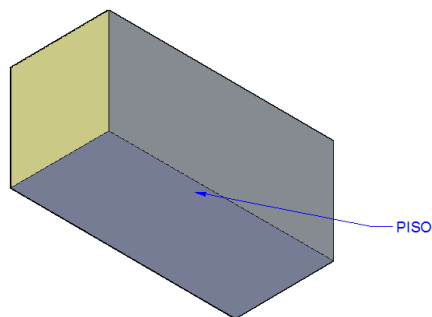
$$q_{\text{pared1}} = U_0 A_{\text{pared3}} (T_{\alpha\text{aire}} - T_{\alpha\text{salmuera}}) \quad (33)$$

$$q_{\text{pared3}} = \left(0,226 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}\right) (0,511\text{m}^2) (21\text{°C} - 2\text{°C})$$

$$q_{\text{pared3}} = 2,19\text{W}$$

*Piso*

Figura 60. Piso del tanque.



Fuente: Autores.

$$A_{\text{piso}} = h \times l \quad (52)$$



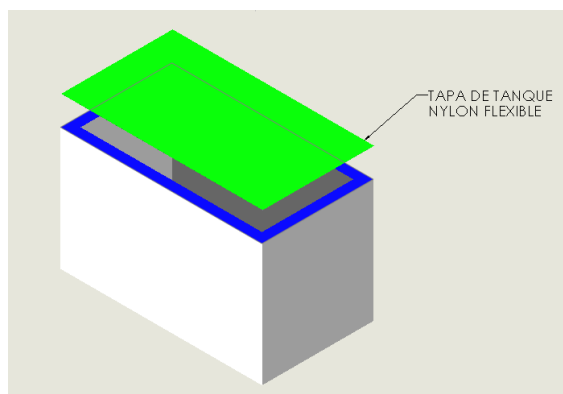
$$A_{\text{piso}} = (0,70\text{m})(1,45\text{m}) = 1,015\text{m}^2$$

$$q_{\text{piso}} = U_0 A_{\text{piso}} (T_{\alpha\text{aire}} - T_{\alpha\text{salmuera}}) \quad (33)$$

$$q_{\text{piso}} = \left(0,226 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}\right) (1,015\text{m}^2) (21\text{°C} - 2\text{°C})$$

$$q_{\text{piso}} = 4,35\text{W}$$

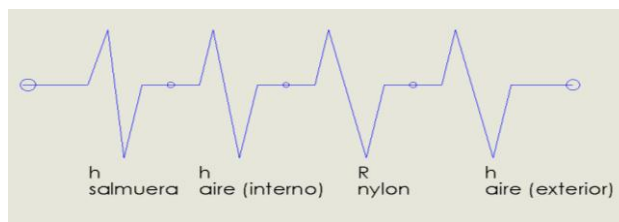
Figura 61. Techo.



Fuente: Autores.

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{salmuera}}} + \frac{1}{h_{\text{aire(interno)}}} + \frac{e_{\text{nylon}}}{k_{\text{nylon}}} + \frac{1}{h_{\text{aire(exterior)}}}} \quad (53)$$

Figura 62. Resistencias térmicas para el techo.



Fuente: Autores.

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\frac{1}{134,35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}} + \frac{1}{1,656 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}} + \frac{3 \times 10^{-3} \text{m}}{0,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ\text{C}}}} + \frac{1}{1,656 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}}}$$

$$U_{\text{techo}} = 0,815 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

$$A_{\text{techo}} = h \times l \quad (54)$$

$$A_{\text{techo}} = (0,70\text{m})(1,45\text{m}) = 1,015\text{m}^2$$

$$q_{\text{techo}} = U_0 A_{\text{techo}} (T_{\alpha\text{aire}} - T_{\alpha\text{salmuera}}) \quad (33)$$

$$q_{\text{techo}} = \left(0,815 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}\right) (1,015\text{m}^2) (21\text{°C} - 2\text{°C})$$

$$q_{\text{techo}} = 15,717\text{W}$$

Carga total por estructura

$$Q_{\text{total por estructura}} = q_{\text{techo}} + q_{\text{piso}} + 2q_{\text{pared 1}} + 2q_{\text{pared 2}} \quad (55)$$

$$Q_{\text{total por estructura}} = 15,717\text{W} + 4,35\text{W} + 2(4,54\text{W}) + 2(2,19\text{W})$$

$$Q_{\text{total por estructura}} = 33,527\text{W}$$

**3.7.2 Carga térmica por producto.** Consiste en la determinación de calor que se debe retirar del producto para que suceda el descenso de temperatura inicial o de ingreso al intercambiador de calor hasta la temperatura requerida en la salmuera.

La carga térmica se calcula mediante las ecuaciones de calor sensible y calor latente sin embargo para nuestro caso particular queda obviado el calor latente debido al hecho de que no existe cambio de estado se mantiene la salmuera en estado líquido durante el proceso.

*Calor sensible:*

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

Donde:

q: Carga térmica por producto, [W]

m: Masa del producto, [Kg]

C<sub>p</sub>: Calor específico del producto, [ $\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}\cdot\text{°C}}$ ]

Para el diferencial de temperatura se considera que el equipo tendrá que permanecer entre un rango de operación en la salmuera de  $-8^{\circ}\text{C}$  hasta  $-10^{\circ}\text{C}$  en el interior del intercambiador de calor de placas.

Producto Salmuera de cloruro de calcio al 20% de concentración en peso.

Densidad  $\rho = 1186 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Calor específico  $C_p = 3,065 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} = 3065 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}}$

Volumen  $V = 500\text{lbs} = 0,5\text{m}^3$

Ver figura 45.

Caudal recomendado por el fabricante para el intercambiador de calor de placas. (Ver figura 46)

$$\dot{V} = 2,4 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times \text{TR} \quad (56)$$

Donde:

TR: Tonelada de refrigeración.

Capacidad del intercambiador de calor

$$Q_{\text{evaporador}} = 3\text{TR}$$

Entonces para el cálculo del flujo másico

$$\dot{V} = 2,4 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times 3\text{TR}$$

$$\dot{V} = 7,2 \frac{\text{gal}}{\text{min}} = 4,5 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} \quad (57)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad (58)$$

$$\dot{m} = 1186 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,5 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m} = 0,5337 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Cálculo del calor sensible necesario para el producto

$$q_{\text{producto}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

Normalmente se considera diferenciales de temperatura de (3 a 11) °C, pero con fines económicos éste diferencial se mantiene tan bajo como sea posible, dado que el trabajo del compresor será más eficaz. (DANFOSS, 2013)

$$q_{\text{producto}} = 0,5337 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3065 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot [-7 - (-10)]^\circ\text{C}$$

$$q_{\text{producto}} = 4907,37 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 4907,37\text{W}$$

### 3.7.3 Carga total de enfriamiento.

Tabla 3. Cargas de enfriamiento.

Carga por estructura	33,527W
Carga por producto	4907,37W
Carga total	4940,897W

Fuente: Autores.

## 3.8 Ciclo termodinámico del equipo

**3.8.1 Refrigerante R-404A.** El fluido refrigerante R404A se lo seleccionó por sus propiedades físico-químicas y termodinámicas que lo hace la mejor opción para sistemas de baja temperatura en los cuales hay que tomar en cuenta las altas presiones de trabajo, es capaz de absorber y liberar energía en forma de calor, por medio de cambios de fase en una forma cíclica dentro del sistema de refrigeración.

El refrigerante R404A es el resultado de una mezcla de tres refrigerantes R-125, R143A, R-134A; (44/52/4) porcentaje en peso respectivamente.

La principal aplicación recomendada por fabricantes son las instalaciones de sistemas de refrigeración de media y baja temperatura.

Para instalaciones anteriores a su desarrollo que trabajen con R-502, se las puede reconvertir al R-404A, eliminando el aceite mineral original y reemplazarlo por un aceite

polieoléster, además de cambio de filtro secador y de la válvula de expansión por una de R-404A.

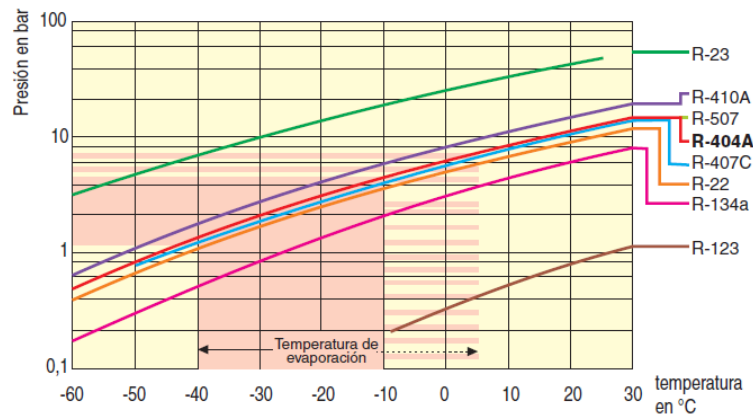
Figura 63. Propiedades físico químicas del refrigerante R-404A.

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

Fuente: Catálogo técnico Salvador Escoda.

### Rango de aplicaciones

Figura 64. Comparación refrigerante respecto a temperatura de evaporación.



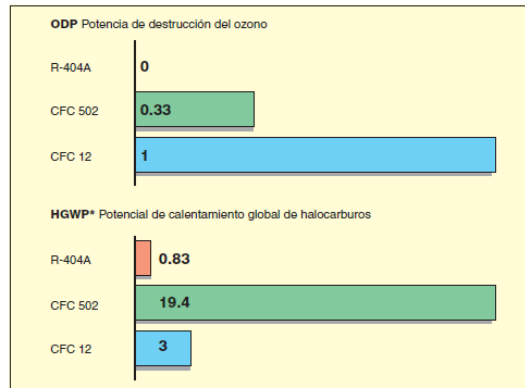
Fuente: Catálogo técnico Salvador Escoda.

Como se ve en la gráfica anterior, la aplicación requerida por el proyecto de -15°C para el evaporador es ideal el R404A.

*Aspectos medio ambientales.* Hoy en día las regulaciones ambientales toman auge en las legislaciones gubernamentales por tanto como una responsabilidad social es un aspecto que debe ser tomado en cuenta al momento del diseño de un sistema de

refrigeración por tanto la gráfica siguiente representa el impacto del R-404A respecto a otros refrigerantes.

Figura 65. Impacto de los refrigerantes hacia la capa de ozono.



Fuente: Catálogo técnico Salvador Escoda.

**3.8.2 Aceite lubricante.** Los sistemas de refrigeración que trabajan con refrigerantes HFC necesitan utilizar el aceite lubricante adecuado puesto que la miscibilidad del aceite en el refrigerante garantiza el retorno de aceite al compresor dentro del rango de temperaturas de operación.

En el caso particular del refrigerante R404A no puede de ninguna manera trabajar con aceites minerales debido a que los cristaliza, para estos casos se usa los aceites POE, Polyol Ester, por cuestión de compatibilidad química con los HFC. (TECUMSEH, 2002)

*Miscibilidad.* La miscibilidad es la capacidad de que se mezcle el refrigerante y el aceite. Es un factor de suma importancia para garantizar el retorno del aceite hacia el compresor como se explicó anteriormente.

*Humedad.* Los aceites Polyol Ester, no son tan higroscópicos (Capacidad de absorber agua) como los minerales, la humedad es difícilmente eliminable tanto a través de un vacío como a través del calor.

Se extreman los cuidados para evitar que la humedad ingrese al sistema hermético de refrigeración.

La hidrólisis con la humedad y la generación de ácido que se origina son más temibles con el uso de aceites Polyol Ester por ésta causa antes de sellar el sistema se recomienda el uso de un deshidratador apropiado.

*Tipos de deshidratadores.* Existen de filtro molecular compatibles con el R-22, los tipos XH-6 de cartucho compacto, XH-7 y XH9 son los más aconsejados por los fabricantes.

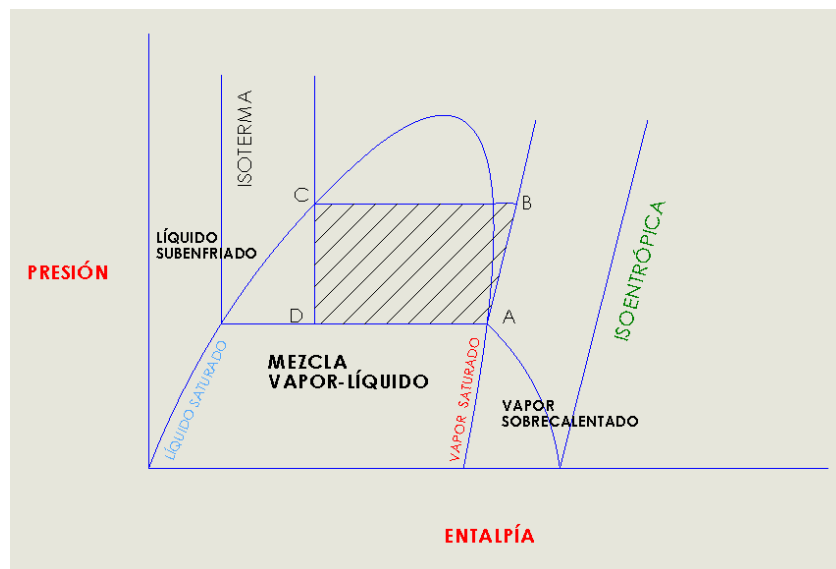
*Viscosidad.* Debe ser adecuada durante el rango de operación tanto a baja como a alta temperatura.

*Rigidez dieléctrica.* Ésta propiedad del lubricante evita que la corriente eléctrica del motor pase a la estructura del mismo así que contribuye con el sistema de seguridad del equipo.

**3.8.3 Ciclo de Carnot de un fluido condensable.** La ventaja del ciclo radica en la utilización del fluido en sus dos fases, líquida y gaseosa, que permite no sólo el que técnicamente se pueda realizar el ciclo de Carnot inverso, sino porque las temperaturas al final de la expansión y a la entrada en el compresor son iguales, por lo que se puede optimizar el coeficiente de efecto frigorífico.

El funcionamiento de una máquina frigorífica de fluidos condensables que utiliza un ciclo de Carnot, es la siguiente:

Figura 66. Diagrama presión-entalpía.



Fuente: Autores.

Un compresor accionado por un motor eléctrico aumentaría la presión del fluido desde  $P_A$  a  $P_B$ , según la transformación (A-B), alcanzándose la temperatura  $T_B$ ; ésta

compresión sería seguida de una condensación isoterma (B-C) en la que el calor  $Q_1$  es evacuado al foco térmico caliente.

El fluido una vez licuado se expande isentrópicamente en un expansor (C-D), disminuyendo su presión y temperatura, con lo que se vaporiza parcialmente, llegando en estas condiciones al evaporador, estado D, iniciándose la vaporización isoterma (D-A), durante la cual el calor  $q_B$  puede ser absorbido del recinto a enfriar, o de una disolución de  $\text{CaCl}_2$  (salmuera) para nuestro caso, que circularía en contra corriente con el vapor a una temperatura  $T_S$  mayor que  $T_B$ .

Ésta sustancia se puede enfriar hasta  $-20^\circ\text{C}$  sin congelar de acuerdo a la dosificación utilizada, actuando como fuente fría; la salmuera así refrigerada circula por conducciones apropiadas para la refrigeración de otro sistema.

La parte evaporada del fluido condensable vuelve al compresor, iniciándose de nuevo el ciclo.

El área por debajo de (DA) representaría el calor absorbido a la fuente fría. El área (ABCD) sería el trabajo  $T_C$  aplicado al fluido por el compresor.

**3.8.4 Definición del ciclo termodinámico.** Para definir el ciclo se requieren los datos del lugar de instalación.

Tabla 4. Condiciones ambientales del laboratorio de transferencia de calor.

Temperatura ambiente	$24^\circ\text{C}$
Humedad relativa	81,6%

Fuente: INSTITUTO METEOROLOGICO ESPOCH, Noviembre 2013.

*Determinación de la temperatura y presión de condensación.*

La temperatura de condensación se obtiene de la suma de la temperatura ambiente más un diferencial recomendado de (11 a 17)  $^\circ\text{C}$ . (COPELAND, 2010)

$$T_i = 24^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_c = 11^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = T_i + \Delta T_{\text{cond}} \quad (59)$$



$$T_{\text{cond}} = (24 + 11)^{\circ}\text{C}$$

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

La presión correspondiente para la temperatura de condensación tomando las propiedades termodinámicas de gas refrigerante R-404A

$$P_{\text{condmanométrica}} = 17,17\text{bar}$$

$$P_{\text{condmanométrica}} = 234,52\text{Psi}$$

Determinación de la temperatura y presión de evaporación.

La temperatura de evaporación se toma con un rango de variación de  $5^{\circ}\text{C}$  para estar en el promedio de rango recomendado por el fabricante que es de  $(3 \text{ a } 7)^{\circ}\text{C}$ . (COPELAND, 2010)

$$T_{\text{req}} = -10^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = T_{\text{req}} - \Delta T \quad (60)$$

$$T_{\text{evap}} = (-10 - 5)^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -15^{\circ}\text{C}$$

La presión correspondiente a ésta temperatura de evaporación de acuerdo a las propiedades termoquímicas del refrigerante R-404A.

$$P_{\text{evapmanométrica}} = 3,633\text{bar}$$

$$P_{\text{evapmanométrica}} = 52,69\text{Psi}$$

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

Para todos los cálculos que se requiera la presión tanto de condensación como de evaporación hay que tener en cuenta en gráficas y catálogos las están considerando absolutas.

Para continuar con el cálculo primeramente se debe revisar la meteorología de la ciudad de Riobamba puesto a que las presiones anteriormente calculadas son manométricas y los siguientes valores se requieren en presiones absolutas.

Tabla 5. Datos ciudad de Riobamba.

Presión atmosférica	10,60Psi
Temperatura media a la sombra	20°C

Fuente: INSTITUTO METEOROLÓGICO ESPOCH, promedio año 2013.

Por lo tanto con el dato anterior se procede a calcular las presiones absolutas.

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{cond}_{\text{manométrica}}} + P_{\text{atmosférica}} \quad (61)$$

$$P_{\text{cond}} = 234,52\text{Psi} + 10,60\text{Psi}$$

$$P_{\text{cond}} = 245,12\text{Psi} = 1,69\text{MPa (Absoluta)}$$

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{evap}_{\text{manométrica}}} + P_{\text{atmosférica}} \quad (60)$$

$$P_{\text{evap}} = 52,69\text{Psi} + 10,60\text{Psi}$$

$$P_{\text{evap}} = 63,29\text{Psi} = 0,44\text{MPa (Absoluta)}$$

$$RC = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \quad (63)$$

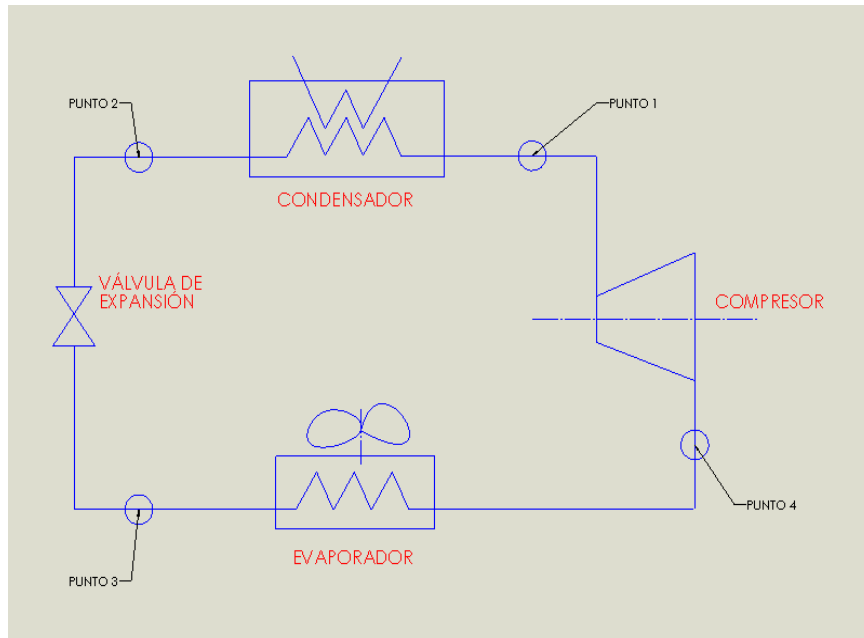
$$RC = \frac{1,69\text{MPa}}{0,44\text{MPa}}$$

$$RC = 3,84$$

Obtenidos los valores de las temperaturas y presiones de condensación y evaporación, y la razón de compresión mayor, se selecciona el ciclo termodinámico,

de acuerdo al ciclo de refrigeración a utilizar y que la temperatura de evaporación es menor a  $-28,88^{\circ}\text{C}$  se recomienda de acuerdo al manual de refrigeración de Copeland (PARTE 4) un sistema de refrigeración de una sola etapa. (COPELAND, 2010)

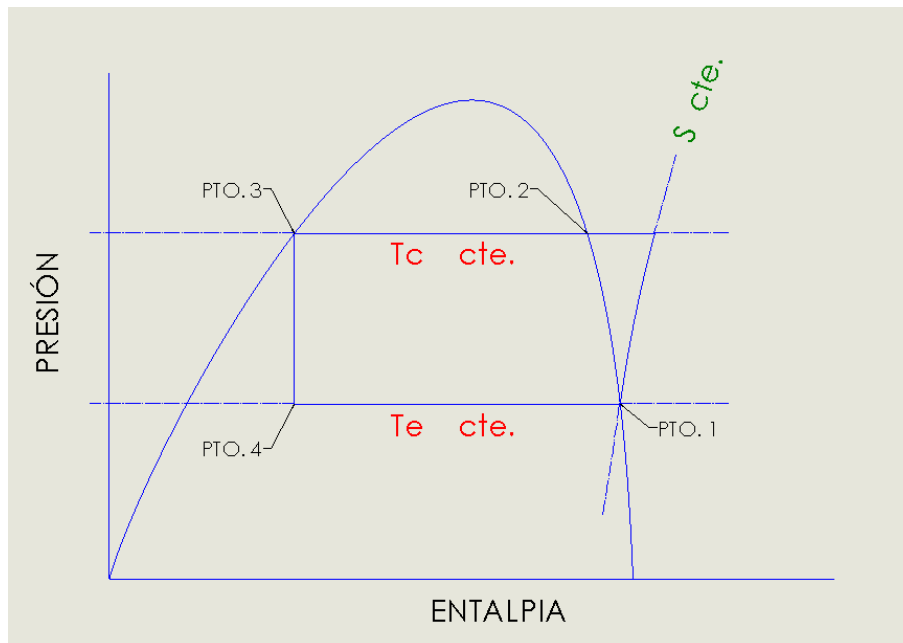
Figura 67. Diagrama simplificado de un sistema de refrigeración de una sola etapa.



