

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN PARA USO
DIDÁCTICO, UTILIZANDO AGUA Y SALES DE
BROMURO DE LITIO**

PRESENTADO POR:

**EDGARDO ALFREDO CÁRCAMO PALENCIA
GUILLERMO ALFONSO RIVAS MARTÍNEZ
MILSON VALLE CERNA**

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, ABRIL DE 2016

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR INTERINO :

LIC. JOSE LUIS ARGUETA ANTILLÓN

SECRETARIA GENERAL :

DRA. ANA LETICIA ZAVALA DE AMAYA

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN PARA USO
DIDÁCTICO, UTILIZANDO AGUA Y SALES DE
BROMURO DE LITIO**

Presentado por :

**EDGARDO ALFREDO CÁRCAMO PALENCIA
GUILLERMO ALFONSO RIVAS MARTÍNEZ
MILSON VALLE CERNA**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

ING. GUSTAVO SALOMÓN TORRES RÍOS LAZO

San Salvador, Abril de 2016

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

ING. GUSTAVO SALOMÓN TORRES RÍOS LAZO

AGRADECIMIENTOS

A DIOS TODOPODEROSO.

Por haberme dado la sabiduría y los recursos necesarios para hacer este triunfo una realidad.

A MIS PADRES.

Edgardo Alfredo Cárcamo

Rosa Angélica Palencia Lemus

Con amor y sacrificio inmensurable que me han ofrecido durante el recorrido de mi vida, y hoy agradezco con este triunfo por todo el esfuerzo realizado.

A MIS HERMANOS

Con su alegría y su ejemplo me infundieron la motivación de seguir luchando hasta conseguir mi objetivo.

A MI NOVIA.

Rocío, Quien con su amor y su apoyo incondicional me motivo a alcanzar tan importante triunfo.

GRACIAS

Edgardo Alfredo Cárcamo Palencia

AGRADECIMIENTOS

A Dios todo poderoso por siempre mantenerme en su mira, guiarme y permitirme culminar este proceso tratando de hacer las cosas bien.

A mi madre, Marlene del Carmen Martínez, por su cariño, porque siempre está apoyándome y dando lo mejor para salir adelante, gran parte del triunfo es por ella porque viéndola trabajar siempre ha sido mi motivo de inspiración, fortaleza y rectitud.

A mi padre, Nelson Ricardo Rivas Batres, porque ha sido fundamental en los momentos de ayuda y respaldarme a veces sin saber las consecuencias, pero siempre creyendo en mí.

La última de la terna pero no menos importante mi hermana Katherine Rocío Rivas, porque siempre me escucha, ayuda y me regaña en los momentos oportunos cosa que siempre agradezco.

No puedo dejar de mencionar al resto de la familia por el consejo, las palabras de apoyo, que siempre me brindan. Gracias a todos.

A nuestro asesor de Trabajo de Graduación porque sin duda alguna siempre se aprenderá algo de él, gracias por los consejos, la ayuda y decisiones tomadas en los momentos oportunos de nuestra estancia en la universidad, Ing. Gustavo Salomón Torres Ríos Lazo. Al Lic. José Antonio Caballero por la pequeña pero valiosa asesoría en el momento adecuado de este trabajo de graduación.

Agradezco a los compañeros con quien trabaje desde los inicios en Santa Ana hasta los últimos años de la carrera, de algunos aprendí mucho sin que se dieran cuenta y otros que enriquecieron la vivencia de estudiante muy valiosa también.

“La comunicación, la conciencia y la perseverancia con objetivos claros y justos siempre serán importantes”.

Guillermo Alfonso Rivas Martínez

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios primeramente por permitirme la vida, la salud y las múltiples bondades para poder culminar una etapa más en mi vida, he logrado una de muchas metas planteadas y sé que con su ayuda alcanzaré las demás.

También doy las gracias a mi familia que han sido un apoyo muy especial y en muchos momentos de mi vida como estudiante fueron la razón de mis esfuerzos y sacrificios, fueron las personas que siempre estuvieron a mi lado, me ayudaron y me incentivaron a seguir en los momentos difíciles.

A mi madre Vilma Eriselda quien es un tesoro en mi vida, siempre me demostró su gran amor y me enseñó a hacer las cosas bien sin importar lo que costara.