Fuente: Autores.

### 3.8.5 Ciclo de refrigeración de una sola etapa

Figura 68. Ciclo de refrigeración de una sola etapa trazado en el diagrama P-h.



Fuente: Autores.

- 1-2 Compresión a entropía constante.
- 2-3 Condensación de gas a presión constante. (Condensación)
- 3-4 Expansión a entalpía constante.
- 4-1 Vaporización de líquido a presión constante. (Evaporación).

Cálculo del coeficiente de performance teórico.

$$\text{COP} = \frac{q_o}{W_{\text{compre}}} > 1 \quad (64)$$

Eficiencia frigorífica

$$\eta_{\text{frig}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{carnot}}} \quad (65)$$

Para el ciclo teórico

Temperatura salmuera:  $T = -10^\circ\text{C}$

**3.8.6** *Trazado del ciclo frigorífico teórico.* Datos para graficar el ciclo teórico.

Punto 1

$P_1 = 63,29 \text{ Psi} = 0,44 \text{ MPa}$ .

$T_{\text{evap}} = -15^\circ\text{C}$

De acuerdo a las propiedades termoquímicas de R-404A se obtiene: (ANEXO C)

$$h_1 = 361,88 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Punto 2

$P_2 = 246,02 \text{ Psi} = 1,696 \text{ MPa}$ .

$$h_2 = 380 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

T2 = 35°C

Punto 3

Se localiza siguiendo la línea isobárica desde el punto 2 hasta la intersección con la línea de líquido saturado.

P3 = 246,02 Psi = 1,696 MPa.

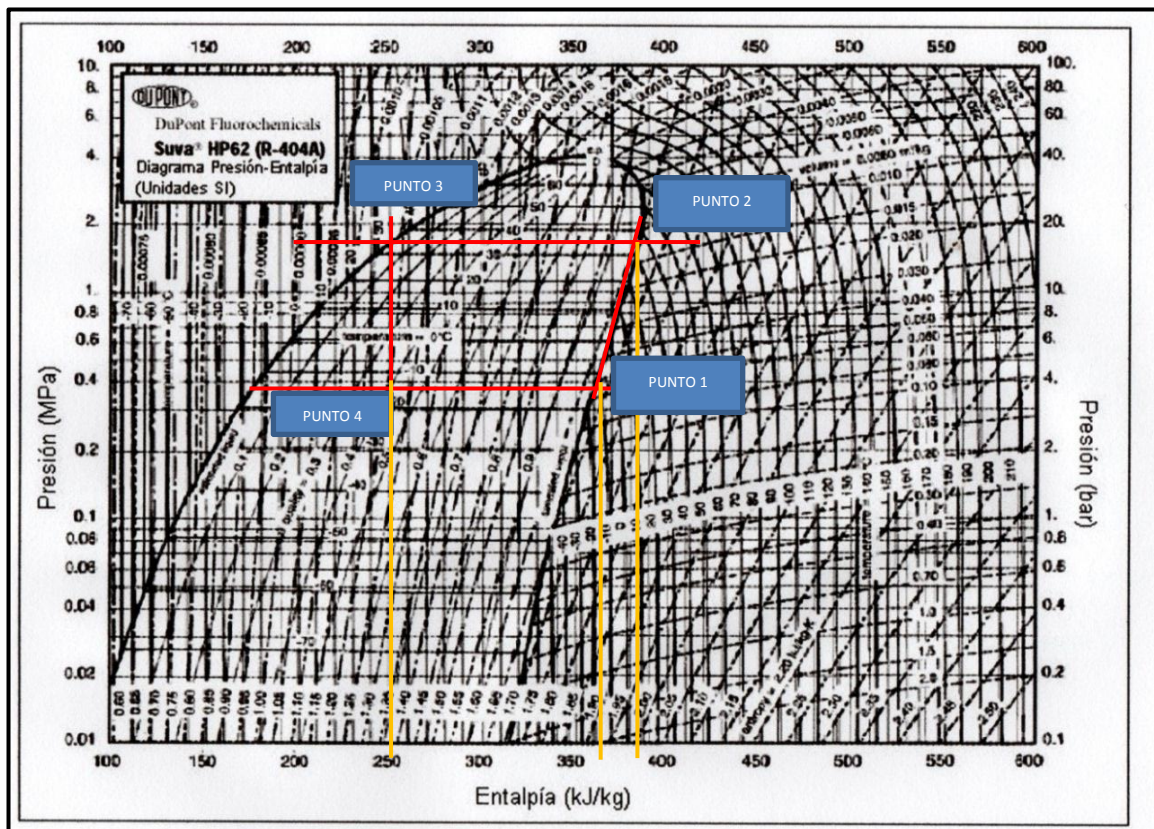
$$h_3 = 255,51 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Punto 4. (ANEXO C)

T4 = -15°C

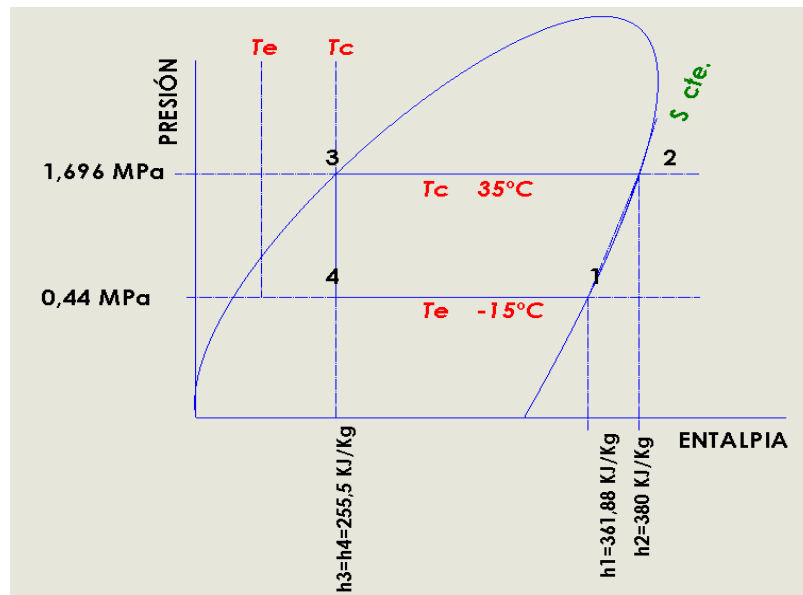
$$h_4 = 255,5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Figura 69. Diagrama teórico del ciclo de refrigeración.



Fuente: Catálogo Refrigerante SUVA R-404A.

Figura 70. Diagrama resultado ciclo teórico.



Fuente: Autores.

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (66)$$

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = \frac{(361,88 - 255,5) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{(380 - 361,88) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 5,87$$

$$T_1 = -15^\circ\text{C} = 258^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 35^\circ\text{C} = 308^\circ\text{K}$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (67)$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{258^\circ\text{K}}{308^\circ\text{K} - 258^\circ\text{K}} = 5,16$$

$$\eta_{\text{frig}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}} \quad (65)$$

$$\eta_{\text{frig}} = \frac{5,16}{6,16} = 0,84$$

Se obtiene una eficiencia frigorífica del 84%.

**3.8.7 Trazado del ciclo frigorífico real.** La unidad condensadora seleccionada corresponde a una “Danfoss-Maneurop” de última generación misma que trae novedades como indicador de nivel de aceite, durabilidad, alto rendimiento y muy bajo costo de operación por tal motivo para el trazado del ciclo real se procede a censar los valores de operación de la unidad instalada y en funcionamiento a la temperatura de operación para salvaguardar la información se tomó series de datos para verificar la información y corregir errores de medida.

Presión de baja  $P_1 = 50\text{Psi}$ .

Presión de alta  $P_2 = 240\text{Psi}$ .

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{cond}_{\text{manométrica}}} + P_{\text{atmosférica}} \quad (61)$$

$$P_{\text{cond}} = 240\text{Psi} + 10,60\text{Psi}$$

$$P_{\text{cond}} = 250,6\text{Psi} = 1,73\text{MPa (Absoluta)}$$

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{evap}_{\text{manométrica}}} + P_{\text{atmosférica}} \quad (62)$$

$$P_{\text{evap}} = 50\text{Psi} + 10,60\text{Psi}$$

$$P_{\text{evap}} = 60,60\text{Psi} = 0,42\text{MPa (Absoluta)}$$

$$RC = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \quad (63)$$

$$RC = \frac{1,73\text{MPa}}{0,42\text{MPa}}$$

$$RC = 4,12$$

Temperatura de entrada al compresor  $T_1 = 10^\circ\text{C}$ . Censado a la entrada del compresor mediante un termómetro digital.

Temperatura de entrada a la válvula de expansión  $T_3 = 33^\circ\text{C}$  (medida)

Refrigerante: R-404A.

Para dibujar el ciclo real se comienza por cualquier punto de la máquina por orden se prioriza por el punto 1 o de aspiración del compresor.

En la aspiración del compresor hay una presión absoluta de 60,60 Psi o su equivalente de 4,25bar y la temperatura en éste punto es de 10°C así que se encuentra la intersección de la presión y la temperatura descritas anteriormente para obtener el punto 1.

Situando el punto correspondiente a la aspiración del compresor, se realiza el proceso de compresión, éste proceso se supone isentrópico y a lo largo del mismo el refrigerante aumenta su presión hasta la de descarga. Para localizar el punto correspondiente a la descarga (Punto 2) se dibuja una línea isentrópica desde el punto 1 hasta la isóbara correspondiente a la presión de descarga o de alta.

Finalizada la compresión del refrigerante llega el proceso de condensación, el gas que se encuentra a una temperatura elevada, comienza a enfriarse en el condensador, cediendo calor sensible y disminuyendo su temperatura hasta la que corresponda al cambio de estado a la presión de alta (33°C), como se a supuesto que no existen caídas de presión, éste proceso se realiza sobre la isóbara tal como se dibuja en la figura hasta llegar a la intersección o Punto 3.

La expansión se produce siguiendo una línea adiabática o isoentálpica desde el punto 3 hasta el punto 4, que coincide con la intersección de la adiabática que pasa por el punto 3 y la isóbara correspondiente a la presión de evaporación o de baja.

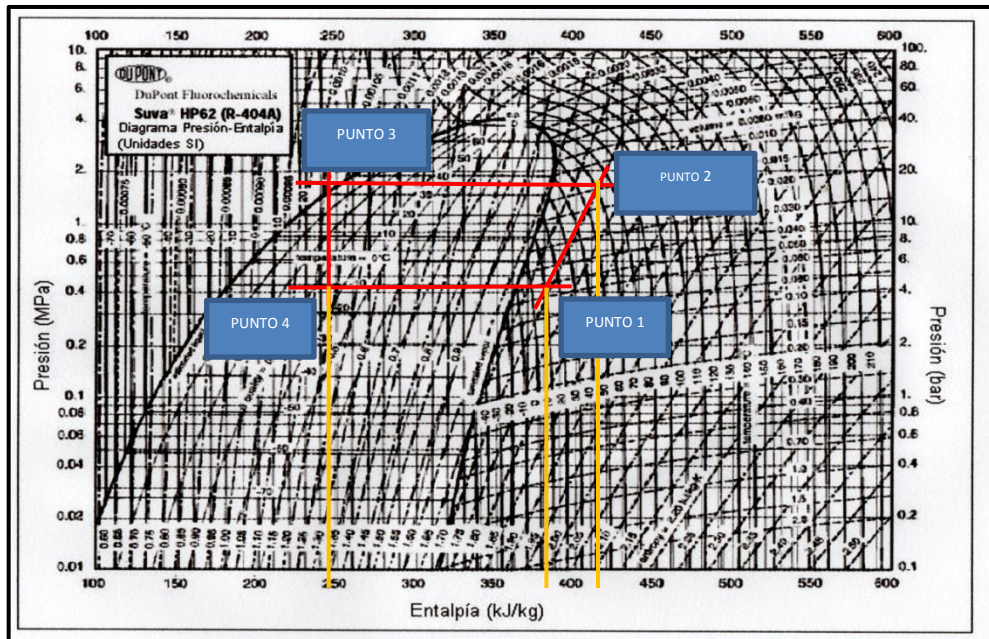
Finalmente queda el proceso de evaporación, que se produce a presión constante se desarrolla a lo largo de la isóbara correspondiente a la presión de baja desde el punto 4 hasta el punto 1.

Con el avance de la evaporación se disminuye la cantidad de líquido en el evaporador, aumentando a la par la cantidad de vapor hasta que se alcanza la curva de vapor saturado concluyendo la evaporación, y si aún es posible absorber calor, la temperatura comenzará aumentar hasta alcanzar la aspiración del compresor del punto 1.



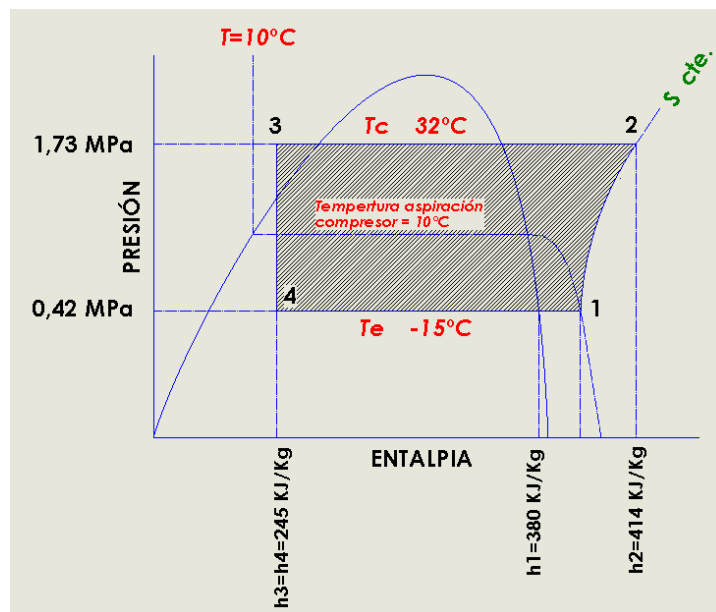
El ciclo frigorífico queda de la siguiente forma:

Figura 71. Diagrama real del ciclo de refrigeración.



Fuente: Catálogo Refrigerante SUVA R-404A.

Figura 72. Resultado ciclo de refrigeración real.



Fuente: Autores.

Entonces: (ANEXO C)

$$h_1 = 380 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_2 = 414 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_3 = 245 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_4 = 245 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (66)$$

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = \frac{(380 - 245) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{(414 - 380) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}$$

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = 3,97$$

$$T_1 = -15^\circ\text{C} = 258^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 35^\circ\text{C} = 308^\circ\text{K}$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (67)$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{258^\circ\text{K}}{308^\circ\text{K} - 258^\circ\text{K}}$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = 5,16$$

$$\eta_{\text{frig}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}} \quad (65)$$

$$\eta_{\text{frig}} = \frac{3,97}{5,16}$$

$$\eta_{\text{frig}} = 0,77$$

Se obtiene una eficiencia frigorífica del 77%.

## CAPÍTULO IV

### 4. SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES

Existen diferentes proveedores en el país de equipos y componentes de refrigeración, así mismo está a disposición diferentes marcas con características y calidades variadas, sin embargo para el equipo diseñado se seleccionó equipos y elementos de la marca DANFOSS por cuanto como marca da solución a múltiples problemas de ingeniería aplicados tanto al frío como al calor destacando su participación en el campo alimenticio donde satisface necesidades de clientes que exigen alto desempeño como demanda de la industria moderna.

Para la adecuada selección de equipos y elementos es necesario determinar primeramente los parámetros de funcionamiento que gobiernan el sistema.

#### 4.1 Parámetros de funcionamiento

Refrigerante            R-404A

Evaporador

Temperatura de la salmuera o producto	-10°C.
Temperatura de evaporación	-15°C.
Temperatura de condensación	35°C.
Potencia frigorífica del evaporador	10550,55 W.
Carga térmica total	4940,89 W.

Nota: La potencia frigorífica del evaporador o intercambiador de calor de placas es supuesta puesto a que como se indica en su catálogo de aplicación la capacidad está dada con otros parámetros, primeramente el fluido de cálculo es agua y las temperaturas de descarga tienen una variación térmica con las de entrada de entre (4 y 7)°C, Por tanto la real capacidad se tiene recalculando o corrigiendo mediante la ecuación de calor sensible, considerando que no hay cambio de estado en el producto, lo que no se puede variar es el caudal de suministro de fluido por parte de la bomba al intercambiador debido a que su cálculo es preciso en diámetro de tubería y área de transferencia de calor que debe mantenerse constante de no ser así el fluido

se congela en el interior y causa daños que específicos en el manual de mantenimiento del equipo.

#### 4.2 Selección del evaporado

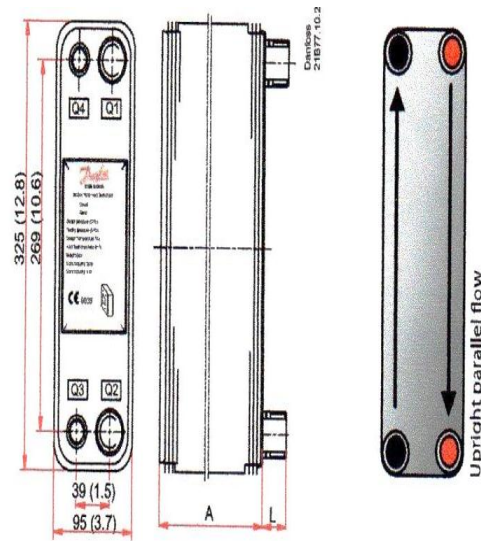
(Ver figura 45 y 46)

Tabla 6. Características intercambiador de calor.

Tipo	Intercambiador de calor de placas
Modelo	B3-030-30-3.0-HQ
Capacidad frigorífica	3TR - 10,54 KW
Temperatura de diseño	-196/+200 °C
Presión de prueba	45 bar - 3 MPa
Material de la placa estándar	AISI 316L
Material de soldadura	Cobre

Fuente: Autores.

Figura 73. Área de transferencia de calor del intercambiador.



Number of plates	A (mm)	Weight (kg)	Channel volume (L) Q1 Q2 side/ Q3 Q4 side	Heat transfer area (m <sup>2</sup> )
n	9 + 1.5n	1 + 0.09n	0.028 × n/2/ 0.028 × (n-2)/2	(n-2) × 0.023

Fuente: Making modern living possible, DANFOSS dimensional data 2009.

n=30 placas.

$$A_{\text{transferencia}} = [(n - 2) \times 0,023] \text{m}^2 \quad (68)$$

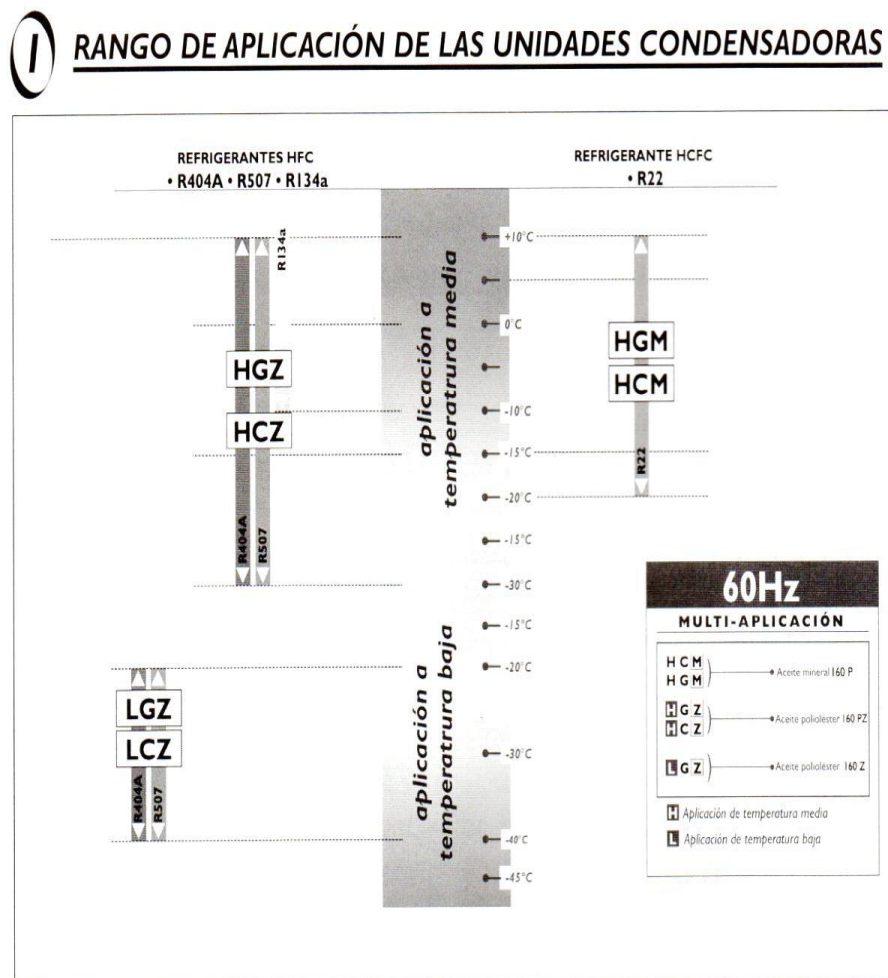
$$A_{\text{transferencia}} = [(30 - 2) \times 0,023] \text{m}^2$$

$$A_{\text{transferencia}} = 0,644 \text{m}^2$$

### 4.3 Selección unidad condensadora

Para seleccionar la unidad condensadora se empieza seleccionando el compresor, para lo cual primeramente hay que verificar el rango de aplicación requerido es decir los rangos de temperatura que el fabricante sugiere respecto a los modelos disponibles.

Figura 74. Rango de aplicaciones de unidades condensadoras DANFOSS.



H - Aplicación en temperatura ambiente alta y temperatura de evaporación media y alta.  
 L - Aplicación en temperatura ambiente alta y temperatura de evaporación baja.

Fuente: Manual de instalación, operación y mantenimiento DANFOSS.

De la gráfica anterior se observa que para la temperatura de evaporación de  $-15^{\circ}\text{C}$  corresponde al rango de baja temperatura por tanto se debe mantener éste parámetro en la unidad condensadora que además nos ofrece dos modelos la LGZ y el LCZ, de acuerdo con el proveedor el modelo LCZ lanzado en el año 2013 por la fábrica de DANFOSS es el más eficiente y de mayor vida útil que se ofrece en la actualidad lo que lo hace el más viable para el proyecto ya que lleva instalado el compresor de modelo NTZ con rango de operación de entre  $-10^{\circ}\text{C}$  y  $-40^{\circ}\text{C}$  quedando garantizado el diseño térmico previamente calculado.

De acuerdo con lo anterior se procede a seleccionar el compresor:

Carga térmica total: 4940,89W  
 Temperatura de evaporación:  $-15^{\circ}\text{C}$   
 Temperatura de condensación:  $35^{\circ}\text{C}$

Figura 75. Compresores NTZ para media y baja temperatura.

**Nuevos Compresores NTZ de Alta Eficiencia para Media y Baja Temperatura**



HP de referencia comercial, verificar capacidad por BTU/h y COP.  
 Rango de operación  $-10$  a  $-40^{\circ}\text{C}$ , con R404A o R507  
 Cargado con aceite sintético 32 CST.  
 No requiere ventilación externa.  
 Tiene visor de aceite y pozo para ubicar calefactor de carter.  
 Tiene conector para unir carters en tandem y gusanillo para retorno de aceite.  
 Si el equipo arranca en alta presión de succión requiere KVL. Presión máxima de succión 50 psig.

CODIGO	MODELO	REF. [HP]	MOTOR COMPRESOR	PRECIO USD	VALVULAS DE SERVICIO			
					SUCCION	PRECIO USD	DESCARGA	PRECIO USD
120F0072	NTZ 048	2,0	220-1-60	772	V09 (5/8")	22	V06 (1/2")	20
120F0026	NTZ 048	2,0	220-3-60	772	V09 (5/8")	22	V06 (1/2")	20
120F0073	NTZ 068	3,0	220-1-60	880	V09 (5/8")	22	V06 (1/2")	20
120F0027	NTZ 068	3,0	220-3-60	880	V09 (5/8")	22	V06 (1/2")	20

NTZ		PERFORMANCE DATA												R404A / R507A			
Model	To	-45		-40		-35		-30		-25		-20		-15		-10	
		Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe	Qo	Pe		
NTZ048	35	450	0.54	790	0.81	1370	1.08	1930	1.33	2590	1.57	3370	1.78	4200	1.95	5290	2.06
	45	230	0.40	500	0.71	850	1.02	1480	1.33	2040	1.62	2690	1.89	3440	2.13	4310	2.33
	55	110	0.20	250	0.35	420	0.51	740	0.82	1020	1.11	1340	1.40	1710	1.73	2310	2.51
NTZ068	35	960	1.18	1370	1.42	2140	1.67	2860	1.94	3760	2.23	4850	2.54	6180	2.90	7720	3.30
	45	930	1.18	960	1.45	1370	1.73	2200	2.02	2920	2.34	3810	2.68	4700	3.07	6210	3.49
	55	465	0.59	480	0.72	630	1.00	930	1.32	1230	1.66	1620	2.00	2190	2.51	2950	3.00
NTZ096	35	920	1.19	1630	1.66	2840	2.13	3990	2.60	5350	3.04	6940	3.45	8780	3.90	10880	4.08
	45	460	0.59	890	1.40	1630	1.96	2960	2.54	4160	3.12	5560	3.70	7190	4.24	9050	4.75
	55	230	0.29	440	0.70	810	1.04	1530	2.31	2430	3.02	4140	3.75	5530	4.48	7140	5.19
NTZ108	35	1050	1.73	1800	2.10	3130	2.53	4440	2.99	6020	3.48	7910	3.97	10140	4.46	12730	4.94
	45	525	0.86	1240	2.04	2040	2.51	3530	3.04	4860	3.62	6440	4.24	8290	4.88	10460	5.53
	55	262	0.43	620	1.02	1270	2.40	2030	2.97	2970	3.61	4850	4.32	6320	5.08	8060	5.87

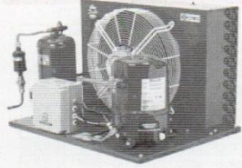
Fuente: Catálogo productos DANFOSS.

De acuerdo a la tabla anterior las líneas rojas representan los parámetros de selección del compresor que intersecan en el NTZ068 compresor que bajo las condiciones requeridas nos ofrece una capacidad de enfriamiento de 6180 W, mayor que la carga total requerida por el sistema, ésta selección permite que el sistema de enfriamiento sea más rápido y eficiente, con el compresor se selecciona la unidad condensadora.



Figura 76. Aplicación de unidades condensadoras Danfoss, compresores NTZ.

**Nuevas Unidades Condensadoras Herméticas con Compresor NTZ, Media-Baja Temperatura**



Compresor NTZ con aceite sintético 32  
Rango de operación con R404A/507: -10°C a -40°C de evaporación  
Incluye separador de aceite, acumulador de succión, filtro, visor de líquido, y valvula de bola GBC

CODIGO	MODELO	REF. (HP)	MOTOR COMPRESOR	DESCRIPCIÓN	PRECIO USD
LCZ022E41N	NTZ048-1	2,0	220-1-60	Unidad condensadora 2 HP 220V monofasica.	2.400
LCZ022E41Q	NTZ048-3	2,0	220-3-60	Unidad condensadora 2,0 HP 220V trifasica.	2.400
LCZ028E41N	NTZ068-1	3,0	220-1-60	Unidad condensadora 3,0 HP 220V monofasica.	2.513

Fuente: Catálogo DANFOSS.

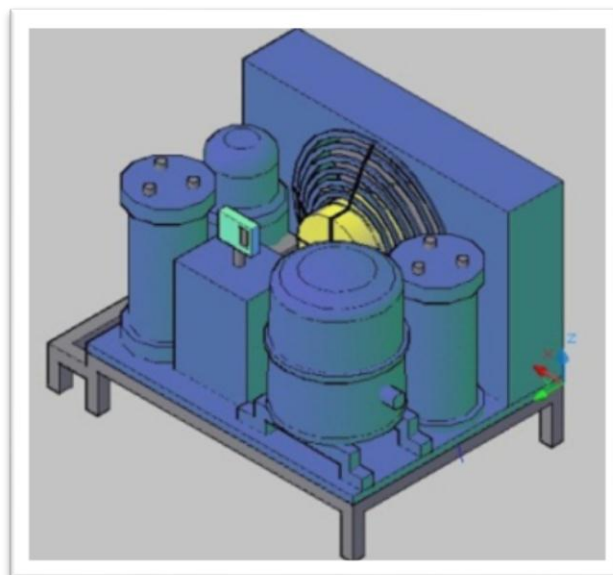
Entonces:

Figura 77. Unidad condensadora seleccionada



Fuente: Autores.

Figura 78: Dibujo unidad condensadora.



Fuente: Autores.

Tabla 7. Características de la unidad condensadora.

Compresor modelo	DANFOSS NTZ-068
Unidad condensadora	DANFOSS LCZ028E41N
Potencia nominal	3HP
Potencia frigorífica	6180 W
Temperatura evaporación	-15°C
Temperatura condensación	35°C
Voltaje requerido	220V-Monofásico
Gas refrigerante	R-404A / R-507
Rango de temperaturas de evaporación	-10°C / -40°C

Fuente: Autores.

Además la unidad condensadora Danfoss incluye:

Separador de aceite.

Acumulador de succión.

Filtro secador.

Visor de líquido.

Válvula de bola GBC.

Figura 79. Visor líquido y filtro secador.



Fuente: Autores.

#### 4.4 Dispositivos de control de flujo de refrigerante

4.4.1 *Válvula de expansión.* La selección de la válvula de expansión se realiza con la capacidad frigorífica calculada.



Carga térmica total:  $q_{\text{total}} = 4940,89\text{W} = 1,4\text{TR}$  (Toneladas de refrigeración)

Figura 80. Válvula de expansión termo estática.



Fuente: [www.danfoss.com.co](http://www.danfoss.com.co)

Por facilidad de instalación se busca una válvula de expansión para roscar, la tubería de entrada debe ser la de salida del condensador es decir ½ pulg Otro parámetro es el fluido refrigerante para el diseño se considera el R-404A.

Figura 81. Selección de válvula de expansión.

**T 2 / TE 2, Elemento Termostático y Cuerpo de Válvula**

Los cuerpos vienen con un Sobrecalentamiento de Seteo (SS) estándar de 5K, el cual es ajustable Opcional con MOP (Maxima Presion Operación), como protección contra excesivas presiones de evaporación Opcion con o sin eualizacion de presion, con conexión para conexión en cobre de 1/4" Roscar o Soldar Trabajan a una maxima presion de 28 Bar, y su capilar presenta una longitud maxima de 1.5m Capacidades nominales de 0.5 a 15.5kW (0.15 a 4.5TR) trabajando con R22

CODIGO	TIPO	REFRIGERANTE	ECUALIZACION	RANGO DE TEMPERATURA	PUNTO MOP [psig]	CONEXIONES	PRECIO USD
068Z3206	TX 2	R22	Interna	N: -40°C a 10°C	-	3/8" x1/2" Roscar	65
068Z3281	TX 2	R22	Interna	N: -40°C a 10°C	-	3/8" Roscar x1/2" Soldar	65
068Z3209	TEX 2	R22	Externa	N: -40°C a 10°C	-	3/8" x1/2" x1/4" Roscar	84
068Z3284	TEX 2	R22	Externa	N: -40°C a 10°C	-	3/8" Roscar x1/2" Soldar x1/4" Soldar	84
068Z3227	TEX 2	R22	Externa	NL: -40 a -15°C	35	3/8" x1/2" x1/4" Roscar	84
068Z3346	TN 2	R134a	Interna	N: -40°C a 10°C	-	3/8" x1/2" Roscar	65
068Z3383	TN 2	R134a	Interna	N: -40°C a 10°C	-	3/8" Roscar x1/2" Soldar	65
068Z3348	TEN 2	R134a	Externa	N: -40°C a 10°C	-	3/8" x1/2" x1/4" Roscar	84
068Z3400	TS 2	R404A/R507	Interna	N: -40°C a 10°C	-	3/8" x1/2" Roscar	65
068Z3414	TS 2	R404A/R507	Interna	N: -40°C a 10°C	-	3/8" Roscar x1/2" Soldar	65
068Z3403	TES 2	R404A/R507	Externa	N: -40°C a 10°C	-	3/8" x1/2" x1/4" Roscar	84

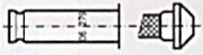
Fuente: Catálogo DANFOSS

Una vez seleccionada la válvula se necesita regular la capacidad frigorífica de la misma y esto se lo hace por el número de orificio de circulación que viene independiente y se selecciona bajo el mencionado parámetro, además de la carga térmica requerida que es:

$$q_{\text{total}} = 4940,89\text{W} = 1,4 \text{ TR}$$

Figura 82. Selección orificio válvula de expansión.

**T 2 / TE 2, Orificio**



Conjunto de orificio con filtro, diseñado para válvulas de expansión T2 / TE 2  
 La capacidad nominal dada se basa de los siguientes criterios (datos para rango N, dp=4Bar): **Temp. evaporacion = +5°C; Temp. condensacion = +32°C; Temp. refrigerante antes de la valvula = +28°C**

CODIGO	ORIFICIO	CAP. NOMINAL R22 (TR)	CAP. NOMINAL R407C (TR)	CAP. NOMINAL R134a (TR)	CAP. NOMINAL R404A/R507	DESCRIPCION	PRECIO USD
068-2003	N°00	0.3	0.3	0.25	0.21	Conjunto filtro y orificio N°00	23
068-2010	N°01	0.7	0.8	0.5	0.45	Conjunto filtro y orificio N°01	23
068-2015	N°02	1.0	1.1	0.8	0.6	Conjunto filtro y orificio N°02	23
068-2006	N°03	1.5	1.6	1.2	1.2	Conjunto filtro y orificio N°03	23
068-2007	N°04	2.3	2.5	1.9	1.7	Conjunto filtro y orificio N°04	29
068-2008	N°05	3.0	3.2	2.5	2.2	Conjunto filtro y orificio N°05	29
068-2009	N°06	4.5	4.9	3.0	2.6	Conjunto filtro y orificio N°06	29

La capacidad nominal siguiente se basa de los siguientes criterios (datos para rango N, dp=6Bar):  
**Temp. evaporacion = -30°C; Temp. condensacion = +32°C; Temp. refrigerante antes de la valvula = +28°C**

Fuente: Catálogo DANFOSS.

Se selecciona el orificio N°. 4 que nos resulta en una capacidad frigorífica de 1,7 TR = 5978,65W.

#### 4.5 Selección de las tuberías

Para la selección de las cañerías a utilizar en el sistema es necesario analizar los tramos críticos que son:

Línea de líquido (hacia el evaporador).

Línea de vapor (hacia el compresor).

Se toma como referencia el diagrama del proveedor del refrigerante utilizado los parámetros recomendados como la velocidad que es:

Tabla 8. Velocidades del gas refrigerante R-404A obtenido del fabricante.

Para líquido	1,25m/s = 246,06 ft/min
Para vapor	15m/s = 2952,76 ft/min

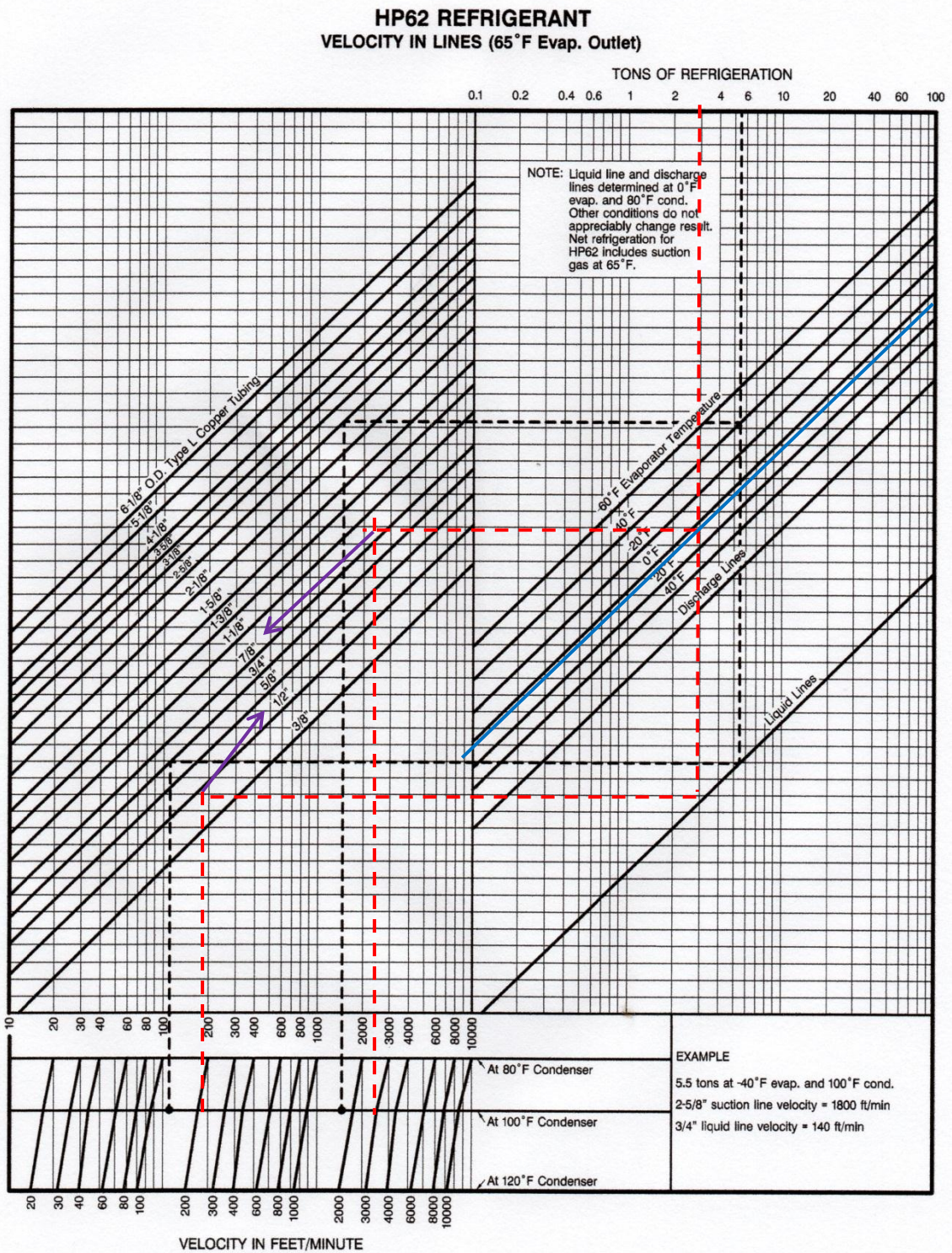
Fuente: Catalogo FRIOGAS.

Temperatura de evaporación -15°C = 5°F

Temperatura de condensación 35°C = 95°F



Figura 83. Diagrama de velocidad en líneas de succión y descarga. (ANEXO B)



Fuente: SUVA VELOCITY IN LINES.

Tabla 9. Diámetros recomendadas para el cálculo.

Línea de succión (líquido)	½ plg. = 0,0127m
Línea de descarga (vapor)	7/8 plg. = 0,0222m

Fuente: Autores.

## 4.6 Dispositivos de control

Para tener un funcionamiento óptimo de acuerdo a los parámetros de producto se incorporan al sistema dispositivos que permiten controlar el trabajo del sistema además de actuar como dispositivos de seguridad y de autoprotección de los circuitos.

Los dispositivos considerados son los siguientes:

Termostato, presóstato y válvula solenoide.

**4.6.1 Termostato.** La función de éste dispositivo electrónico es de controlar la temperatura de la salmuera dentro del rango establecido haciendo posible además que el sistema se adapte a las diferentes necesidades que se puedan presentar de acuerdo al servicio que se le dé al equipo.

El sensor de temperatura se coloca dentro de la salmuera o producto para que mediante señales indique al termostato que abra o cierre la válvula solenoide, haciendo una ampliación de éste parámetro puesto a que se trata de un chiller, se adiciona la señal de la bomba de suministro de fluido hacia el intercambiador de calor que a la vez recibe la señal del termostato para encender o apagarse cuando el sistema frigorífico no se encuentre en funcionamiento.

Tabla 10 Características del termostato.

Marca	Full gauge
Modelo	Mt-512 ri plus
Rango de temperaturas	-50°C / 75°C

Fuente: Catálogo FULL GAUGE.

Figura 84. Termostato Full Gauge seleccionado.



Fuente: [http://mco-s1-p.mlstatic.com/datalogger-de-temperatura-mt512-ri-log-full-gauge-1225-MCO18729614\\_8013-F.jpg](http://mco-s1-p.mlstatic.com/datalogger-de-temperatura-mt512-ri-log-full-gauge-1225-MCO18729614_8013-F.jpg)

Figura 85. Termostato instalado en el panel de control.



Fuente: Autores.

**4.6.2 Presóstato.** La unidad condensadora seleccionada trae instalado de fábrica un presóstato dual para controlar tanto la presión de alta como de baja.

Figura 86. Presóstato incluido en la unidad de condensación seleccionada.



Fuente: Autores.


**4.6.3 Válvula solenoide.** En las aplicaciones de refrigeración es necesario abrir o cerrar el flujo de refrigerante de forma automática, por éste motivo se utiliza una válvula solenoide, básicamente funciona con el principio de una válvula manual pero se opera eléctricamente, pudiendo ser accionada por interruptores simples o como es nuestro caso por un interruptor termostático.

Para su selección es necesario conocer el diámetro de la tubería y el tipo de refrigerante utilizado, es decir 1/2 plg. De diámetro y para refrigerante R-404A.



Figura 87. Datos de selección para cuerpo de válvula solenoide.

**Válvulas Solenoides Normalmente Cerradas EVR 3-15 (NC), Conexión Roscar**

 Cuerpo de válvula solenoide NC sin bobina.

CODIGO	TIPO	VALOR Kv (m <sup>3</sup> /h)	CAP. LIQUIDO R22 (Kw)	CAP. SUCCION R22 (Kw)	CAP. HOT GAS R22 (Kw)	CONEXIONES Y DESCRIPCIONES	PRECIO USD
032F8107	EVR 3	0.27	5.4	-	2.5	1/4" Roscar, directamente operada	64
032F8116	EVR 3	0.27	5.4	-	2.5	3/8" Roscar, directamente operada	64
032F8076	EVR 5	0.8	16.1	1.8	7.4	3/8" Roscar, servo operada	88
032F8079	EVR 6	0.8	16.1	1.8	7.4	1/2" Roscar, servo operada	88
032F8095	EVR 10	1.9	38.2	4.3	17.5	1/2" Roscar, servo operada	120
032F8098	EVR 10	1.9	38.2	4.3	17.5	5/8" Roscar, servo operada	120
032F8101	EVR 15	2.6	52.3	5.9	24.0	5/8" Roscar, servo operada	206


**Válvulas solenoides Normalmente Cerradas EVR 2-40 (NC), Conexión Soldar Cobre**

Fuente: Catálogo DANFOSS

Como se observa la válvula solenoide seleccionada es para roscar, no necesita soldadura, y es servo operada por lo cual se debe proceder a seleccionar la bobina bajo el parámetro que debe tener una alimentación de 220 voltios y debe estar sometido a un ambiente corrosivo y húmedo.