A mi padre Gabriel quien me enseñó a ser fuerte en las adversidades y a echarle ganas, a aprender que las cosas se ganan luchando.

A mis hermanas Ivón, Zulmy y a mis sobrinas Alexandra y Sara que son las personas que estuvieron cerca de mí a lo largo de mi carrera, y a las personas de grato recuerdo en mi vida, mi abuela Julia y mi abuela Gladis, quienes fueron mis segundas madres.

Agradezco de manera muy especial a mi amada esposa que me ha brindado su apoyo incondicional con amor y sinceridad, ha estado conmigo en momentos buenos y malos, su familia quienes han sido un refugio para mí y me dieron palabras de ánimo.

Al mismo tiempo agradezco a las personas que me apoyaron de manera especial y que sin la ayuda de ellos no hubiera alcanzado mi objetivo, dichas personas son: Elí y familia, Nélide y familia, Yolanda y familia, Héctor Miguel y familia.

A todos mis compañeros y amigos que siempre fueron mis hermanos cuando estaba lejos de mi familia, fueron mi segunda familia, han sido de mucha ayuda para aprobar las materias, culminar este trabajo y ganar muchas experiencias de vida.

Milson Valle Cerna

RESUMEN

El equipo construido es una unidad de laboratorio que permite familiarizarse con los principios, conceptos básicos y la demostración de la refrigeración por absorción.

Estos sistemas se usan normalmente en aplicaciones que se encuentran en localizaciones remotas donde el suministro de electricidad no está disponible y se pueden adaptar fácilmente energía solar, energía térmica, etc.

El equipo es un sistema de simple efecto, esto se refiere a que solo hay una etapa de separación de la solución agua-bromuro de litio. Para establecer las temperaturas de funcionamiento se seleccionó en el rango de refrigeración comercial específicamente la refrigeración para verduras que comprende el rango de 7°C - 14°C.

El fluido utilizado en el ciclo de refrigeración empleado es una solución de agua y sales de bromuro de litio, siendo el refrigerante el agua y el absorbente las sales de bromuro de litio. Una importante ventaja es que estos agentes utilizados son totalmente inocuos para el medio ambiente. El ciclo aprovecha la gran afinidad del agua con el bromuro de litio, siendo utilizada el agua como agente frigorífico dado que es fácilmente absorbido por éstas sales.

El equipo dispone de un generador ó calentador, donde la solución de agua y bromuro se calienta en su interior a una presión elevada. Por ebullición se separa, por un lado, vapor con una elevada concentración de agua, denominada solución concentrada, y, por otra parte, una solución de bromuro de litio.

El vapor pasa a través de un condensador (intercambiador de carcasa y tubos) donde se enfría hasta su condensación y se lleva a estado líquido, reduciendo su temperatura.

Esta solución concentrada de agua se enfría más y se reduce su presión, para entrar en el evaporador. Debido a esta diferencia de presión, se evapora a baja temperatura. El equipo dispone de un depósito del absorbedor, donde conviven la solución rica de agua en estado líquido formada en el absorbedor y el vapor de agua proveniente del evaporador.

El absorbedor permite obtener una baja presión en el evaporador, para que el refrigerante (agua) ebulle a una menor temperatura, tomando el calor necesario de las sales de bromuro de litio, reduciendo su temperatura.

En el generador se calienta la solución líquida rica en agua proveniente del absorbedor con el fin de separar los vapores de agua pura y el bromuro de litio (absorbedor). Los vapores de agua se dirigen al condensador y la solución pobre va al absorbedor donde se produce de nuevo la absorción del vapor de agua.

Por consiguiente, mediante la utilización del equipo se podrán familiarizarse con cada uno de los componentes individuales de un equipo de refrigeración por absorción y tendrán la posibilidad de conocer, en cualquier momento, la medida de:

- La temperatura en el absorbedor, condensador.
- La temperatura a la entrada del depósito generador.
- La temperatura en el depósito del evaporador.
- La potencia consumida.
- COP (coeficiente térmico de operación)

Y desarrollar ensayos prácticos como:

- Identificación de los Componentes Básicos del Circuito de Refrigeración por Absorción.
- Balanceo de masa de los Componentes Básicos del Circuito de Refrigeración por Absorción.