Figura 88. Datos de selección para bobinas de válvulas solenoide.

**Bobinas Clip-On para Válvulas Solenoide, c.a. 10W para EVR, EVRA, EVRAT, EVM (NC), IP 67**

 Bobinas especialmente diseñadas para trabajar en ambientes agresivos, con alta humedad y fluctuaciones de temperatura.  
Dimensionadas para una diferencia de presión de apertura máxima (MOPD) de hasta 21 Bar.  
Temperatura ambiente de trabajo: -40 a 80°C (Válvula NC), -40 a 55°C (Válvula NA)  
Variación de tensión admisible: +10 / 15%

CODIGO	TIPO BOBINA	ALIMENTACION [Vac]	DESCRIPCION	PRECIO USD
018F6260	Cable, 1m	115V	10W / 21VA, proteccion IP 67	46
018F6264	Cable, 1m	220V	10W / 21VA, proteccion IP 67	46
018F6205	Cable, 1m	24V	10W / 21VA, proteccion IP 67	40
018F6710	Caja terminal	115V	10W / 21VA, proteccion IP 67	61
018F6714	Caja terminal	220V	10W / 21VA, proteccion IP 67	61
018F6713	Caja terminal	240V	10W / 21VA, proteccion IP 67	61
018F6715	Caja terminal	24V	10W / 21VA, proteccion IP 67	61

Fuente: Catálogo DANFOSS.

## 4.7 Selección de la bomba y sistema hidráulico

**4.7.1 Caudal de bombeo ( $Q_b$ ).** El caudal de bombeo corresponderá al caudal necesario en el intercambiador de calor de placas seleccionado, es decir  $Q_b = 27,25 \text{ l/min}$ , caudal que surtirá la bomba en un tiempo de 1.5 horas, tiempo en el cual la salmuera bombeada llegue a la temperatura deseada que es de  $-10^{\circ}\text{C}$ .

**4.7.2 Determinación del diámetro de descarga ( $d_d$ ).** La selección del diámetro de se lo puede determinar en función del tiempo de operación de la bomba, con la siguiente ecuación: (MATAIX, 2001)

$$d_d = 1.3 \sqrt[4]{x} \sqrt{Q_b} \quad (69)$$

Donde:

$x$  = Razón de horas trabajo de bomba en un día.

$Q_b$  = Caudal de bombeo.

$$x = \frac{1.5 \text{ h}}{24 \text{ h}} \quad (70)$$

$$x = 0.0625$$

Entonces con el caudal de bombeo transformado a ml/s se tiene:

$$d_d = 1.3 \sqrt[4]{0.0625 \sqrt{450}}$$

$$d_d = 13.78 \text{ mm}$$

Con este valor en el catálogo de tubería plástica de polipropileno, se selecciona la tubería más apropiada, que sería: la serie 3, diámetro exterior de 3/4", diámetro interior 16.2 mm.

Para una correcta selección la velocidad debe estar dentro del rango admisible que es  $0.6 < v < 2.4$  [m/s].

Cálculo de la velocidad de descarga ( $v_d$ ) con los datos obtenidos.

$$v_d = \frac{Q_d}{A_{\text{int.tubería}}} \quad (71)$$

$$v_d = \frac{(4.5)(4)}{(\pi 1.62^2)}$$

$$v_d = 2.18 \text{ m/s}$$

Como se encuentra dentro del rango se da como satisfecho el cálculo.

**4.7.3 Determinación del diámetro de succión ( $d_s$ ).** De acuerdo a la ley de conservación de la masa el diámetro en la succión debe ser mayor o igual al diámetro de la descarga, nunca menor. Bajo ésta premisa se selecciona el mismo diámetro de

la descarga para la succión, obteniéndose por consiguiente el mismo valor de velocidad. (MATAIX, 2001)

$$d_s = d_d \quad (72)$$

$$v_s = v_d \quad (73)$$

**4.7.4 Determinación de la altura dinámica total ( $H_{total}$ ).** El conjunto motor-bomba deberá vencer la diferencia de altura existente entre el nivel del fluido libre del tanque de succión y el nivel de fluido en la descarga o tanque de almacenamiento, más las pérdidas de carga durante todo el trayecto, es decir, las pérdidas primarias y las secundarias, tanto en la succión así como en la descarga. Su fórmula es:

$$H_{total} = h_d + h_s \quad (74)$$

Donde  $H_{total}$  carga dinámica total en el sistema de bombeo,  $h_d$  la carga dinámica descarga y  $h_s$  es la carga dinámica en la succión.

**4.7.5 Cálculo de la carga dinámica en la descarga ( $h_d$ ).** Ésta pérdida viene dada por la fórmula:

$$h_d = h_{ed} + h_{vd} + H_{rd} \pm h_{pd} \quad (75)$$

Donde:

$h_{ed}$  = Altura estática en la descarga.

$h_{vd}$  = Carga por velocidad en la descarga.

$H_{rd}$  = Pérdidas en la descarga.

$h_{pd}$  = Presión a la que se encuentra el tanque de almacenamiento.

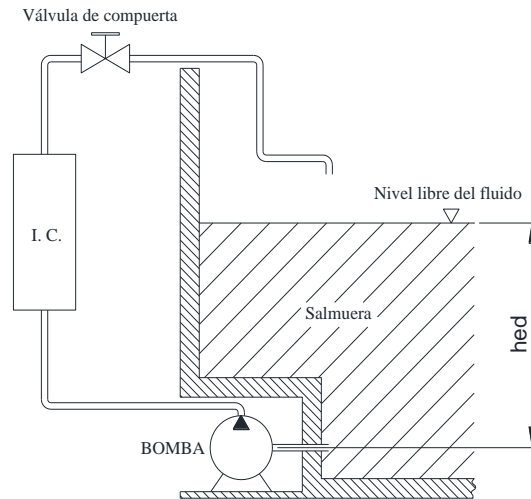
La altura estática en la descarga viene dado por la diferencia de altura entre el nivel superior del fluido bombeado y el eje de la bomba (ver figura 89).

La altura en el caso de que la bomba sufra una avería protege al intercambiador de calor dándole tiempo para que la salmuera que se encuentra dentro del sistema continúe intercambiando calor hasta que llegue el equipo a disparar las protecciones



por sobre presión en el sistema frigorífico, no así de encontrarse vacío sin fluido se congelaría el refrigerante causando daños en el intercambiador.

Figura 89. Esquema del sistema de bombeo.



Fuente: Autores.

En este caso el valor es de  $h_{ed} = 0.45 \text{ m}$

La carga por la velocidad está dada por la fórmula:

$$H_{vd} = \frac{v_d^2}{2g} \quad (76)$$

Donde:

$v_s$  = Velocidad del fluido en la descarga.

$g$  = Gravedad.

Se tiene:

$$h_{vd} = \frac{(2.18)^2}{2(9.8)}$$

$$h_{vd} = 0.242 \text{ m}$$

Para el cálculo de las pérdidas en la descarga se debe tomar en cuenta las pérdidas primarias, secundarias y las pérdidas en el intercambiador de calor, las pérdidas en la descarga es la sumatoria de todas las anteriores, así:

$$H_{rd} = H_{rpd} + H_{rsd} + H_{IC} \quad (77)$$

Las pérdidas primarias están relacionadas con el flujo a través de la tubería del fluido bombeado, para esto se usa la fórmula de Darcy-Weisback, que se define como:

$$H_{rpd} = \frac{fLv^2}{2d_dg} \quad (78)$$

Donde:

L = Longitud de tubería del sistema.

f = Coeficiente de rugosidad:

L = 1.4 m.

$$Re = \frac{d_d v_d \rho}{\mu} \quad (79)$$

Para la salmuera de cloruro de calcio se tiene los valores de:

Densidad ( $\rho$ ) = 1300 kg/m<sup>3</sup>

Viscosidad dinámica  $\mu$  = 0.009 N.s/m<sup>2</sup>.

Reemplazando éstos valores y los obtenidos anteriormente en la ecuación se tiene:

$$Re = \frac{(0.0162)(2.18)(1300)}{0.009} \left[ \frac{\text{m m kg/m}^3}{\text{N.s/m}^2} \right]$$

$$Re = 5100$$

La rugosidad relativa por su parte se obtiene de la relación entre la rugosidad absoluta ( $\epsilon$ ), propia para cada material, para plásticos el valor es de  $\epsilon = 1.5 \times 10^{-6}$  m, y con el diámetro de la tubería de descarga se tiene:

$$\epsilon_r = \frac{\epsilon}{d_d} \quad (80)$$

$$\epsilon_r = \frac{1.5 \times 10^{-6}}{0.0162} \left[ \frac{\text{m}}{\text{m}} \right]$$

$$\epsilon_r = 9.259 \times 10^{-5}$$

En el diagrama de Muddy que nos relaciona éstos dos valores para obtener el valor del coeficiente de fricción, donde: (ANEXO E)

$$f = 0.036$$

Una vez obtenido el coeficiente de fricción se regresa a la ecuación de Darcy-Weisback y se sustituye los valores correspondientes:

$$H_{\text{rpd}} = \frac{(0.036)(1.4)(2.18)^2}{2(0.0162)(9.8)} \left[ \frac{\text{m m}^2/\text{s}^2}{\text{m m}/\text{s}^2} \right]$$

$$H_{\text{rpd}} = 0.75 \text{ m}$$

Las pérdidas secundarias son causadas por los accesorios ubicados a lo largo de la tubería, se considera como accesorio a cambios de sección, válvulas, codos, ramificaciones, etc. Por este motivo hay que considerar una sumatoria de accesorios por tipo, ya que cada uno de ellos posee una caída de presión diferente llamada longitud equivalente ( $L_{\text{eq}}$ ) según la ecuación: (ANEXO F)

$$H_{\text{rsd}} = \sum L_{\text{eq}} \left( \frac{v^2}{2g} \right) \quad (81)$$

Tabla 11. Pérdidas por accesorios en la descarga

Accesorios			Longitudes equivalentes (m)	
Cantidad	Descripción	Diámetro	Unitaria	Total
8	Codo 90°	3/4 in	0.63	5.04
1	Válvula de compuerta	3/4 in	0.21	0.21
1	Salida de tanque	3/4 in	0.5	0.5

Fuente: Autores.

Por consiguiente:

$$H_{\text{rsd}} = (5.04 + 0.21 + 0.5) \left( \frac{2.18^2}{2(9.8)} \right)$$

$$H_{\text{rsd}} = 1.39 \text{ m}$$

Las pérdidas en el intercambiador de calor de placas vienen dadas según la unidad seleccionada (Figura 45), en este caso se tiene una caída de presión de 6.8 psi, para caídas de presión en metros se obtiene de la ecuación:

$$H_{IC} = \frac{P}{\gamma} \quad (82)$$

Donde P es la caída de presión (6.8 psi = 46884.36 N/m<sup>2</sup>) y  $\gamma$  el peso específico de la salmuera de calcio que es de  $\gamma = 12740 \text{ N/m}^3$ , de donde se obtiene que:

$$H_{IC} = \frac{46884.36 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]}{12740 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right]}$$

$$H_{IC} = 3.68 \text{ m}$$

La pérdida total en la descarga será:

$$H_{rd} = H_{rpd} + H_{rsd} + H_{IC} \quad (77)$$

$$H_{rd} = 0.75 + 1.75 + 3.68 \text{ [m]}$$

$$H_{rd} = 5.82 \text{ m}$$

Como en este caso el tanque de almacenamiento está abierto a la atmósfera se considera que la presión a la que está sujeto el tanque en la superficie es cero, entonces:

$$h_{pd} = 0$$

Finalmente con todos los valores en la descarga calculados se obtiene:

$$h_d = h_{ed} + h_{vd} + H_{rd} \pm h_{pd} \quad (75)$$

$$h_d = 0.45 + 0.242 + 5.82 + 0 \text{ [m]}$$

$$h_d = 6.512 \text{ m}$$

**4.7.6 Cálculo de la carga dinámica en la succión.** Ésta carga al igual que la descarga viene dada por una ecuación muy similar.

$$h_s = h_{es} + h_{vs} + H_{rs} \pm h_{ps} \quad (83)$$

Donde:

$h_{es}$  = Altura estática en la succión.

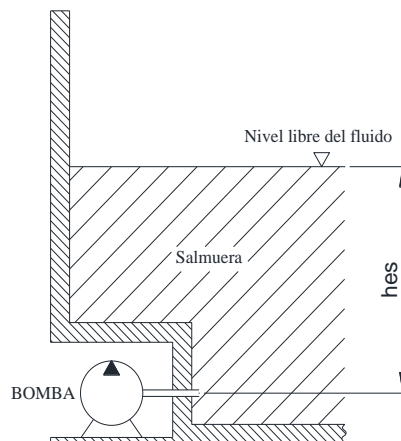
$h_{vs}$  = Carga por velocidad en la succión.

$H_{rs}$  = Pérdidas en la succión.

$h_{ps}$  = Presión a la que se encuentra el tanque de almacenamiento.

La altura estática en la succión  $h_{es}$  viene dado por la diferencia de altura entre el eje de la bomba y el nivel del fluido a ser bombeado, en este caso es negativa puesto que el nivel de donde va ser bombeado está sobre la bomba, manteniéndola incluso cebada. Como se ve en la figura 90.

Figura 90. Esquema de la cabeza estática de succión



Fuente: Autores.

Por lo tanto  $h_{es} = -0.45$  m.

Para la carga por velocidad se la calcula con la misma ecuación que se usó para la descarga:

$$h_{vs} = \frac{v_s^2}{2g} \quad (76)$$

$$h_{vd} = \frac{(2.18)^2}{2(9.8)}$$

$$h_{vd} = 0.242 \text{ m}$$

Para las pérdidas en la succión se dice que las pérdidas primarias  $H_{rps}$  que es causada por la longitud de tubería se la puede considerar nula, ya que el tramo es demasiado pequeño (20 cm), y para las pérdidas secundarias  $H_{rss}$  también se las considera de efecto despreciable ya que no existen accesorios de consideración en el tramo antes mencionado, por lo tanto:

$$H_{rs} = 0$$

Como el fluido recircula hacia el mismo tanque, abierto a la atmósfera se considera que:

$$h_{ps} = 0$$

Por lo antes señalado se aplica la ecuación para el cálculo de carga dinámica en la succión.

$$h_s = h_{es} + h_{vs} + H_{rs} \pm h_{ps} \quad (83)$$

$$h_s = -0.45 + 0.242 \text{ [m]}$$

$$h_s = -0.208 \text{ m}$$

La manera negativa de presentarse ésta carga es porque ayuda al sistema al estar el nivel del fluido por encima del eje de la bomba.

La altura dinámica total será:

$$H_{total} = h_d + h_s \quad (74)$$

$$H_{total} = 6.512 - 0.208 \text{ [m]}$$

$$H_{total} = 6.304 \text{ m}$$

El cálculo de NPSH su acrónimo en inglés Net Positive Suction Head (cabeza neta positiva de succión) en este caso no aplica, ya que se lo calcula.

$$NPSH = \frac{P_{atm}}{\gamma} + h_{es} - H_{rs} + \frac{P_{vapor}}{\gamma} \quad (84)$$

El agua al pasar a través de la bomba lo hace a altas velocidades, lo cual provoca una caída de la presión de entrada. En el seno del líquido aparece una presión que se llama presión de vapor, que está directamente relacionada con la temperatura del agua, como en este caso no se usa agua sino salmuera de calcio, siendo su rango de temperatura de trabajo entre  $-10^{\circ}\text{C}$  y  $-8^{\circ}\text{C}$ , muy por debajo del punto de evaporación de la salmuera.

Figura 91. Bomba tipo JET Pedrollo JWS



Fuente: [www.codesolar.com](http://www.codesolar.com)

La selección se la realiza en función a dos parámetros el caudal de bombeo y La altura total de bombeo.

$$Q_b = 27.25 \text{ l/min}$$

$$H_{total} = 6.304 \text{ m}$$

Con estos datos y el catálogo de bombas marca PEDROLLO, se seleccionó la bomba.

Tabla 12. Características de la bomba seleccionada

Bomba seleccionada	
Equipo	Bomba centrífuga auto-cebante tipo JET
Modelo	JSW 10H
Potencia	0.5 HP
Voltaje	110 V 60 Hz
Material	Carcaza: Fe fundido Rodete: Polipropileno
Temperaturas de funcionamiento	Min. $-10^{\circ}\text{C}$ máx. $40^{\circ}\text{C}$
Altura máxima	40 m

Fuente: Autores.

## CAPÍTULO V

### 5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

Con el diseño previo, los diagramas y los planos se procede al montaje de los componentes así como de la disposición de todo lo necesario para concluir el proyecto, es decir mano de obra calificada, proveedores de equipos de refrigeración e hidráulica así como constructores metalmecánicos.

Para un mejor desempeño y manejo de los recursos disponibles se aplica la norma ASME (American Society of Mechanical Engineers) vigente, de tal manera que los procesos desarrollados estén técnicamente desarrollados para garantizar eficiencia y un resultado óptimo.

Tabla 13. Proceso de construcción.










	Origen	Simboliza el paso previo a la actividad o da paso al origen del proceso de construcción.
	Operación	Indica una operación resultante del cambio intencional de un documento, un proceso que implica cambios en la estructura del producto.
	Inspección	Indica cada vez que un documento o paso del proceso se verifica, se inspecciona el resultado final de cada proceso de construcción.
	Transporte	Indica cada vez que un documento o equipo es movido de sitio o de operario o funcionario.
	Demora	Indica cuando un documento o proceso se encuentra detenido.
	Almacenamiento	Indica el depósito permanente de un documento o equipo.
	Almacenamiento temporal	Indica el almacenamiento temporal de un documento o equipo mientras se da inicio a otro paso.



Tabla 13. (Continuación).

	<p>Decisión</p>	<p>Señala una alternativa dentro del proceso.</p>
	<p>Líneas de flujo</p>	<p>Indica el orden en que se deben desarrollar las actividades.</p>
	<p>Actividades combinadas Operación y origen</p>	<p>Las actividades combinadas se dan cuando se simplifican dos actividades en un solo paso.</p>
	<p>Actividades combinadas Inspección y Operación</p>	<p>Indica que el fin principal es realizar una operación durante la que se puede realizar una inspección.</p>

Fuente: [https://www.asme.org/engineering-topics/design?cm\\_re=Engineering%20Topics-\\_-Left%20Navigation-\\_-Design](https://www.asme.org/engineering-topics/design?cm_re=Engineering%20Topics-_-Left%20Navigation-_-Design)

## 5.1 Actividades previas a la construcción

**5.1.1 Elaboración de diagramas y planos de construcción.** Teniendo definido el diseño que se aplica de acuerdo a las necesidades de operación, se puede elaborar diagramas que servirán de base en especial del sistema frigorífico puesto a que cada uno de sus elementos debe tener una posición de acuerdo a su específico trabajo dentro del sistema.

Además con la realización de planos sobre todo en cuanto a construcción metálica se tiene un estimado del proceso de construcción.















**5.1.2 Disponibilidad de materiales.** Por último al tener los materiales a disposición anticipada se los puede evaluar minuciosamente antes de ser instalados.

## 5.2 Secuencia del proceso








En el diagrama del proceso de construcción se detalla el orden de instalación y ensamble de los componentes dividiendo el proceso en tres partes primero el equipo

frigorífico, pasando al tanque de almacenamiento y terminando con el equipo de bombeo puesto a que se necesitan los parámetros de los dos primeros para obtener el tercero, en el caso de la salmuera se detallan las demoras por motivos legales de adquisición de permisos para su adquisición.

### 5.2.1 *Proceso de construcción del chiller.*






-  Elaboración de diagramas y planos de construcción.
-  Adquisición de equipos de refrigeración e hidráulicos.
-  Transporte de equipos hacia el lugar de instalación (Quito-Riobamba).
-  Almacenamiento de equipos.
-  Construcción del tanque para salmuera.
-  Revisión de soldadura.
-  Trámite de permisos ante el CONSEP para adquirir cloruro de calcio (Ambato-Quito).
-  Adquisición de cloruro de calcio (Quito).
-  Transporte del químico (Quito Riobamba).
-  Almacenamiento del químico.
-  Acoplamiento de equipos de refrigeración.
-  Inspección de fugas de gas refrigerante.
-  Acoplamiento de equipos del sistema hidráulico
-  Inspección de fugas hidráulicas.

Continuación:

-  Armado del sistema eléctrico y tablero de control.
-  Transporte del tanque (Quito-Riobamba).
-  Ensamble general del equipo.
-  Inspección del lugar de instalación
-  Transporte del equipo (Facultad de Mecánica).
-  Preparación de salmuera en el tanque.
-  Arranque del equipo e inicio de pruebas de funcionamiento.

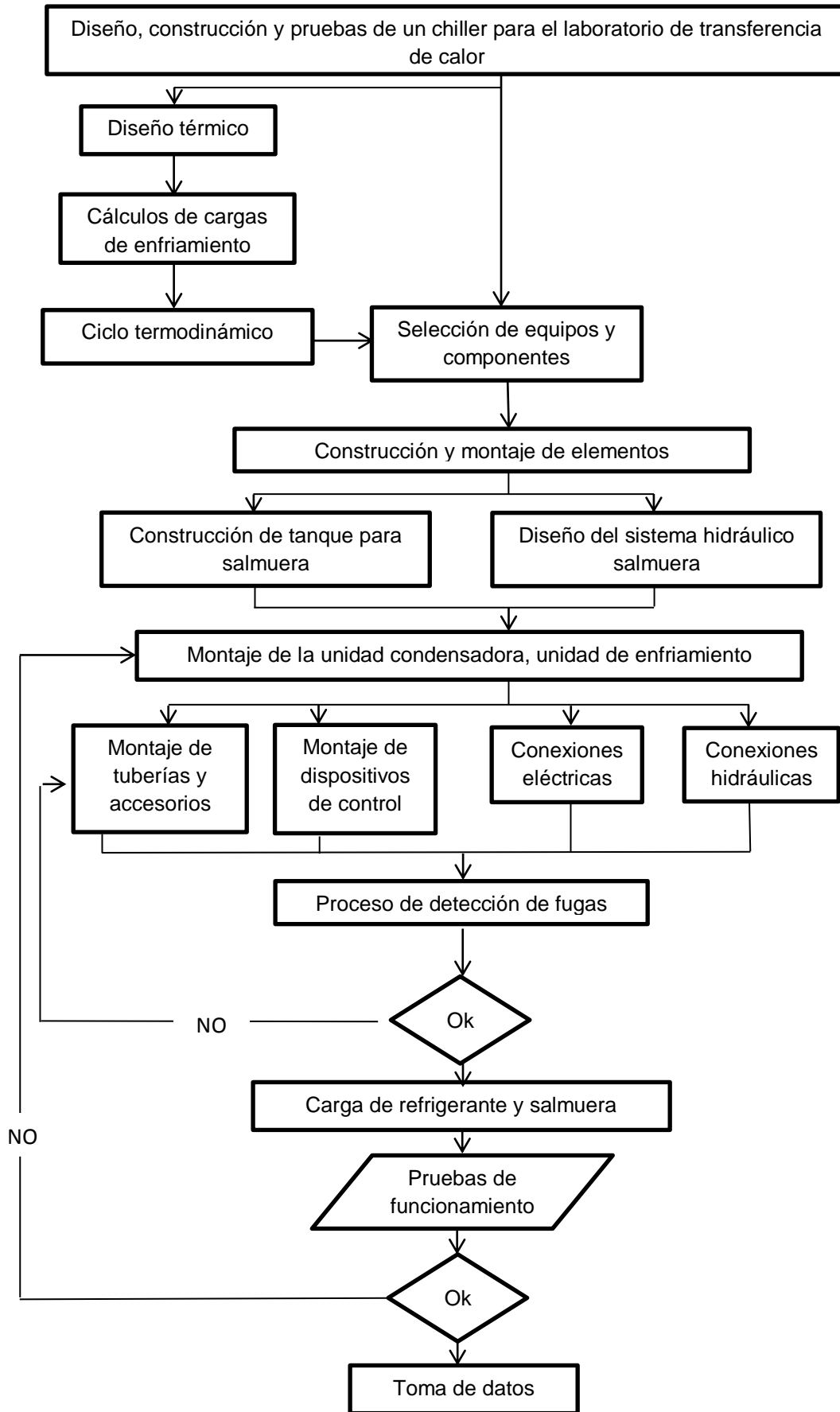
Existe además como referencia el diagrama de flujo que recomienda la norma AISI (American Iron and Steel Institute) con el cual se identifica también la norma ISO 9000 (Sistema de gestión de calidad) que procede con diferentes símbolos entre los que se detallan a continuación unos ejemplos.

Tabla 14. Simbología Norma AISI.

	Preparación anterior a un proceso
	Pasos, procesos o líneas de instrucción
	Toma de decisiones
	Líneas de flujo
	Datos, operaciones de entrada y salida

Fuente: <http://lainformaticadefrank.blogspot.com/2012/04/simbolos-utilizados-en-ladiagramacion.html>

Figura 92. Diagrama de flujo.



Fuente: Autores.

### 5.3 Montaje de equipos

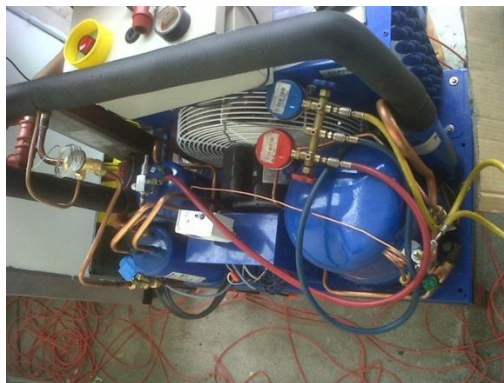
**5.3.1 Montaje de la unidad de condensación.** En la instalación de la unidad de condensación se verifica que el aire pueda circular libremente a través del condensador, por lo que será colocado una distancia considerable de las paredes y evitando cualquier tipo de obstrucción ya que afectaría al desempeño del equipo en general.

Figura 93. Unidad condensadora.



Fuente: Autores.

Figura 94. Ensamble del conjunto evaporador, unidad condensadora



Fuente: Autores

**5.3.2 Montaje del evaporador.** La instalación del intercambiador de calor de placas como evaporador del sistema debe por recomendación del fabricante instalarse sobre la unidad condensadora, ésta altura adicional permite el retorno de aceite hacia el compresor, además de estar lo más cerca posible a la unidad condensadora.

Los elementos en su mayoría son roscados siendo solamente el intercambiador de calor el que se somete a soldadura de plata.

Figura 95. Soldadura de plata al 5% como material de aporte.



Fuente: Autores.

Figura 96. Posición del intercambiador de calor de placas.



Fuente: Autores.

En la imagen se observa que el intercambiador de calor de placas se encuentra sin el aislamiento térmico por la razón de que se trata de un equipo que debe tener un fin didáctico.

Figura 97. Acople entre condensadora e intercambiador de calor de placas.



Fuente: Autores.

**5.3.3 Montaje del sistema hidráulico.** El sistema hidráulico consta de la bomba, llave de globo y válvulas, es el sistema más importante del equipo puesto que si hay desperfecto en éste circuito el intercambiador de calor de placa podría sufrir daño total o incluso producir sobre presión en el sistema frigorífico causando daño en el compresor.

Figura 98. Instalaciones hidráulicas.



Fuente: Autores.

Figura 99. Llave de globo.



Fuente: Autores.

Cabe recalcar en éste punto que durante la instalación del sistema frigorífico como del sistema hidráulico se incluye a la par el aislamiento térmico de las tuberías de los dos conjuntos.

Otro punto importante es que la llave tiene el objetivo de controlar el caudal que eroga la bomba ya que el diseño y la capacidad de enfriamiento dependen de éste elemento.

Figura 100. Bomba de suministro al intercambiador.



Fuente: Autores.

**5.3.4 Montaje del tanque para salmuera.** El tanque se lo mando a construir en la empresa “TERMO INGENIERÍA Cía. Ltda”. En la ciudad de Quito por la razón de que como empresa se especializa en construcción de cámaras frigoríficas aplicando el método de sándwich que es el más ventajoso para éste tipo de sistemas utilizando acero-poliuretano-acero, el tanque tiene características importantes que aportan al sistema como el uso de poliuretano de alta densidad y no la tradicional espuma de poliuretano, esto permite que nuestro diseño no posea un agitador dentro de tanque ya que la temperatura en la longitud del tanque desciende y se mantiene constante aplicando la convección libre bajo en principio de diferencial de densidades es decir el fluido menos denso (caliente) trata de ubicarse en la parte superior del tanque por eso el fluido que sale del intercambiador de calor se inyecta a la parte superior obligando al fluido a entrar en turbulencia beneficiando efectivamente al intercambio de calor.

Figura 101. Interior del tanque en acero inoxidable.



Fuente: Autores.



Figura 102. Tanque construido



Fuente: Autores.

**5.3.5 Sistema eléctrico.** El sistema eléctrico del equipo debe contemplar las protecciones recomendadas por el fabricante, siendo un compresor para baja temperatura el ensamble de la unidad es completo y viene de fábrica con accesorios eléctricos que protegen el equipo de sobre presiones, bajo amperaje, tiempo de arranque y demás aspectos que pudieran averiar el sistema, e incluso posee una resistencia para el carter del motor con el beneficio de que si el compresor llega a congelarse externamente por la sobre presión, ésta resistencia actúa para que la viscosidad de aceite no se degrade y el compresor se proteja.

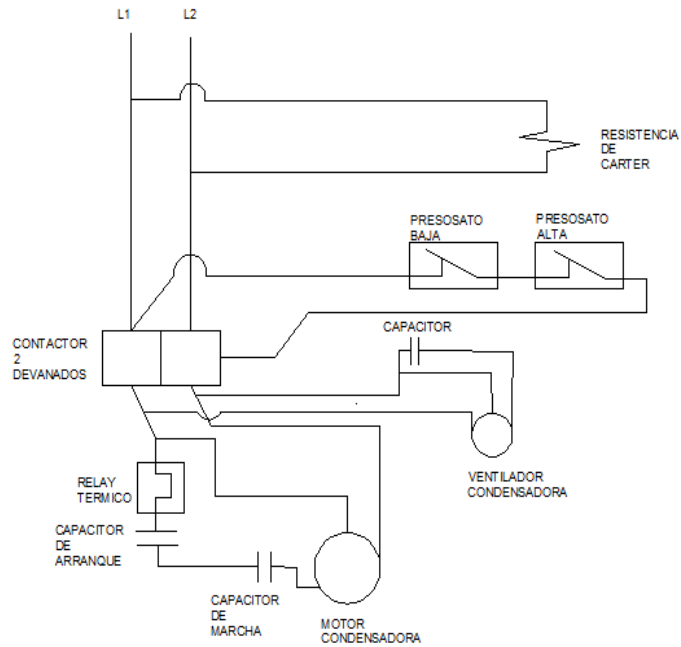
Para diagramar los circuitos de potencia y de control se usa la norma IEC 1082-1 que estandariza los símbolos de electrotecnia.

*Diagrama eléctrico de potencia.*

El diagrama eléctrico de potencia lleva múltiples protecciones debido a que el equipo es de una capacidad industrial y sus componentes están expuestos a desgaste innecesario por fallas de voltaje que se previenen con el uso de los elementos apropiados además de seleccionados dentro de los parámetros sugeridos por el proveedor, al igual que su cable apropiado de acuerdo al amperaje de circulación necesario y aplicando el punto crítico para el diseño eléctrico que es al momento del

arranque en el cual todo el sistema está en mayor riesgo y depende de la operación eficiente de sus componentes.

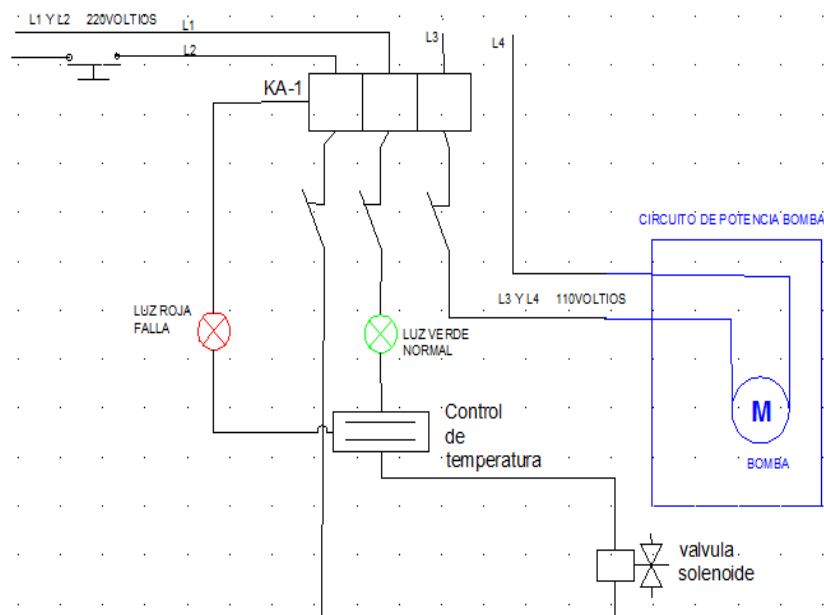
Figura 103: Diagrama eléctrico de potencia



Fuente: Autores

Diagrama eléctrico de control.

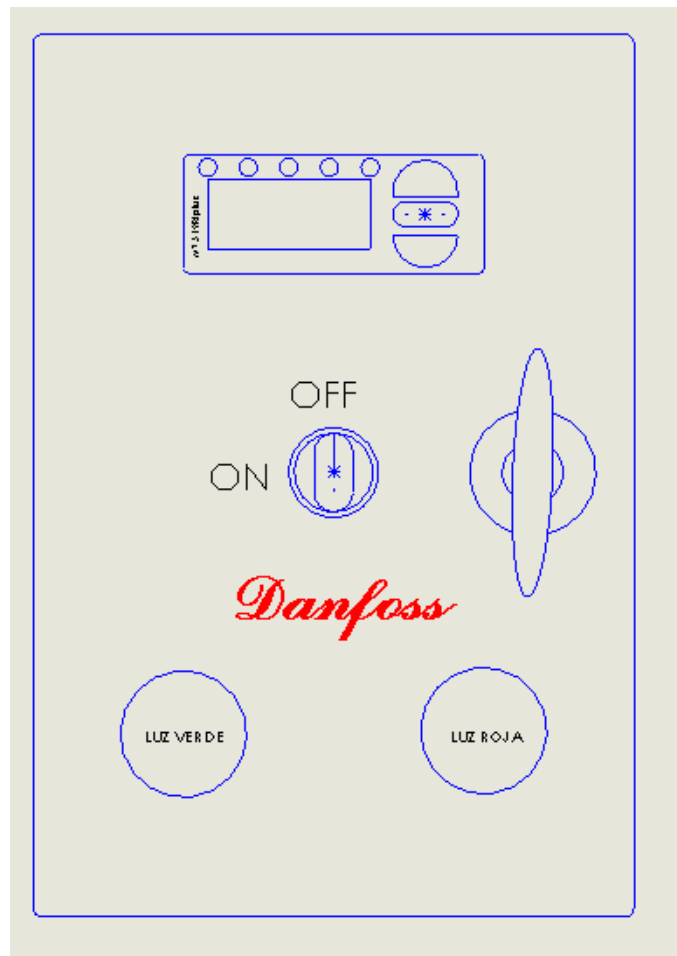
Figura 104. Diagrama eléctrico de control y de potencia de la bomba.



Fuente: Autores

*Panel de control instalado.*

Figura 105. Tablero de control.



Fuente: Autores.

*Descripción de elementos eléctricos internos:*

Los elementos de mando y protección utilizados en el tablero constan además del control de temperatura que gobierna la válvula solenoide y el arranque del compresor de lo siguiente:


*Contactor magnético o interruptor.* Éste componente electromecánico tiene por objeto establecer o interrumpir el paso de corriente, ya sea en el circuito de potencia o en el circuito de control, esto ocurre tan pronto se energice la bobina. Es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de la instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, tiene dos posiciones de funcionamiento: una estable o de reposo, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando actúa dicha acción.

Figura 106. Contactor magnético



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos83/contactores-reles-interruptores-partidores/contactores-reles-interruptores-partidores.shtml>

Figura 107: Características del contactor.

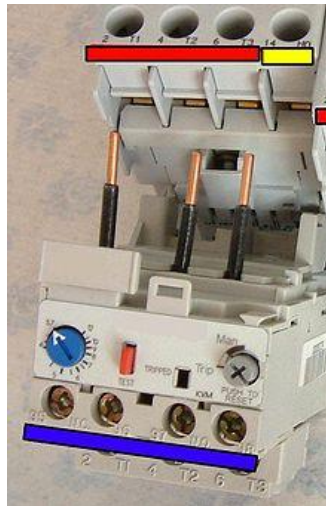


Frame size	18AF				22AF						
	MC-6a	MC-9a	MC-12a	MC-18a	MC-9b	MC-12b	MC-18b	MC-22b			
Type	screws clamp terminals				screws clamp terminals						
Number of poles	3pole				3pole						
Rated operational voltage, Ue	690V				690V						
Rated insulation voltage, Ui	690V				690V						
Rated frequency	50/60Hz				50/60Hz						
Current and power	AC-1, Thermal current	A	25	25	25	32	25	25	32	40	
	AC-3	200/240V	kW	2.2	2.5	3.5	4.5	2.5	3.5	4.5	5.5
		380/440V	kW	3	4	5.5	7.5	4	5.5	7.5	11
			A	7	9	12	18	9	12	18	22
		500/550V	kW	3	4	7.5	7.5	4	7.5	7.5	15
			A	6	7	12	13	7	12	13	20
	690V	kW	3	4	7.5	7.5	4	7.5	7.5	15	
		A	4	5	9	9	6	9	9	18	
UL rating (50/60Hz)	Continuous current	A	25	25	25	32	25	25	40	40	
	Single phase	110-120V	HP	0.5	0.5	0.75	1	0.5	0.75	1	2
		220-240V	HP	1.5	1.5	2	3	1.5	2	3	3
	Three phase	200-208V	HP	2	2	3	5	2	3	5	7.5
		220-240V	HP	3	3	5	7.5	3	5	7.5	10
		440-480V	HP	5	5	7.5	10	5	7.5	10	15
	550-600V	HP	7.5	7.5	10	15	7.5	10	15	20	

Fuente: <http://www.abb.com.ec/ProductGuide/Alphabetical.aspx>

**Relé térmico.** Los relés térmicos o también llamados relevos térmicos protegen al motor eléctrico de sobre cargas ya sean cortas o prolongadas, optimizando la durabilidad del motor, además es el elemento que impide arranques violentos después de una parada intempestiva, recalcando que si el compresor se detiene por fallo de éste dispositivo eléctrico demorará aproximadamente 10 minutos en volver a arrancar, es importante no forzar el encendido bajo ninguna circunstancia mientras no se verifique la verdadera causa del fallo.

Figura 108. Relé Térmico



Fuente: [http://es.wikipedia.org/wiki/Rel%C3%A9\\_t%C3%A9rmico](http://es.wikipedia.org/wiki/Rel%C3%A9_t%C3%A9rmico)

Figura 109. Parámetros de selección del relé térmico

Frame size			18AF	
Trip class			10A	20
Type			MT-12/2H	-
Non-differential(3P-2 heater)			MT-12/3H	-
Non-differential(3P-3 heater)			MT-12/3K	MT-12/3D
Differential type				
Rated operational voltage (Ue)			690V	
Rated insulation voltage (Ui)			Up to 690V	
Setting range(A)			0.1-18A	1-18A
Nominal current rating	Wire size			
	mm <sup>2</sup>	AWG		
0.14	1	18	0.1-0.16	
0.21			0.16-0.25	
0.33			0.25-0.4	
0.52			0.4-0.63	
0.82			0.63-1	
1.3			1-1.6	1-1.6
2.1			1.6-2.5	1.6-2.5
3.3			2.5-4	2.5-4
5			4-6	4-6
6.5			5-8	5-8
7.5	1-1.5	18-16	6-9	6-9
8.5	1.5-2.5	16-14	7-10	7-10
11	2.5	14-12	9-13	9-13
15			12-18	12-18
Applied contactors			MC-6a, 9a, 12a, 18a	
Separate mounting unit			-	

Fuente: <http://www.abb.com.ec/ProductGuide/Alphabetical.aspx>

El compresor se encuentra trabajando con un amperaje de 9 A. y a plena carga debe llegar a 11A según el dato de placa del fabricante.

*Interruptor selector.* Su función es abrir y cerrar el contacto eléctrico en el circuito, consta de los contactos normal abierto y normal cerrado además tiene la característica de operar dos circuitos independientes a la vez en nuestro caso opera tanto al equipo frigorífico como al circuito de la bomba de suministro de salmuera.

Figura 110. Selector.



Fuente: <http://es.aliexpress.com/item/ON-OFF-Two-2-Position-Rotary-Selector-Switch-Maintained-22mm-7-8-1-NO-XB2BD21C/848226853.html>

*Luces indicadoras panel de control.* Su función es advertir de alguna anomalía en el circuito o simplemente indicar si se encuentra energizado, es de gran ayuda puesto a que nos sirve como referencia para nuestro caso está instalada una luz roja de fallo del sistema, y una verde que indica una operación normal del equipo.

Figura 111. Luz de panel de control.

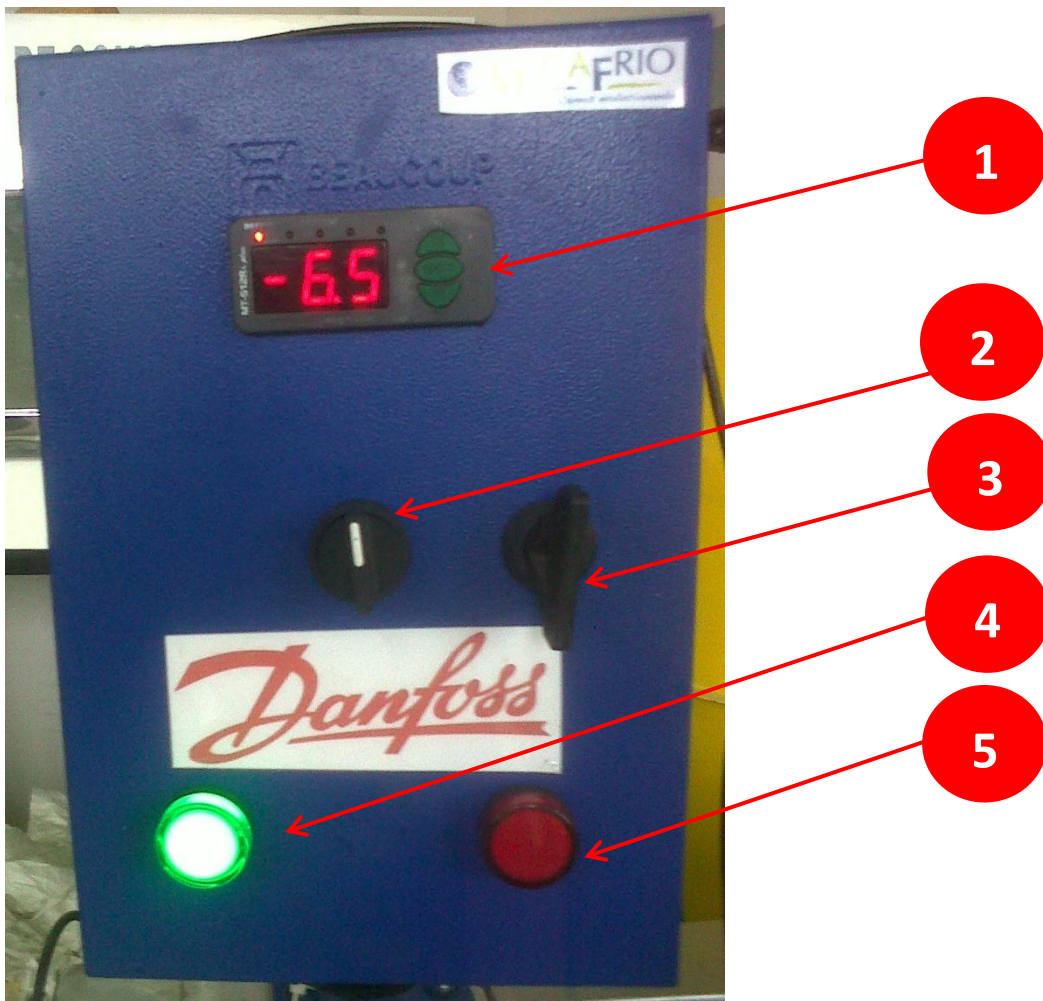


Fuente: Autores.