- Calculo de Intercambio de Calor de los Componentes Básicos del Circuito de Refrigeración por Absorción.
- Estudio de los Refrigerantes más utilizados en el Circuito de Refrigeración por Absorción haciendo uso de un Programa de Simulación.
- Estudio del comportamiento del ciclo de refrigeración por absorción variando la concentración y masa del Absorbente y del refrigerante haciendo uso de un Programa de Simulación.

ÍNDICE TEMÁTICO

INTRODUCCIÓN.....	I
1. GENERALIDADES	1
1.1. ANTECEDENTES HISTÓRICOS DE LA REFRIGERACIÓN	1
1.1.1 FRÍO NATURAL.....	1
1.1.2 PRIMEROS MÉTODOS ARTIFICIALES: LA MEZCLA DE REFRIGERANTES	2
1.1.3 LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA.....	3
1.1.4 LA REFRIGERACIÓN TÉRMICA. LA MÁQUINA FRÍGORÍFICA DE ABSORCIÓN	4
1.2 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	4
1.2.1 EVAPORADOR.....	5
1.2.2 COMPRESOR.....	5
1.2.3 CONDENSADOR.....	6
1.2.4 DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN	6
1.3 FUNDAMENTOS DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE REFRIGERACIÓN.....	7
1.4 DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	9
1.4.1 CICLO INVERTIDO DE CARNOT.....	9
1.4.2 CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	11
1.4.3 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	14

1.4.4	CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS	16
1.5	REFRIGERANTES UTILIZADOS ACTUALMENTE	16
1.5.1	DEFINICIÓN	17
1.5.2	REFRIGERANTES UTILIZADOS EN LA ACTUALIDAD	17
1.5.3	NOMENCLATURA DE LOS REFRIGERANTES.....	19
1.6	APLICACIONES DE LA REFRIGERACIÓN	20
2.	REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	21
2.1.	MÁQUINAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	22
2.1.1	COMPONENTES.....	24
2.1.2	CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	29
2.2	SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON AMONIACO	37
2.3	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON MEZCLA DE AGUA Y SALES DE BROMURO DE LITIO	40
2.4	PROBLEMAS DE FUNCIONAMIENTO.....	45
2.5	MEJORAS DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN	48
2.6	USO DE LAS ENERGÍAS ALTERNATIVAS.....	50
2.7	COMPARACIÓN ENTRE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR Y SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	53
3.	DISEÑO	62

3.1	DISEÑO TERMODINÁMICO	62
3.1.1	CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA.....	63
3.1.2	CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA.....	65
3.1.2.1	BALANCE DE ENERGÍA EN EL SISTEMA.....	70
3.1.1.1	CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSICOS DEL SISTEMA... 70	
3.1.1.2	CÁLCULO DE CALORES EN LOS COMPONENTES.....	73
3.1.1.3	CÁLCULO DE TRABAJO REALIZADO POR LA BOMBA. 75	
3.1.1.4	CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN	76
3.1.2.6	RESUMEN DE LA CARACTERIZACIÓN COMPLETA DEL SISTEMA	77
3.2	DISEÑO MECANICO	78
3.2.1	SELECCIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	78
3.2.2	EL INTERCAMBIADOR DE CASCO Y TUBOS.....	80
3.2.3	PROCEDIMIENTO A SEGUIR PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	83
3.2.4	DISEÑO DEL CONDENSADOR.....	90
3.2.4.1	DATOS DE ENTRADA	92
3.2.4.2	DIAGRAMA TÉRMICO	92
3.2.4.3	SELECCIÓN DE DIÁMETRO, ESPESOR, MATERIAL Y CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS.....	92
3.2.4.4	CALCULO DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA..	93
3.2.4.5	CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE	

	TRANSFERENCIA DE CALOR	94
3.2.4.6	CÁLCULO PARA LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO Y LONGITUD	100
3.2.4.7	CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS	101
3.2.4.8	PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBOS .	101
3.2.4.9	CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS.....	106
3.2.5	DISEÑO DEL EVAPORADOR.....	106
3.2.5.1	DATOS DE ENTRADA	107
3.2.5.2	DIAGRAMA TÉRMICO	108
3.2.5.3	SELECCIÓN DE DIÁMETRO, ESPESOR, MATERIAL Y CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS.....	108
3.2.5.4	CÁLCULO DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA	109
3.2.5.5	CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR	110
3.2.5.6	CÁLCULO PARA LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO Y LONGITUD	115
3.2.5.7	CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS	116
3.2.5.8	PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBOS .	117
3.2.5.9	CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS	121
3.2.6	DISEÑO DEL ABSORBEDOR.....	121