*Distribución de elementos visibles en el panel de control*



Figura 112. Panel de control.



Fuente: Autores.

Tabla 15. Elementos visibles del panel de control

1. Control de temperatura	Elemento de control del sistema
2. Selector ON-OFF	Da el arranque y la parada del equipo
3. Llave del tablero	Limita el acceso a los elementos eléctricos
4. Luz de operación normal	Advierte la operación normal del equipo
5. Luz de falla del sistema	Advierte un desperfecto

Fuente: Autores

## CAPÍTULO VI

### 6. PRUEBAS DEL EQUIPO

#### 6.1 Prueba N.1

##### DATOS AMBIENTE

Fecha de toma de datos: martes, 10 de Noviembre del 2013.

Hora: 09h30min

Temperatura del aire dentro del laboratorio:  $T_{\alpha_1} = 22^{\circ}\text{C}$

Temperatura de la salmuera:  $T_{\alpha_2} = 14.1^{\circ}\text{C}$

Volumen de salmuera: 250 lts. = 0,25m<sup>3</sup>.

Tabla 16. Toma de datos 1.

Tiempo (min.)	Temperatura (°C)
0	14.1
5	11
10	8.9
15	7.4
20	6
25	4.8
30	4
35	3
40	1.7
45	1.1
50	0
55	-1
60	-1.9
65	-2.8
70	-4
75	-5.1
80	-6.1
85	-7
90	-7.8
95	-8.4

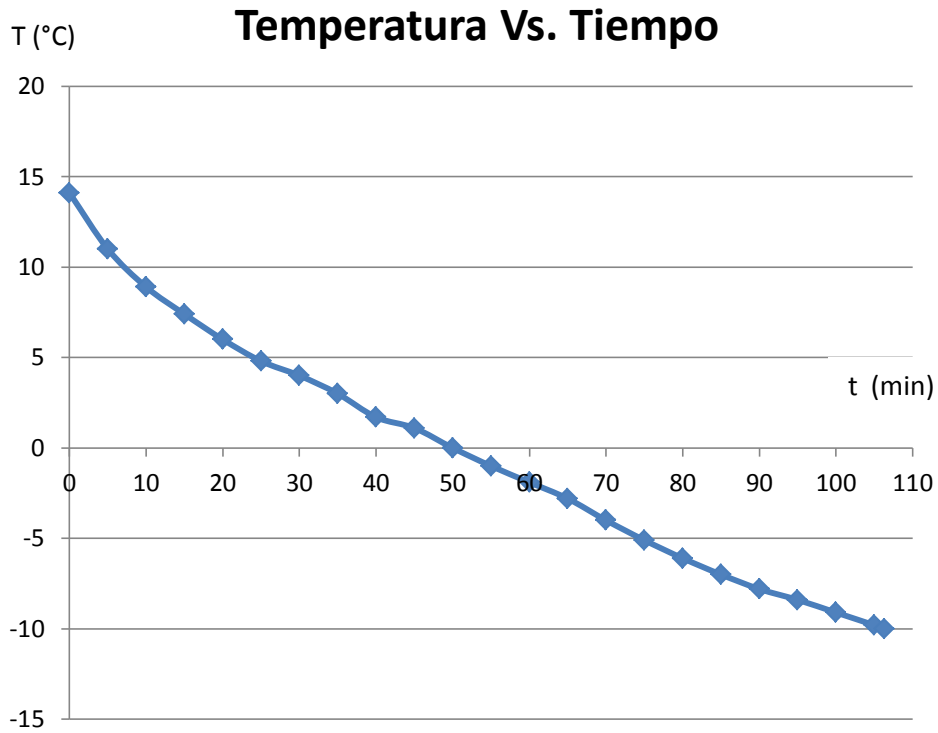


Tabla 16. (Continuación)

100	-9.1
105	-9.8
106	-10

Fuente: Autores

Figura 113. Gráfica Temperatura Vs. Tiempo de la prueba 1.



Fuente: Autores.

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

$$\Delta T = 14.1^{\circ}\text{C} - (-10^{\circ}\text{C}) = 24.1^{\circ}\text{C}$$

Velocidad de enfriamiento:

$$v_{\text{enf.}} = \frac{\Delta T}{t_{\text{total}}}$$

$$v_{\text{enf.}} = \frac{24.1^{\circ}\text{C}}{106.3\text{min}} = 0,23 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min.}}$$

$$v_{\text{enf.}} = 13,6 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{h}}$$

Lo cual también se puede interpretar como la pendiente de la curva formada por los datos

## 6.2 Prueba N.2

### DATOS AMBIENTE

Fecha de toma de datos: miércoles, 13 de Noviembre del 2013.

Hora: 14h30min

Temperatura del aire dentro del laboratorio:  $T_{\alpha_1} = 19^{\circ}\text{C}$

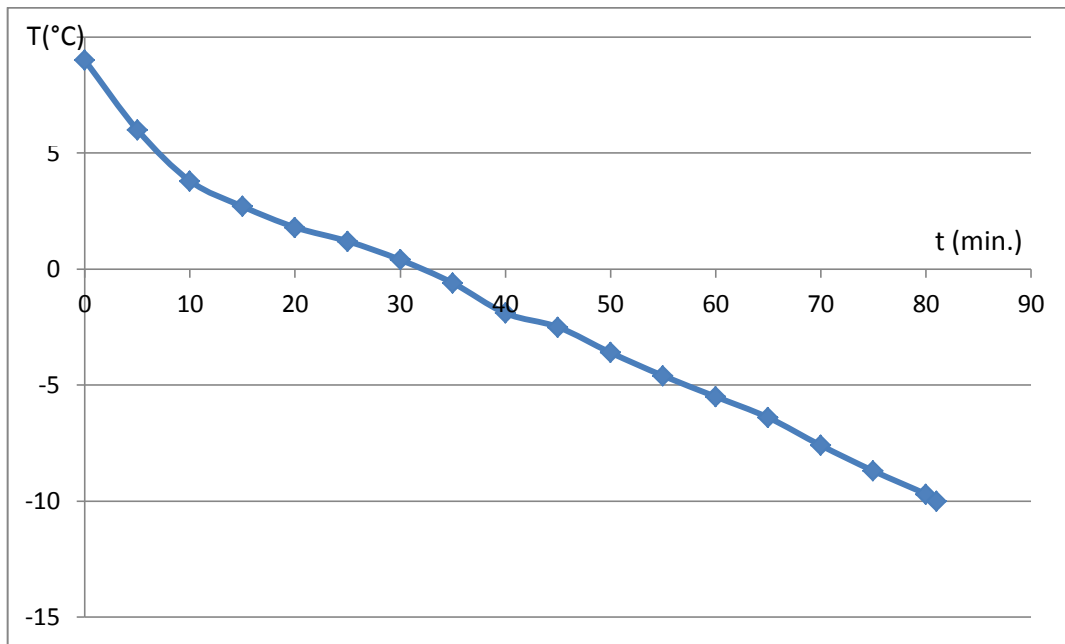
Temperatura de la salmuera:  $T_{\alpha_2} = 9^{\circ}\text{C}$

Tabla 17. Toma de datos 2.

Tiempo (min.)	Temperatura $^{\circ}\text{C}$
0	9
5	6
10	3,8
15	2,7
20	1,8
25	1,2
30	0,4
35	-0,6
40	-1,9
45	-2,5
50	-3,6
55	-4,6
60	-5,5
65	-6,4
70	-7,6
75	-8,7
80	-9,7
81	-10

Fuente: Autores.

Figura 114. Gráfica Temperatura Vs. Tiempo de la prueba 2.



Fuente: Autores.

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

$$\Delta T = 9^{\circ}\text{C} - (-10^{\circ}\text{C}) = 19^{\circ}\text{C}$$

Velocidad de enfriamiento:

$$v_{\text{enf.}} = \frac{\Delta T}{t_{\text{total}}}$$

$$v_{\text{enf.}} = \frac{19^{\circ}\text{C}}{81\text{min}} = 0,23 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min.}}$$

$$v_{\text{enf.}} = 14 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{h}}$$

### 6.3 Prueba N.3

#### DATOS AMBIENTE

Fecha de toma de datos: jueves, 21 de Noviembre del 2013

Hora: 11h15min

Temperatura del aire dentro del laboratorio:  $T_{\alpha_1} = 20^{\circ}\text{C}$

Temperatura de la salmuera:  $T_{\alpha_2} = 8^{\circ}\text{C}$

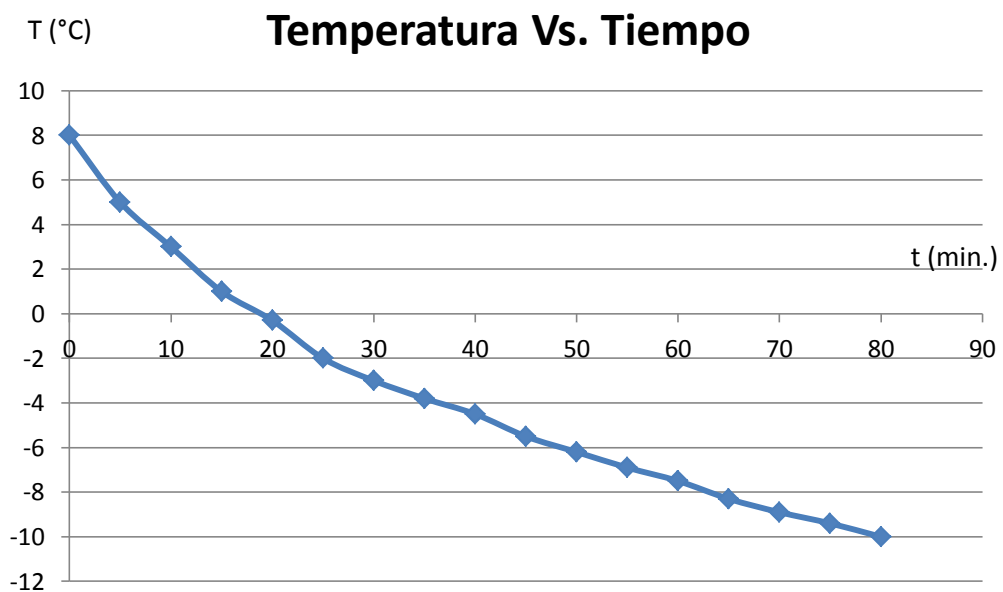
Volumen de salmuera: 250 lts. = 0,25m<sup>3</sup>.

Tabla 18. Toma de datos 3.

Tiempo (min.)	Temperatura °C
0	8
5	5
10	3
15	1
20	-0.3
25	-2
30	-3
35	-3.8
40	-4.5
45	-5.5
50	-6.2
55	-6.9
60	-7.5
65	-8.3
70	-8.9
75	-9.4
80	-10

Fuente: Autores.

Figura 115. Gráfica Temperatura Vs. Tiempo de la prueba 3.



Fuente: Autores.

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

$$\Delta T = 8^{\circ}\text{C} - (-10^{\circ}\text{C}) = 18^{\circ}\text{C}$$

Velocidad de enfriamiento:

$$v_{\text{enf.}} = \frac{\Delta T}{t_{\text{total}}}$$

$$v_{\text{enf.}} = \frac{18^{\circ}\text{C}}{80\text{min}}$$

$$v_{\text{enf.}} = 0,225 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min.}}$$

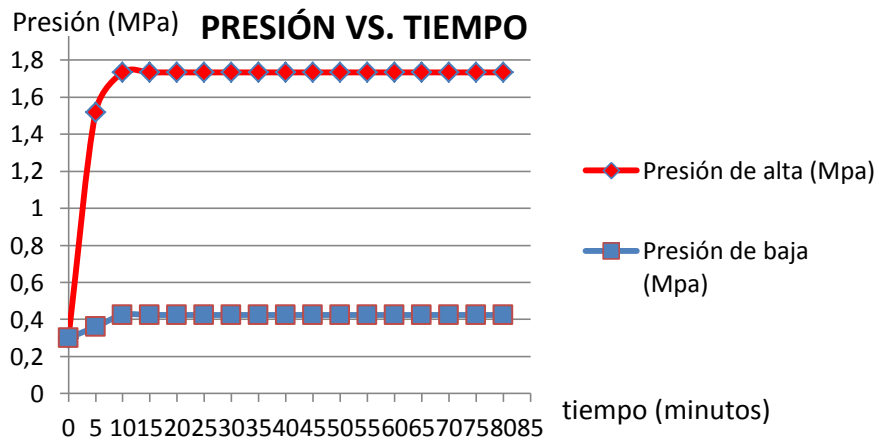
$$v_{\text{enf.}} = 13,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{h}}$$

Tabla 19. Presión de alta y baja (absolutas) respecto al tiempo de la prueba 3

<b>Tiempo (minutos)</b>	<b>Presión de alta Mpa</b>	<b>Presión de baja (Mpa)</b>
0	0,3	0,3
5	1,52	0,36
10	1,734	0,424
15	1,734	0,424
20	1,734	0,424
25	1,734	0,424
30	1,734	0,424
35	1,734	0,424
40	1,734	0,424
45	1,734	0,424
50	1,734	0,424
55	1,734	0,424
60	1,734	0,424
65	1,734	0,424
70	1,734	0,424
75	1,734	0,424
80	1,734	0,424

Fuente: Autores

Figura 116. Gráfico Presiones respecto al tiempo.



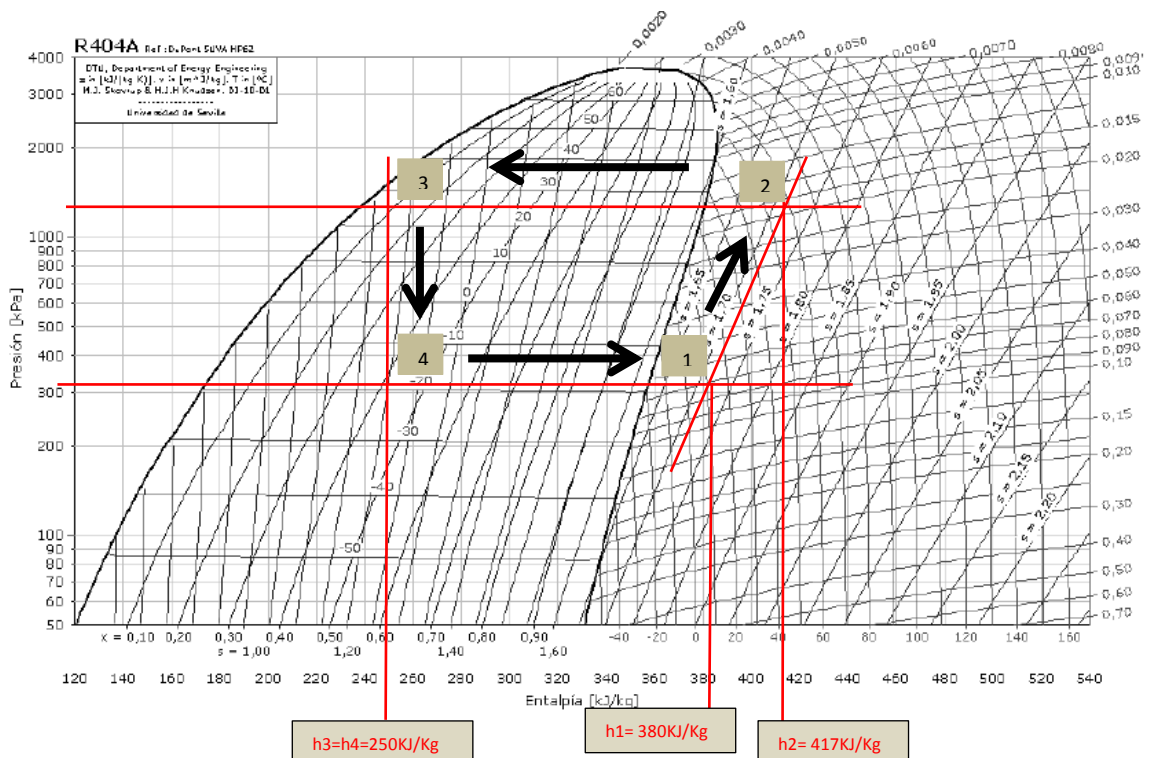
Fuente: Autores.

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

$$RC = \frac{1,734MPa}{0,424MPa}$$

$$RC = 4,08$$

Figura 117. Diagrama presión-entalpía R-404A.



Fuente: Catálogo refrigerante SUVA R-404A DUPONT.

Temperatura de entrada al compresor

$$T_1 = 10^\circ\text{C}$$

Temperatura de entrada a la válvula de expansión

$$T_3 = 33^\circ\text{C}$$

Refrigerante: R-404A.

Entonces:

$$h_1 = 380 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_2 = 417 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_3 = 250 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_4 = 250 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = \frac{(380 - 250) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{(417 - 380) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}$$

$$\text{COP}_{\text{Teórico}} = 3,51$$

$$T_1 = -15^\circ\text{C} = 258^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 35^\circ\text{C} = 308^\circ\text{K}$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{258^\circ\text{K}}{308^\circ\text{K} - 258^\circ\text{K}}$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = 5,16$$

$$\eta_{\text{frig}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}}$$

$$\eta_{\text{frig}} = \frac{3,51}{5,16}$$

$$\eta_{\text{frig}} = 0,68$$

Se obtiene una eficiencia frigorífica del 68%.

Análisis de resultados por partes

Tabla 20. Análisis de la velocidad de enfriamiento por períodos

Tiempo (seg)	Temperatura C	Velocidad de enfriamiento (°C/h)
0	8	
5	5	
10	3	
15 minutos	5°C	20
15	1	
20	-0,3	
25	-2	
15 minutos	3°C	12
30	-3	
35	-3,8	
40	-4,5	
15 minutos	1,5°C	6
45	-5,5	
50	-6,2	
55	-6,9	
15 minutos	1,4°C	5,6
60	-7,5	
65	-8,3	
70	-8,9	
15 minutos	1,4°C	5,6
75	-9,4	
80	-10	
5 minutos	0,6°C	7,2

Fuente: Autores.



Es evidente en la tabla que al momento del arranque del equipo la velocidad de enfriamiento es superior y empieza a decrecer mientras el sistema se estabiliza hasta llegar a unos 6°C por hora en promedio de las últimas 5 tomas cada 15 minutos.

#### 6.4 Prueba N. 4

Una vez en funcionamiento el equipo habiendo alcanzado la temperatura de trabajo se retoman los datos desde -8°C hasta -10°C para saber el tiempo que es equipo permanece en descanso y de ahí el tiempo que se demora en regresar a la temperatura de evaporación.

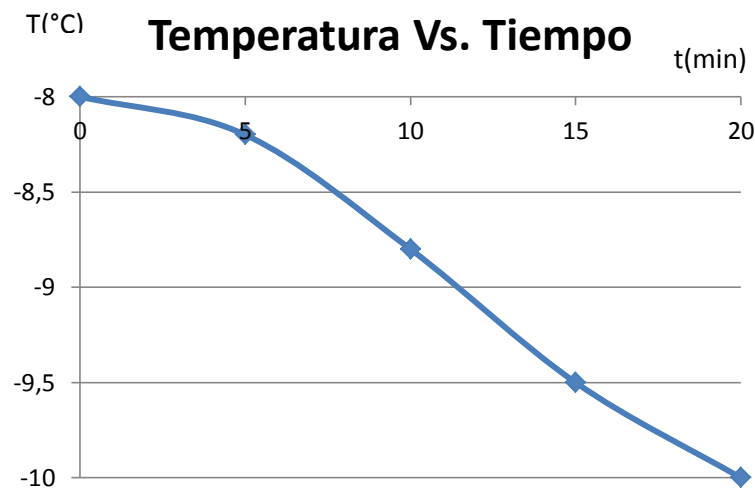
NOTA: Antes de volver a arrancar el compresor el equipo permaneció apagado 1h y 56min.

Tabla 21. Toma de datos prueba N.4

Tiempo (min.)	Temperatura (°C)
0	-8
5	-8.2
10	-8.8
15	-9.5
20	-10

Fuente: Autores.

Figura 118. Gráfica Temperatura Vs. Tiempo de la prueba 4.



Fuente: Autores.