3.2.6.1	DATOS DE ENTRADA	123
3.2.6.2	DIAGRAMA TÉRMICO	123
3.2.6.3	SELECCIÓN DE DIÁMETRO, ESPESOR, MATERIAL Y CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS.....	123
3.2.6.4	CÁLCULO DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA.	124
3.2.6.5	CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA CALOR	125
3.2.6.6	CÁLCULO PARA LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO Y LONGITUD	136
3.2.6.7	CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS	137
3.2.6.8	PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBO ...	138
3.2.6.9	CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS.....	142
3.2.7	DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE SOLUCIÓN	142
3.2.7.1	DIAGRAMA TÉRMICO	144
3.2.7.2	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA.....	145
3.2.7.3	CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA CALOR	146
3.2.7.4	CÁLCULO PARA LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO Y LONGITUD	157
3.2.7.5	CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS	158

3.2.7.6	PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBO ...	159
3.2.7.7	CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS.....	162
3.2.8	DISEÑO DEL GENERADOR.....	163
3.2.8.1	SELECCIÓN DE FUENTE DE CALOR.....	163
3.2.8.2	DATOS DE ENTRADA.....	166
3.2.8.3	CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS.....	167
3.2.9	CARACTERÍSTICAS DE TRABAJO DEL BANCO DE REFRIGERACIÓN.....	167
4.	CONSTRUCCIÓN.....	168
4.1	REQUERIMIENTOS DE DISEÑO VRS. DISPONIBILIDAD EN EL MERCADO	168
4.1.2	PROCEDIMIENTO DE CONSTRUCCION GENERAL.....	169
4.1.2.1	FABRICACIÓN DEL HAZ DE TUBOS.....	169
4.1.2.2	FABRICACIÓN DE CARCASA.....	170
4.1.2.3	FABRICACIÓN DE CABEZALES.....	171
4.1.2.4	ENSAMBLE DE COMPONENTES DE CADA INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	172
4.1.2.5	ACOPLE DE LOS DIFERENTES DISPOSITIVOS DEL SISTEMA.....	173
4.1.2.6	IMÁGENES DE LOS COMPONENTES	174
4.1.3	CONDICIONES DE TRABAJO DE CADA ELEMENTO.....	175
4.1.3.1	RESUMEN DE CONDENSADOR.....	175

4.1.3.2	RESUMEN DE EVAPORADOR.....	175
4.1.3.3	RESUMEN DE ABSORBEDOR.....	175
4.1.3.4	RESUMEN DE GENERADOR.....	175
4.1.3.5	RESUMEN DE INTERCAMBIADOR DE SOLUCIÓN..	176
4.2	SELECCIÓN DE AISLAMIENTO	176
4.3	CAÍDAS DE PRESIÓN.....	180
4.4	ELEMENTOS DE CONTROL	180
4.5	COSTOS DE FABRICACIÓN	181
5.	FUNCIONAMIENTO GENERAL	184
5.1.	INTRUCCIONES GENERALES	184
5.2.	CONDICIONES DE TRABAJO Y DESCRIPCION DEL CICLO DE ABSORCIÓN.....	185
5.3.	PREPARACIÓN DE SOLUCIÓN AGUA-BROMURO DE LITIO.....	186
5.4.	PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN.....	189
5.5.	MANTENIMIENTO.....	191
	CONCLUSIONES.....	195
	RECOMENDACIONES.....	197
	BIBLIOGRAFÍA.....	198
	ANEXOS.....	201
1.	TABLA DE CARGA DE TRANSMISIÓN DE CALOR EN PAREDES ...	201
2.	TABLA DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA.....	202
3.	TABLA DE TEMPERATURA Y ENTALPIAS PARA BROMURO DE LITIO	203
4.	CARTA DE EQUILIBRIO PARA LA SOLUCIÓN ACUOSA DE Br-Li....	204