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

$$\Delta T = -8^{\circ}\text{C} - (-10^{\circ}\text{C}) = 2^{\circ}\text{C}$$

Velocidad de enfriamiento:

$$v_{\text{enf.}} = \frac{\Delta T}{t_{\text{total}}}$$

$$v_{\text{enf.}} = \frac{2^{\circ}\text{C}}{20\text{min}} = 0,1 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min.}}$$

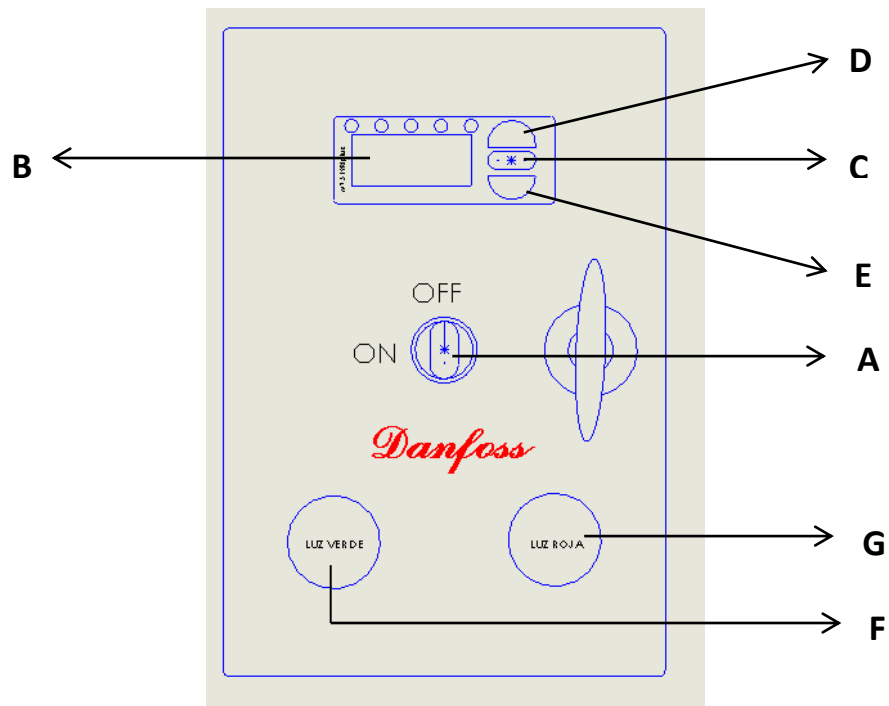
$$v_{\text{enf.}} = 6 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{h}}$$

## CAPÍTULO VII

### 7. OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA

#### 7.1 Operación del sistema

Figura 119. Esquema del tablero de control.



Fuente: Autores.

Tabla 22. Pasos para el encendido y puesta en marcha del equipo.

PASO 1	Gire el selector de encendido hacia la izquierda (A).
PASO 2	Si se enciende el termostato, el display (B) del mismo indicará la temperatura a la que se encuentra el producto o salmuera.
PASO 3	Si no existe ninguna alarma el equipo se pondrá automáticamente en marcha y se verá encendida la luz piloto de color verde (F). En caso de que exista una alarma aparecerá encendida la luz piloto de color rojo (G). En este caso consulte el apartado 5.3.1 de síntomas del equipo, posibles causas y su probable solución.

Tabla 22. (Continuación)

<b>PASO 4</b>	En caso de que desee cambiar la temperatura de operación mantenga presionado el botón "SET" (C) del termostato durante 5 segundos hasta que parpadee luego de lo cual con las flechas sobre (D) y bajo el botón (E) "SET" (C) podrá aumentar o disminuir la temperatura del fluido en el tanque. Para fijar la temperatura pulsar nuevamente "SET" (C). Si no realiza ésta operación no se guardarán las modificaciones realizadas.
<b>PASO 5</b>	Verificar el correcto funcionamiento sin alarmas hasta llegar a la temperatura deseada de tener dudas o novedades refiérase al literal del presente trabajo.
<b>NOTAS IMPORTANTES</b>	(La temperatura máxima a la que puede ser programado el termostato y a la que la salmuera podrá permanecer líquida es de -15°C, para una operación segura del equipo.
	El tanque de salmuera siempre debe contener fluido a enfriar (Salmuera) de lo contrario nunca arranque el equipo ya que puede causar daños catastróficos en el sistema de impulsión de salmuera así como en el equipo frigorífico.
	Para cualquier revisión dentro del tablero de control desenergice el sistema completamente y recuerde que los capacitores permanecerán cargados aún después por lo tanto tener máxima precaución al manipular el circuito.

Fuente: Autores.

## 7.2 Mantenimiento del sistema

**7.2.1 Elementos sujetos a mantenimiento.** Para asegurar un funcionamiento apropiado y a su capacidad óptima capacidad, además de evitar daño a los componentes instalados en el sistema, se debe establecer e implementar un programa de inspecciones periódicas.

Los siguientes puntos se recomiendan como guía para ser complementados por buenas prácticas eléctricas y de refrigeración para asegurar la operación del sistema adecuada y libre de problemas.

Se debe verificar el ojo visor instalado en las líneas de líquido del circuito de refrigeración para asegurarse de que estén llenas y sin burbujas, si el indicador muestra que el sistema tiene humedad o si muestra burbujas, aunque el sistema este cargado, se debe reemplazar el filtro secador de este circuito. Situaciones anormales en el condensador serán indicadas por presiones de condensación anormalmente altas. Para limpiar el condensador se debe utilizar soluciones químicas no ácidas.

**7.2.2 Cedazo.** Se deberá instalar un cedazo de 25mm mínimo a una distancia máxima de 1m de la entrada del intercambiador de calor para prevenir que la basura obstruya el intercambiador, actualmente cuenta con un cedazo inoxidable acoplado a la salida del tanque de salmuera hacía el intercambiador.

El cedazo se deberá inspeccionar y limpiar regularmente para evitar obstrucción del mismo.

**7.2.3 Mantenimiento del Compresor.** En los compresores herméticos, no se requiere un mantenimiento anual. Sin embargo, verificación de vibración es una excelente forma de saber si la operación del mismo es la apropiada, el ruido es otro indicador que se puede utilizar como referencia.

**7.2.4 Controles Eléctricos.** Peligro: Peligro de choque eléctrico.

Desconecte todas las Fuentes de corriente antes de proceder con el siguiente servicio.

Precaución: Es necesario desconectar toda la corriente, incluyendo el calentador del cárter antes de efectuar cualquier servicio dentro del panel.

Antes de intentar cualquier servicio eléctrico en el panel de controles, es aconsejable estudiar y familiarizarse con el diagrama eléctrico para entender la operación del chiller. Los componentes eléctricos no requieren mantenimiento especial, excepto verificar que los cables estén completamente ajustados.

Un contactor disparado o quemado indica un corto o una sobrecarga eléctrica, antes de realizar el enclavamiento de reinicio de los contactores o reiniciar el compresor, debe encontrar la causa del problema y corregirla, es importante que sea un electricista calificado quien de servicio al panel eléctrico, de lo contrario, puede causar daño serio al equipo y provocar un grave riesgo para el operador no calificado.

**7.2.5 Válvulas de succión y de líquido.** La unidad frigorífica está equipada con válvulas de succión y de líquido, las mismas, aíslan las secciones del sistema para servicio y dan acceso para cargar el refrigerante. Estas válvulas son fáciles de identificar en el campo por su diseño y las entradas de refrigerante. Estas válvulas se operan con llaves inglesas estándar.

**7.2.6 Filtros Secadores.** Un filtro secador está instalado en el circuito de refrigeración y se deberá reemplazar cuando se lea caída de presión a través del filtro o cuando se vean burbujas en el ojo visor con una temperatura de sub-enfriamiento normal, un filtro obstruido aun parcialmente puede causar funcionamiento anormal del compresor. La caída máxima de presión recomendada a través del filtro cuando opera a 75% a 100% de capacidad, es de 10 Psi. Cuando opera entre 25% y 50%.

La caída no debe exceder de 5 Psi. El filtro también deberá cambiarse, cuando el ojo visor indica exceso de humedad cambiando de color. Durante los primeros meses de operación, el cambio del filtro puede ser necesario si la caída de presión a través del filtro, excede los parámetros mencionados.

Para cambiar el filtro, primero recoja el refrigerante, desconecte la corriente e instale un Puente a través del control de baja presión. Cierre la válvula de líquido manual, vuelva a conectar la corriente y arranque la unidad, el compresor bombeará el refrigerante y la presión de succión bajará por debajo de la presión normal de baja.

Apague la unidad cuando la presión llegue a 4 Psi y remueva el Puente instalado, cierre la válvula de succión, remueva y reemplace el filtro. Evacue las líneas a través de la línea de líquido para extraer los no condensables que puedan haber entrado durante el cambio.

Abra la válvula de succión. Se recomienda una verificación de fugas antes de volver a poner la unidad en operación.

**7.2.7 Visor líquido de Refrigerante.** El ojo visor se debe verificar periódicamente, siendo un equipo de laboratorio que no va a estar en constante operación se recomienda inspeccionar en cada arranque, un ojo visor limpio indica que la carga de refrigerante es adecuada para llenar la válvula de expansión.

Refrigerante burbujeante en el ojo visor, durante la operación estable del sistema, indica baja carga de refrigerante, burbujeo de refrigerante también puede indicar caída de presión excesiva en la línea de líquido, posiblemente debido a un filtro sucio o alguna restricción en la línea de líquido.

**7.2.8** *Válvula solenoide en la línea de líquido.* La válvula solenoide en la línea de líquido cierra el flujo de refrigerante en caso de una falla de corriente, normalmente no requiere mantenimiento. (La válvula de expansión durante la falla de corriente, permanece abierta en la posición en la que se encontraba en el momento de la falla, durante la operación normal del chiller, la válvula solenoide cierra solo cuando el compresor para. Podría ser necesario, sin embargo que se tenga que reemplazar el embobinado o la válvula completa. El embobinado de la solenoide se puede verificar poniendo un destornillador en la cabeza de la misma y ver si magnetiza. Si no hay magnetización es porque está dañado o porque no le llega la corriente. El embobinado puede ser reemplazado sin abrir el sistema de refrigeración, pero de ser necesario reemplazar el solenoide completo, se deberá seguir el mismo procedimiento del reemplazo del filtro. Para seguridad personal, desconecte completamente la corriente de la unidad.

**7.2.9** *Válvula de expansión termostática.* La válvula de expansión termostática permite que entre al evaporador la cantidad apropiada de refrigerante, independientemente de la carga del sistema. Esto lo hace manteniendo un superheat constante. Todos están regulados de fábrica para mantener entre 7° y 12° de superheat.

La válvula de expansión, igual que el solenoide, normalmente no requiere reemplazo, pero si lo requiere, se debe seguir el mismo procedimiento del reemplazo del filtro para cambiarla. Si el problema se localiza en el elemento eléctrico, éste se puede reemplazar, destornillándolo después de recoger el refrigerante.

Precaución: El ajuste de la válvula de expansión solo lo debe hacer personal calificado.

Superheat, son los grados adicionales que adquiere el vapor de salida sobre la temperatura de evaporación (temperatura de succión) a partir de donde se terminó de evaporar el refrigerante líquido. (DANFOSS, 2004)

**7.2.10 Evaporador.** El evaporador es de expansión directa, del tipo de placas. Las placas tienen aletas para permitir la distribución eficiente del calor y crear un flujo turbulento a través de él.

Normalmente no se requiere servicio al evaporador. Cuando éste se tapa, deberá ser reemplazado; es por esto la insistencia en mantener la calidad del agua lo mejor posible para evitar reemplazo del evaporador.

**7.2.11 Condensador enfriado por aire.** Los condensadores enfriados por aire están contruidos con tubos de cobre con aletas de aluminio, no se requiere mantenimiento, excepto la limpieza de basura de la parte externa de las aletas, se recomienda el uso de limpiadores de serpentines no ácidos que están disponibles en la mayoría de proveedores frigoristas. Tenga precaución cuando use estos limpiadores pues los mismos pueden contener químicos potencialmente peligrosos y se debe tenerse especial cuidado para no dañar las aletas del serpentín o de obstruirlas de alguna manera.

**7.2.12 Calentador del Cártter.** La función de estos calentadores es mantener la viscosidad apropiada en el aceite durante el tiempo que se encuentra sin funcionar pues de lo contrario podría producir daño en el compresor debido a la reducción de lubricación en las partes en movimiento.

Nota: El calentador se energiza cuando el compresor se apaga.

**7.2.13 Refrigerante.** Burbujas en el visor de líquido durante la operación a carga completa, indica que está faltante de carga de refrigerante:

Verifique que no exista fugas, una inspección rápida es con agua jabonosa así mismo en fijarse si hay tuberías que se encuentren aceitosas, repare y recargue el sistema.

Cuando el circuito de refrigeración está vacío, o después de una reparación, verifique y repare cualquier posible fuga, evacúe el sistema, asegurándose de que las válvulas de succión y de líquido están abiertas.

Precaución: No elimine ninguna protección mientras está cargando de refrigerante la unidad.



NOTA: No bote refrigerante a la atmósfera. Para recuperarlo, utilice una botella vacía y limpia.

El refrigerante líquido se puede recuperar por la válvula de sub enfriamiento del condensador, para facilitar la recuperación, coloque la botella en un recipiente lleno de hielo. Evite llenar la botella excesivamente. (70 a 80% Max).

**7.2.14 Salmuera.** La salmuera usada es cloruro de calcio, siendo un derivado de cloro no presenta degradación por sí misma, sin embargo para el sistema se encuentra dosificado en un porcentaje en peso específico del 20%, al paso del tiempo existe evaporación del agua como diluyente por tanto ésta concentración aumentará, el fluido tiene un punto eutéctico en el 30% de concentración, este punto se podrá considerar como crítico puesto a que pasado éste punto la temperatura de congelación empieza a aumentar, como consecuencia se tiene congelamiento en el evaporador causando sobre-presión en el sistema frigorífico en el área de alta presión con posibles causas en falla en evaporador.

### **7.3 Mantenimiento preventivo**

El mantenimiento preventivo realizándose adecuadamente permite detectar fallas constantes o repetitivas, disminuyendo las probabilidades de mala operación y aumentando la vida útil del equipo. Se recomienda aplicarlo de la siguiente manera:

**7.3.1 Mantenimiento semanal.** Consta de la revisión de todos los parámetros de operación anotados en las bitácoras de operación, con el fin de detectar anomalías en general, así como las mirillas en las líneas de refrigerante que estén llenas sin burbujas y de aceite, con presencia del mismo.

**7.3.2 Mantenimiento mensual.** Debe incluir los siguientes puntos:

Revisión de la unidad para detectar componentes sueltos o dañados, así como fugas de refrigerante.

1. Revisión de las protecciones de sobre amperaje.
2. Revisión de compresor y resistencia calefactora de aceite (cárter).
3. Revisión y prueba de fugas de refrigerante.

**7.3.3 Mantenimiento anual.** Debe incluir los siguientes puntos:

1. Inspeccionar el aislamiento térmico.
2. Detalles de pintura, si es necesario.
3. Revisión y reapriete de conexiones de control y fuerza.
4. Revisión y limpieza del panel de control.
5. Revisión de vibración del compresor.
6. Realizar prueba de acidez en aceite del compresor.
7. Peinado condensador (volver las aletas de aluminio a su posición original).
8. Reapriete de tornillería en soportes del ventilador y compresor.

#### **7.4 Mantenimiento correctivo**

Se refiere a la intervención mayor del equipo para el cambio o reparación de componentes que se encuentren dañados. Estos trabajos se determinan con base en los resultados obtenidos en su mantenimiento preventivo.

#### **7.5 Diagnóstico para todos los tipos de mantenimiento descrito**

La siguiente tabla se tomará en cuenta siempre que existan novedades en el equipo o dudas sobre los parámetros de funcionamiento.

Tabla 23. Diagnóstico, posibles fallas y soluciones del equipo.

<b>Síntoma del equipo</b>	<b>Causa posible</b>	<b>Solución</b>
Presión de condensación demasiado alta	Aire o gases no condensables en la instalación frigorífica	Purgar el condensador y dejar funcionar hasta alcanzar la temperatura de funcionamiento.
	Demasiado refrigerante en el sistema	Retirar refrigerante hasta que la presión sea normal.
	Regulación de presión de condensación	Ajustar a la presión correcta
	Suciedad en la superficie del condensador	Limpiar el condensador
	Motor o aspas del ventilador defectuosas o demasiado pequeñas	Cambiar el motor o aspas del ventilador.

Tabla 23. (Continuación)

	Flujo de aire al condensador restringido	Quitar obstáculos al acceso de aire
	Temperatura ambiente demasiado alta	Proporcionar entrada de aire fresco al laboratorio.
	Dirección contraria del aire a través del condensador	Cambiar de sentido de giro del motor, debe entrar por el condensador y pasar libremente.
	Temperatura de la salmuera demasiado alta	(Se procura no accionar el equipo inmediatamente luego de realizar la mezcla del CaCl <sub>2</sub> porque se produce calor)
	Caudal de salmuera hacia el intercambiador menor al requerido	Aumentar el caudal mediante la llave de globo.
	Sedimentos de suciedad en el interior de las tuberías de salmuera	Limpiar las tuberías de PVC desacoplando directamente el sistema por las válvulas universales.
	Bomba de salmuera defectuosa o fuera de servicio	Revisar el sistema de enfriamiento independiente de la bomba que no se encuentre obstruido y se encuentre energizado. Reparar o cambiar la bomba.

Tabla 23. (Continuación)

Presión de condensación demasiado baja	Baja carga en el evaporador	Revisar el caudal de suministro de salmuera hacia el intercambiador de placas.
	Presión de aspiración demasiado baja.	Localizar fallo entre el condensador y la válvula de expansión termostática.
	El regulador de presión de condensación está ajustado a una presión demasiado baja.	Ajustar el regulador de presión de condensación a su valor correcto.
Presión de condensación oscila (funcionamiento inestable)	El Presóstato tiene un diferencial excesivamente alto, se produce vapor en la línea de líquido después del arranque, debido a la reducción súbita de la presión	Ajustar el diferencial a un valor más bajo.
	La válvula de expansión termostática es inestable.	Ajustar la válvula a más recalentamiento.
Filtro secador frío, con gotas de rocío o escarcha	Obstrucción parcial del filtro de suciedad del filtro secador.	Averiguar si hay impurezas en la instalación, limpiar donde sea necesario y cambiar el filtro secador.
	Filtro secador saturado total o parcialmente con agua o ácidos.	Averiguar si hay humedad o ácidos en la instalación, limpiar y cambiar el filtro secador (filtro antiácido) varias veces. En caso de fuerte contaminación de ácidos.

Tabla 23. (Continuación)

Visor líquido descolorido.	Amarillo	Humedad en la instalación.	Comprobar si hay fugas en la instalación, reparar la fuga.
	Marrón o negro	Impurezas en forma de pequeñas partículas en la instalación.	Limpiar la instalación.
Burbujas de vapor en el visor líquido.	Falta de sub enfriamiento, debido a una caída de presión excesiva en la línea de líquido causado por:		Cambiar la línea de líquido por el diámetro apropiado.
	Extrema longitud de línea de líquido en relación a su diámetro. Diámetro de la línea de líquido demasiado pequeña. Curvas muy pronunciadas en la línea de líquido. Obstrucción parcial del filtro secador.		Cambiar la línea de líquido por el diámetro apropiado.  Cambiar codos pronunciados y componentes que causen caída de presión.
			Comprobar si hay impurezas en el sistema, limpiar y cambiar el filtro secador.
Burbujas de vapor en el visor líquido.	Falta de sub enfriamiento líquido por penetración de calor en la línea causado por alta temperatura alrededor de la misma.		Reducir la temperatura ambiente, aislar la línea de líquido, de su entorno junto a la línea de aspiración.
	Presión de condensación demasiado baja.		Ver: "Presión de condensación demasiado baja".
	Falta de líquido en la instalación.		Recargar la instalación, comprobar antes que no esté presente ninguna de las averías anteriores.

Tabla 23. (Continuación)

<p>Temperatura del gas de aspiración demasiado alta (censada de 10°C en operación)</p>	<p>Alimentación insuficiente de refrigerante hacia el evaporador.</p>	<p>Válvula de expansión ajustada a un recalentamiento excesivo, o pérdida total o parcial de la carga del bulbo.</p>	<p>Reajuste la válvula de expansión de ser posible de lo contrario sustituya por una de las mismas características.</p>
<p>Temperatura del gas de aspiración demasiado baja.</p>	<p>Alimentación de refrigerante hacia el evaporador demasiado baja.</p>	<p>Recalentamiento de la válvula de expansión demasiado bajo.</p>	<p>Reajuste la válvula de expansión de ser posible de lo contrario sustituya por una de las mismas características.</p>
		<p>Bulbo de la válvula de expansión mal colocado (Demasiado caliente o mal contacto con la tubería)</p>	<p>Revise la ubicación del bulbo y corrija de ser posible si se encuentra fuga en el bulbo sustituya la válvula.</p>
<p>Compresor Funcionamiento irregular del compresor (desconexión por Presóstato)</p>	<p>Compresor sobre-dimensionado</p>	<p>Reemplazo del compresor por uno de menor capacidad.</p>	
	<p>Presión de condensación excesiva</p>	<p>Ver: Presión de condensación demasiado alta.</p>	

Tabla 23. (Continuación)

Temperatura de la línea de descarga demasiado alta.	Temperatura de la línea de descarga demasiado alta.	Sustituir el compresor.
Compresor demasiado frío.	Paso del líquido refrigerante desde el evaporador hacia la línea de aspiración y posiblemente hacia el compresor, debido a un ajuste de la válvula de expansión incorrecto.	Ajustar la válvula de expansión a un menor recalentamiento.
Compresor demasiado caliente	Compresor sobre-dimensionado.	Reducir carga de salmuera en el evaporador o sustituir el compresor.
	Enfriamiento de motor y cilindro insuficiente	Localizar falla en el condensador y en la válvula de expansión termostática.
	Poco líquido en el evaporador.	Obstrucción o falta de refrigerante.
	Carga de refrigerante en el evaporador demasiado baja.	Sustituir el compresor.
	Recalentamiento excesivo en el intercambiador de calor, o en el separador de líquido instalado en la línea de aspiración.	Cambiar el intercambiador de calor.
	Presión de condensación excesiva	Ver: "Presión de condensación excesiva".
Sonido de golpeteo Constante. Durante el arranque	Golpes de ariete de líquido en el cilindro debido a entrada de líquido en el compresor.	Reajustar la válvula de expansión a un recalentamiento inferior.

Tabla 23. (Continuación)

Sonido de golpeteo Constante. Durante el arranque	Desgaste en partes móviles del compresor, especialmente en los cojinetes.	Reemplazar el compresor.	
Compresor (Nivel de aceite excesivo en el cárter)	Demasiada cantidad de aceite	Vaciar aceite hasta el nivel correcto.	
Compresor (Nivel de aceite excesivo en el cárter) ARRANQUE	Absorción de líquido refrigerante en el aceite.	Revisar la resistencia del cárter. Temperatura ambiente demasiado baja.	
Compresor (Nivel de aceite en el cárter demasiado bajo)	Cantidad de aceite demasiado pequeña.	Cargar aceite demasiado pequeña.	
	Mal retorno de aceite del evaporador.	Líneas verticales de aspiración demasiado grandes.	Comprobar que la causa del aceite no sea debida a una acumulación de aceite en el evaporador.
		Falta de separación de aceite.	
		Falta de inclinación de la línea horizontal de aspiración.	
	Desgaste del pistón, aros o cilindros.	Reemplazar el compresor.	
Retorno de aceite del separador de aceite atascado total o parcialmente.	Limpiar o cambiar la línea de retorno de aceite, o el separador de aceite instalado.		
Compresor (Aceite en ebullición al arrancar)	Gran absorción de líquido refrigerante en el aceite del cárter a	Resistencia del cárter defectuosa.	



Tabla 23. (Continuación)

Compresor (Aceite en ebullición durante el funcionamiento)	Paso de líquido refrigerante desde el evaporador hacia el cárter del compresor.	Ajustar la válvula de expansión al máximo.
	Separador de aceite: La válvula no cierra completamente.	Cambiar el separador de aceite.
Compresor (Aceite descolorido)	Limpieza insuficiente durante el montaje.	Limpiar el circuito de refrigeración de ser necesario.
	Descomposición del aceite a causa de humedad en la instalación.	
	Descomposición del aceite a causa de temperatura demasiado alta en la línea de descarga.	Encontrar y eliminar la causa de la elevada temperatura. Ver: "Temperatura demasiado alta en la línea de descarga".
Compresor (Aceite descolorido)	Limpieza insuficiente durante el montaje.	Limpiar el circuito de refrigeración de ser necesario.
Compresor no arranca	Insuficiente o falta de tensión en la línea de suministro eléctrico.	Detener el proceso y revisar las instalaciones con un amperímetro o voltímetro
	Interruptor general en posición abierta.	Localizar fallo, repararlo
	Bobina quemada.	Cambiar el compresor.

Tabla 23. (Continuación)

Compresor no arranca	Protección termostática del motor cortada o defectuosa	Suciedad en el compresor daño en el revestimiento de cobre.	Limpiar refrigerante y sustituir el compresor.
		Tensión de alimentación demasiado baja.	Contactar al técnico responsable del fluido eléctrico.
		Devanados del compresor en cortocircuito (motor quemado)	Limpiar el sistema de refrigerante y cambiar el compresor y el filtro secador.
	Protectores de devanados del motor abiertos a causa de consumo excesivo de energía.		Averiguar la causa del excesivo consumo de corriente, subsanarla, arrancar la instalación cuando las bobinas se hayan enfriado.
	Contactos del arranque del motor quemados	Corriente de arranque excesiva.	Averiguar la causa eléctrica de sobrecarga del motor y cambiar el contactor.
Contactores demasiado pequeños.		Reemplazar el contactor por uno de mayor capacidad.	

Tabla 23. (Continuación)

Golpe de ariete de líquido en el compresor.	Otro equipo de seguridad cortado, mal ajustado o defectuoso.	Falta de aceite, aceite en ebullición.	Ver: "Compresores nivel de aceite demasiado bajo".
		Presóstato de alta presión.	Ver: "Presión de condensación demasiado alta".
		Presóstato de baja presión,	Ver: "Presión de aspiración demasiado baja".
		Concentración de salmuera demasiado baja, averías en la bomba de salmuera, filtro tapado salmuera, temperatura de evaporación demasiado baja.	Averiguar y subsanar la causa del caudal de salmuera reducido o la falta de éste en el circuito de salmuera.
		Termostato de protección de congelación.	Localizar y resolver la causa de la baja temperatura en el intercambiador de calor.
		Equipo de regulación cortado, mal ajustado o defectuoso;	Reemplazar el elemento averiado o regularlo si lo permite.
		Devanado del motor quemado.	Reemplazar el compresor.

Tabla 23. (Continuación)

	Trabado de los rodamientos o cilindros.	Suciedad en el sistema.	Limpiar el sistema y sustituir el filtro.
		Deposición de cobre en componentes mecanizados debido a la formación de ácidos.	Limpiar el sistema, reemplazar el filtro secador y el compresor.
		Lubricación insuficiente.	Ver: "Compresor, bajo nivel de aceite en el cárter".
Golpes de ariete de líquido en el compresor	La válvula de expansión está tarada a su máxima capacidad.	Cambiar la válvula, regularla o seleccionar otro número de orificio.	
	El recalentamiento de la válvula de expansión está ajustado a un valor demasiado pequeño.	Aumentar el recalentamiento en la válvula de expansión.	
	El bulbo de la válvula de expansión no tiene un buen contacto con la tubería de aspiración.	Comprobar la sujeción del bulbo a la tubería de aspiración.	
	El bulbo está situado en un lugar demasiado caliente o de alguna manera es golpeado por el aire que es impulsado a través del condensador.	Controlar la ubicación del bulbo o cambiarlo a una mejor posición	

Tabla 23. (Continuación)

La válvula solenoide no se abre	Falta de tensión en la bobina.	Controlar si la válvula está abierta o cerrada: Utilizar un detector magnético. Levantar la bobina y controlar si hay resistencia.
	Tensión o frecuencia incorrectas.	Medir la tensión en la bobina y probar que no sea superior al 10% y no inferior al 15%.
	Bobina quemada.	Reemplazar la bobina de la válvula.
	Presión diferencial demasiado alta.	Revisar la diferencia de presión de trabajo.
	Presión diferencial demasiado baja.	
	Impurezas en el diafragma.	Cambiar las partes defectuosas.
	Impurezas en el asiento de la válvula.	Limpiar la válvula.
	Corrosión en cavidades.	Cambiar las partes defectuosas y sus respectivas empaquetaduras.

Tabla 23. (Continuación)

Bobina quemada (bobina fría con tensión)	Tensión incorrecta.	Revisar las instalaciones eléctricas	
	Cortocircuito en la bobina (causado por humedades)	Revisar las conexiones del cable buscando cortocircuitos por falla del aislamiento eléctrico.	
	La armadura no se desplaza.	Tubo de armadura dañado.	Cambiar la parte defectuosa.
		Armadura dañada.	Cambiar la parte defectuosa.
Impurezas en el tubo de la armadura		Limpiar y probar si funciona de lo contrario cambiar la parte defectuosa.	
Bobina quemada (bobina fría con tensión)	Temperatura del medio demasiado alta.	Falla en la válvula, aumentar la ventilación en el medio alrededor de la bobina y la válvula.	
	Pistón o aro del pistón dañado	Cambiar las partes defectuosas.	
El presóstato de baja no apaga el compresor	Ajuste del diferencial demasiado elevado.	Incrementar el ajuste del rango o reduzca el diferencial.	
Presóstato de alta desconectado.	Presión de condensación demasiado alta.	Corrija los fallos mencionados.	
	Superficies del ventilador sucias u obstruidas.		
	Demasiado refrigerante en el sistema.		
	Aire en el sistema.		

Tabla 23. (Continuación)

<p>El termostato no arranca el compresor, aun cuando la temperatura del sensor sea superior al valor fijado.</p> <p>El compresor continúa funcionando aun cuando el sensor está a una temperatura inferior al valor fijado.</p>	<p>Daño del sensor de temperatura que mide dentro de la salmuera.</p>	<p>Sustituir el sensor de temperatura y ubíquelo en un lugar apropiado.</p>
	<p>Desprogramación intencional o no del termostato.</p>	<p>Revisar el cableado del sensor</p> <p>Reprograme la temperatura desde el botón SET del termostato.</p>
<p>Tanque con humedad externa</p>	<p>Aislamiento contaminado con humedad</p>	<p>Comprobar la estanqueidad del tanque revisando fisuras en la soldadura.</p>
<p>Congelación del intercambiador de calor</p>	<p>Bajo caudal de salmuera</p>	<p>Comprobar la apertura de la válvula del sistema.</p>
	<p>Fallo de la bomba de salmuera.</p>	<p>Verificar si la bomba se encuentra funcionando.</p>
	<p>Colapso de filtro de salmuera</p>	<p>Retirar el elemento filtrante y limpiarlo, nunca opere el equipo sin éste dispositivo de control porque puede causar taponamiento en el intercambiador de calor de placas y tendrá que sustituirlo por uno nuevo.</p>
	<p>Regulación de válvula de control caudal salmuera mal regulada.</p>	<p>Verifique el caudal de suministro al intercambiador.</p>

Fuente: Autores

## 7.6 Vida útil

Para estimar la vida útil del equipo se consideran varios aspectos como el factor de utilización, mismo que para el caso de un equipo de laboratorio no es simple aplicación ya que el sistema siempre que se encienda tendrá que vencer un diferencial de temperatura alto, sin embargo la empresa “Danfoss”, garantiza sus productos como de alta duración y sugieren considerar largos tiempos de vida útil de entre 17 y 25 años, siempre que exista un mantenimiento adecuado y la operación del equipo sea la correcta. (DANFOSS, 2004)

Sin embargo un parámetro a considerar es que el compresor posee aceite, mismo que al estar apagado, se deposita en el carter arrastrando consigo cualquier impureza, residuo o humedad que contamine el sistema recordando que en los sistemas frigoríficos existe interacción entre el refrigerante y el aceite por tanto se exponen tanto a altas presiones como a altas temperaturas, provocando desgaste y pérdida de las propiedades de trabajo del fluido, por estos motivos el diseño del compresor acopla un visor de aceite en el carter del compresor sirve para controlar el nivel del aceite además de control de impurezas, decoloración o cualquier anomalía que inmediatamente debe ser resuelta con la restitución del total del aceite para evitar desgaste en las partes lubricadas internas.



## CAPÍTULO VIII

### 8. ANÁLISIS DE COSTOS

#### 8.1 Costos del equipo

Todo el proceso del proyecto implica rubros de diferente índole, y su análisis nos lleva a la toma de decisiones constantemente hasta llegar a su culminación, estos gastos se dividen en directos e indirectos.

**8.1.1 Costos directos.** Estos rubros se subdividen en: el costo de los materiales, el costo de los equipos, el costo de las herramientas necesarias, el costo de la mano de obra y por último el costo que implica el transporte.

Tabla 24. Costo por materiales.

Denominación	Uni.	Cant.	Precio unit. (Usd.)	Subtotal (Usd.)
Unidad condensadora 3HP, R404 LCZ028E41Q Danfoss	u	1	2225.00	2225.00
Tubería de cobre 5/8 15 "Nacobre"	u	1	39.10	39.10
Tubería de cobre 1/2 "Nacobre"	u	1	28.56	28.56
Válvula solenoide 1/2" rosca 4,6TR EV "Danfoss"	u	1	65.00	65.00
Bobina para válvula solenoide 220V	u	1	34.00	34.00
Válvula de expansión tuerca R404 EQ 068Z3403 "Danfoss"	u	1	65.00	65.00
Orificio válvula expansión N. 4 T2/TE "Danfoss"	u	1	23.00	23.00
Caño aislante 5/8" x 1/2" "Armacell"	u	3	2.50	7.50
Controlador mt-512ri plus sit "Full gauge"	u	1	55.00	55.00
Intercambiador de calor de placas b3-030 3.0tr "Danfoss"	u	1	550.00	550.00

Tabla 24. (Continuación)

Cilindro refrigerante Suva-404A	u	1	150.00	150.00
Codo cobre 7/8"	u	1	1.60	1.60
Codo cobre 1/2"	u	1	0.80	0.80
Cloruro de calcio	Kg	150	0.60	90.00
Bomba jet 1/2	u	1	145.00	145.00
Tanque acero inoxidable 180X1X72	u	1	800.00	800.00
Codo rosca pp 3/4 x 90	u	3	0.58	1.74
Codo rosca pp 1/2 x 90	u	1	0.42	0.42
Neplo r/r 3/4	u	3	0.42	1.26
Buje r mr pp 3/4 X 1/2	u	1	0.19	0.19
Unión r/r pp 3/4	u	1	0.54	0.54
Neplo r/r 3/4 x 15 cm	u	4	0.85	3.40
Tomacorriente 220 voltios	u	1	6.50	6.50
Taípe	u	1	0.50	0.50
Selector 2 pos	u	1	1.60	1.60
Teflón amarillo	u	3	1.25	3.75
Silicón abro negro	u	1	3.53	3.53
Cable sucre 2 X 16 AWG	m	4	0.63	2.52
Taípe eléctrico 18M	u	1	0.88	0.88
Tamiz unión	u	1	1.02	1.02
Adaptador iM90	u	3	2.31	6.93
Auto perforante	u	7	0.31	2.17
Disco de corte	u	1	1.33	1.33
Neplo rm 1/2"	u	5	0.32	1.60
Neplo rm 3/4"	u	2	0.29	0.58
Codo 1r	u	1	1.29	1.29
Unión uni	u	2	1.60	3.20
Unión rh	u	4	0.53	2.12
Codo cach	u	2	1.06	2.12
Codo r r	u	4	0.55	2.20
Te r r p p	u	1	0.88	0.88
Teflón ci	u	2	0.70	1.40
Neplo 1r	u	5	0.41	2.05
Reductor	u	2	0.98	1.96
Neplo rm	u	2	0.84	1.68

Tabla 24. (Continuación).

Unión universal	u	1	3.56	3.56
Válvula de compuerta	u	1	16.06	16.06
Pintura	u	1	2.67	2.67
Tapón H1	u	1	0.41	0.41
Disco ult	u	1	0.98	0.98
Perfil 2"x 2" x 6m	u	1	19.00	19.00
Ventilador 7"	u	1	19.00	19.00
Fibra nylon 3mm	m	2	1.90	3.80
Contactador 40A	u	2	29.00	58.00
Timer 220V	u	1	14.00	14.00
Capacitor 259-227 440V	u	1	18.00	18.00
Relé térmico	u	1	38.00	38.00
Cable sucre 2 X 12 AWG	m	5	2.60	13.00
Lana de vidrio plancha	u	1	4.00	4.00
			I.V.A 12%	545.93
			<b>Total</b>	<b>5095.33</b> <b>Usd</b>

Fuente: Autores

Tabla 25. Costo por transporte

Denominación	Descripción	Valor Usd.
Transporte condensadora y varios	MEGAFRIO S.A UIO-RBBA	30
Transporte intercambiador de placas	MEGAFRIO S.A UIO-RBBA	30
Transporte tanque acero inoxidable	UIO-RBBA	50
Transporte trámites cloruro de calcio	CONSEP AMBATO	25
Transporte cloruro de calcio	HYH QUÍMICOS UIO-RBBA	35
Guía de remisión CONSEP (Transporte)	CONSEP QUITO	5
<b>Total</b>		<b>175 Usd.</b>

Fuente: Autores.

Tabla 26. Costo por mano de obra.

Denominación	Descripción	Valor (Usd.)
Técnico de refrigeración	Conexiones.	500
Técnico electricista	Instalación tomas	30
Soldador	Soldaduras varias.	70
<b>Total</b>		<b>600 Usd.</b>

Fuente: Autores.

Tabla 27. Costos directos.

Denominación	Valor (Usd.)
Costo de materiales	5095.33
Costo por transporte	175.00
Costo por mano de obra	600.00
<b>Total gastos directos</b>	<b>5810.33 Usd.</b>

Fuente: Autores.

**8.1.2 Costos indirectos.** Son los costos que no se relacionan directamente con el proceso de ensamble pero al final afectan al costo de producción.

Se consideran:

- Costos por ingeniería (del 10 al 15%) del costo directo.
- Costos por herramientas (el 5% del costo total de herramientas utilizadas).
- Costos por imprevistos.

Tabla 28. Costos indirectos.

Denominación	Valor (Usd.)
Costos por ingeniería	581.00
Costo por herramientas utilizadas	0.00
Costo por imprevistos	50.00
<b>Total cotos indirectos</b>	<b>631.00 Usd.</b>

Fuente: Autores.

**8.1.3 Costo total del equipo.** Los costos totales reflejan la suma tanto de costos directos como indirectos.

Tabla 29. Costo total del equipo.

<b>Denominación</b>	<b>Valor (Usd.)</b>
Costos directos	5810.33
Costos indirectos	631.00
<b>Costo total del equipo</b>	<b>6441.33 Usd.</b>

Fuente: Autores.

El equipo tiene un costo total de seis mil cuatrocientos cuarenta y un dólares con treinta y tres centavos de dólar americanos.

## CAPÍTULO IX

### 9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 9.1 Conclusiones

Para la realización de un proyecto siempre es importante contar con toda la bibliografía disponible sabiendo discernir cual es el mejor criterio que conlleve a al mejor desempeño, además de enmarcarse dentro de la normalización de todos los componentes para de ser necesario sean de fácil sustitución.

El diseño térmico e hidráulico del chiller se lo realizó considerando los parámetros ambientales de la ciudad de Riobamba obtenidos del Instituto Meteorológico por lo tanto los cálculos que se describen no podrán tener los mismos resultados al cambiar la ubicación geográfica.

En la selección de los equipos se priorizó el uso de todos los elementos de la marca “Danfoss”, considerando que es una empresa que normaliza sus productos y garantiza una larga vida útil, además es un proveedor que tiene publicaciones de apoyo para el diseño y construcción de equipos frigoríficos.

El aislamiento térmico seleccionado dio un aporte importante al diseño ya que gracias a sus propiedades de bajo coeficiente de conductividad térmica las pérdidas de calor por estructura resultante son alrededor del 1% de la carga térmica total.

Durante las pruebas se comprobó que el diseño coincide con lo obtenido en el rendimiento real del equipo sin embargo como novedades surgió la velocidad de enfriamiento que es mayor sobre los cero grados centígrados y mucho menor cuando es inferior, evidenciando que al equipo le exige más trabajar en temperaturas bajas relacionado directamente con los cambios físico-químicos de la salmuera durante el proceso.

Se realizó un completo manual de operación y mantenimiento, el cual debe siempre ser consultado al momento de un desperfecto o simplemente para llevar un control del funcionamiento del equipo.

Con el presente proyecto se contribuye con el desarrollo tecnológico del laboratorio de transferencia de calor de la Facultad de Mecánica, a pesar de los costos se considera una inversión sustentada en dar a conocer un equipo de gran presencia en la industria y con un gran margen de aplicaciones.

## **9.2 Recomendaciones**

Procurar que durante el funcionamiento del chiller los demás equipos del laboratorio que generen calor se encuentren apagados puesto que siendo un espacio cerrado el calor del recinto aumenta considerablemente por la falta de aireación perjudicando el normal intercambio de calor del condensador hacia el ambiente disminuyendo y poniendo en riesgo la instalación frigorífica.

Se debe tener muy en cuenta los pasos a seguir para el arranque adecuado del sistema de refrigeración, su mantenimiento y correcta aplicación en el caso de utilizar la salmuera para un trabajo específico.

Verificar durante el funcionamiento la carga de refrigerante través del visor de líquido.

Tener en cuenta que el equipo se diseñó y construyó para que los estudiantes se beneficien lo más posible de su operación por tanto sería ideal acoplar otros trabajos que apliquen el producto o salmuera para complementar la aplicación del chiller.

Garantizar mediante los técnicos encargados de la red eléctrica del laboratorio el correcto funcionamiento de las tomas para garantizar al equipo el flujo de amperaje para evitar daños por falla de las instalaciones, o a su vez instalar un transformador independiente para todos los equipos salvaguardando definitivamente su correcto funcionamiento.

Garantizar la vida útil del equipo haciéndolo operar con frecuencia por lo menos una vez cada quince días considerando en especial el deterioro que ocasiona la falta de lubricación del compresor por la acumulación del aceite en el cárter, considere utilizar el visor de aceite instalado en el compresor para observar cualquier anomalía en el mismo como decoloración, bajo nivel o burbujeo, de ser así refiérase a la tabla 23.

## Bibliografía

- ASHRAE. (1990). Refrigeración. En ASHRAE, *Sistemas y aplicaciones*.
- CENGEL, Y. (1998). *Transferencia de calor*. Madrid: Mc Graw-Hill.
- CHAPMAN, A. J. (1984). *Transferencia de calor*. Madrid: Bellisco.
- COPELAND. (2010). Manual de refrigeración. En Copeland.
- DANFOSS. (2004). *Automatización de instalaciones de refrigeración comerciales*. Mexico: Danfoss.
- DANFOSS. (2013). *C55-EU Evaporator Power saving*. Mexico: Danfoss.
- DANFOSS. (2013). *Lista de precios 2013*. Colombia: Danfoss.
- HOLMAN, J. P. (1997). *Transferencia de calor*. Madrid: Mc Graw Hill.
- INCROPERA, F. (1999). Fundamentos de transferencia de calor. En F. Incropera. Mexico: Pearson Prentice Hall.
- MATAIX, C. (2001). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Mexico: Oxford University Press Mexico.
- OCCIDENTAL. (23 de 01 de 2006). *Manual de cloruro de calcio CaCl<sub>2</sub>*. Recuperado el 01 de 10 de 2013
- PHILLIPS, A. (17 de 11 de 2010). *Brine Flids Modifications*. Recuperado el 2 de 11 de 2013, de [www.geo.com](http://www.geo.com)
- TECUMSEH. (2002). *Aplicaciones de refrigeración*. Inglaterra: Tecumseh.
- Universidad de Valladolid. (2005). *uva*. Recuperado el 01 de Noviembre de 2013, de [www5.uva.es](http://www5.uva.es)
- VALENZUELA, R. (2010). Apuntes de refrigeración. En R. Valenzuela, *Apuntes de transferencia de calor*. Riobamba: s.n.
- VILLANUEVA, R. (1995). *Tipos de refrigerantes*. 1995: Dupond.