5. TABLA DE CONSTANTES EMPÍRICAS PARA CALCULAR EL DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS	205
6. GRÁFICA PARA DETERMINAR LA CLARENCIA DIAMETRAL	205
7. GLOSARIO DE FÓRMULAS UTILIZADAS	206
8. GLOSARIO DE TÉRMINOS TÉCNICOS.....	211
9. GUÍAS DE LABORATORIO.....	218
PLANOS DE CONSTRUCCIÓN.....	256

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.3.1 Refrigerador.....	8
Figura 1.3.2 Bomba de calor.....	9
Figura 1.4.1.1 Esquema de refrigerador de Carnot.....	10
Figura 1.4.1.2. Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot.....	11
Figura 1.4.2.1 Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	12
Figura 1.4.3.1 Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	15
Figura 1.4.4.1 Esquema y diagrama T-s para el ciclo de refrigeración por gas.....	16
Figura 2.1.1.1 Esquema General de Refrigeración por Absorción.....	22
Figura 2.1.1.2 Esquema de Absorbedor en una maquina por absorción.....	25
Figura 2.1.1.3 Esquema de Condensador de una máquina de absorción.....	26
Figura 2.1.1.4 Esquema de Evaporador de una máquina de absorción.....	27

Figura 2.1.2.1 Funcionamiento de la máquina de absorción según la zona de cristalización	37
Figura 2.3.1 Ciclo de absorción LiBr-H ₂ O de simple efecto.....	42
Figura 2.4.1 Línea de Cristalización en una máquina de absorción.....	48
Figura 2.7.1 Comparativa entre refrigerantes y absorbentes.....	56
Figura 2.7.2 Esquema de transformaciones de la energía para producir frío por medio de un sistema de refrigeración por compresión.....	58
Figura 2.7.3 Esquema de transformaciones de la energía para producir frío por medio de un sistema de refrigeración por absorción.....	59
Figura 3.1.1 Esquema del sistema de refrigeración por absorción.....	62
Figura 3.2.2.1 Esquema de Intercambiador de Tubo y Carcasa.....	81
Figura 3.2.4.1 Esquema del Condensador.....	91
Figura 3.2.4.2.1 Diagrama Térmico del Condensador.....	92
Figura 3.2.4.3.1 Disposición de los Tubos.....	93
Figura 3.2.4.4.1 Perfil de temperaturas para el flujo contracorriente en el condensador.....	94
Figura 3.2.4.5.1 Perfil de Resistencias térmicas para el condensador.....	98
Figura 3.2.5.1 Esquema del Evaporador.....	107
Figura 3.2.5.2.1 Diagrama térmico del Evaporador.....	108
Figura 3.2.5.3.1 Disposición de los Tubos.....	109
Figura 3.2.5.4.1 Perfil de temperaturas para el flujo contracorriente en el evaporador.....	109
Figura 3.2.5.5.1 Perfil de Resistencias térmicas en los tubos del evaporador.....	113
Figura 3.2.6.1 Esquema del Absorbedor.....	122
Figura 3.2.6.2.1 Diagrama térmico del Absorbedor.....	123
Figura 3.2.6.3.1 Distribución de tubos para el Absorbedor.....	124

Figura 3.2.6.4.1 Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del absorbedor...	124
Figura 3.2.6.5.1 Película descendente de Solución Acuosa de LiBr.....	128
Figura 3.2.6.5.1 Perfil de Resistencias térmicas en los tubos del absorbedor.....	134
Figura 3.2.7.1 Esquema del Intercambiador de Solución.....	143
Figura 3.2.7.1.1 Diagrama térmico del Intercambiador de Solución.....	144
Figura 3.2.7.2.1 Disposición de los Tubos.....	145
Figura 3.2.7.3.1 Perfil de temperaturas para el flujo contracorriente en el Intercambiador de solución.....	145
Figura 3.2.7.4.1 Perfil de resistencias en los tubos del Intercambiador de Solución.....	156
Figura 3.2.8.1 Esquema de Generador.....	163
Figura 4.1.2.5.1 Acople del Sistema de Refrigeración.....	173
Figura 4.1.2.6.1 Intercambiador de Solución.....	174
Figura 4.1.2.6.2 Intercambiador de Solución.....	174
Figura 4.1.2.6.3 Absorbedor.....	174
Figura 4.1.2.6.4 Absorbedor.....	174
Figura 4.2.1 Esquema del Aislamiento del Sistema de Refrigeración por Absorción.....	179
Figura 5.1.1 Instrucciones para Operar el Equipo.....	184
Figura 5.1.2 Instrucciones para Cargar y Descargar el Equipo.....	184
Figura 5.3.2.1 Balanza Gravimétrica.....	188
Figura 5.3.2.2 Bromuro de Litio.....	188

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1.2.1 Antecedentes Históricos de los Métodos Artificiales.....	2
Tabla 1.1.3.1 Antecedentes Históricos de la Refrigeración Mecánica.....	3
Tabla 1.1.4.1 Antecedentes Históricos de la Refrigeración Térmica por Absorción.....	4
Tabla 1.5.3.1 Nomenclatura de Refrigerantes.....	19
Tabla 1.6.1 Aplicaciones de la Refrigeración.....	20
Tabla 2.1.1.1 Clasificación de Absorbedores.....	24
Tabla 2.1.2.1 Clasificación de Maquina de Doble Efecto.....	34
Tabla 2.2.1 Propiedades del Amoníaco.....	38
Tabla 2.2.2 Comparación de propiedades termodinámicas entre amoníaco.....	39
Tabla 2.3.1 Propiedades Físicas y Químicas del Bromuro de Litio.....	41
Tabla 2.7.2 Comparación de aspectos en sistemas de refrigeración por absorción vrs Compresión.....	61
Tabla 3.1.2.6.1 Caracterización de los puntos del Sistema.....	77
Tabla 3.1.2.6.2 Caracterización de los elementos del Sistema.....	77
Tabla 3.2.4.9.1 Resumen de Propiedades del Condensador.....	106
Tabla 3.2.5.9.1 Resumen de Propiedades del Evaporador.....	121
Tabla 3.2.6.9.1 Resumen de Propiedades del Absorbedor.....	142
Tabla 3.2.6.9.1Resumen de Propiedades del Intercambiador de Solución.....	162
Tabla 3.2.8.1.1 Asignación de Peso.....	164
Tabla 3.2.8.1.2 Escalas de Evaluación.....	164
Tabla 3.2.8.1.3 Comparativa.....	166
Tabla 3.2.8.3.1 Resumen de Propiedades del Generador.....	167
Tabla 3.2.9.1 Resumen de Trabajo de banco de Refrigeración.....	167

Tabla 4.1.1Requerimeintos de Diseño vrs. Disponibilidad en el Mercado.....	168
Tabla 4.1.4.1Resumen de Características de Banco de Refrigeración.....	176
Tabla 4.2.1 Espesor mínimo de aislamiento para tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes.....	178
Tabla 4.2.2 Espesor mínimo de aislamiento para tuberías y accesorios que transportan fluidos fríos.....	178
Tabla 4.2.3 Resumen de los tramos de tubería con espesor recomendado...	178
Tabla 4.2.3 Resumen de los elementos con espesor recomendado.....	179
Tabla 4.3.1 Resumen caídas de presión en los tramos del circuito de refrigeración.....	180
Tabla 4.5.1 Costos de Fabricación.....	181

LISTADO DE SIMBOLOGÍA

- A : Area Superficial de contacto en los tubos
- A_t : Area para cada tubo
- A_i : Area Interna del tubo
- A_e : Area Superficial de Contacto con los tubos
- A_{total} : Area Superficial de Intercambio de Calor
- a_s : Área transversal de flujo en la carcasa
- a_t : Área transversal de flujo de tubería
- C_p : Calor específico del líquido
- $C_{p,s}$: Calor específico de la solución
- C_{sf} : Constante experimental dependiente de la combinación superficie fluido
- COP: Coeficiente de Operación
- D_b : Diámetro del haz de tubos
- D_e : Diámetro equivalente
- D'_e : Diámetro equivalente Corregido
- d : Diámetro del tubo
- d_e : Diámetro externo de tubos
- d_i : Diámetro interno de tubos
- d_n : Diámetro nominal de tubos
- d_c : Diámetro Interior de la carcasa
- f : Coeficiente de Pérdida de carga en tubería
- g : Constante Gravitacional
- G_t : Flujo másico de velocidad en tubería
- G_s : Velocidad másico de la carcasa
- h : Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección
- h_{fg} : Entalpía de vaporización

- h_i : Coeficiente de Convección en el Interior
- h_e : Coeficiente de Convección en el Exterior
- k : Conductividad térmica
- k_{ac} : Conductividad térmica del acero a temperatura de saturación
- k_s : Conductividad térmica de la solución
- k_1, C_1 : Constantes empíricas
- L : Longitud por Tubo
- \dot{m}_{H_2O} : flujo másico de agua de calentamiento
- \dot{m}_{GE} : flujo másico en el Generador
- \dot{m}_{EV} : flujo másico en el Evaporador
- \dot{m}_{CON} : flujo másico en el Condensador
- \dot{m}_{AB} : flujo másico en el Absorbedor
- n : Constante experimental que depende del fluido
- n_t : Número de tubo
- N_e : Pasos tubos (columnas de tubos)
- N_u : Numero de Nusselt
- Pr_f : Número de Prant del fluido
- Q : Calor necesario de trabajo en cada componenete
- r_i : Radio Interno de los tubos
- r_e : Radio Externo de los tubos
- R : Resistencia Térmica
- R_i : Resistencia Térmica de Convección en el interior de los tubos
- R_{ac} : Resistencia por Conducción del Material de los tubos, a temperatura de saturación
- R_e : Resistencia Térmica de Convección Exterior
- Re : Número de Reynolds
- Re_c : Número de Reynolds Corregido

- R_f : Factor de Incrustación
- S : gravedad específica
- ΔT : Temperatura Promedio
- T_s : Temperatura superficial del calentador
- T_s : Temperatura de la solución en °C
- ΔT_m : temperatura media logarítmica
- T_{sat} : Temperatura de saturación del líquido
- U_e : Coeficiente de Transferencia de Calor Global
- U_{op} : Coeficiente de Transferencia de Calor Global corregido
- v : velocidad
- x : concentración en peso de Bromuro de Litio
- ΔP_r : Caída de presión por Retorno
- ΔP_t : Caída de presión en tubos
- ΔP_s : Caída de presión en la carcasa
- ΔP_T : Caída de Presión Total
- μ_l : Viscosidad de la mezcla
- μ_s : Viscosidad dinámica de la solución
- ρ_l : Densidad del líquido
- ρ_v : Densidad del vapor
- ρ_s : Densidad de la solución
- σ : Tensión superficial entre líquido y vapor

INTRODUCCIÓN

La refrigeración se desarrolla desde hace varios siglos y constantemente surgen nuevas técnicas para la obtención de frío, que van siendo aplicadas a los modelos ya existentes de refrigeración; en el caso particular de nuestro país que posee un clima tropical en muchos hogares se hace uso de aires acondicionados, al mismo tiempo es de nuestro conocimiento que el sector industrial en su mayoría utilizan sistemas de refrigeración y es una de las áreas más importantes para contribuir al ahorro energético y a la disminución de la contaminación, debido a que los sistemas típicos o tradicionales de refrigeración usan refrigerantes muy contaminantes a la atmósfera, por lo que se hace necesario cambiar a sistemas alternativos que ayuden a disminuir estos efectos.

Es aquí donde se puede observar una aplicación muy efectiva del sistema de refrigeración por absorción, porque es el calor el que necesitamos para que dicho sistema funcione y sería muy importante que las empresas busquen medidas alternativas que supla sus necesidades de una forma sostenible.

Estos argumentos motivan la investigación acerca de la refrigeración por absorción utilizando como refrigerante agua y como absorbente sales de bromuro de litio que en la actualidad se encuentra muy desarrollada, siendo una forma viable para contribuir con el planeta, como también son sistemas de más fácil mantenimiento; sin dejar de mencionar que tienen menor eficiencia que los sistemas por compresión de vapor.

En este documento se describen los aspectos importantes de la refrigeración, detallando sus componentes y los diferentes sistemas existentes hasta el momento. Detallando en mejoras, ventajas e inconvenientes del sistema; así como el método para diseñar y manual de

construcción un banco de refrigeración por absorción para uso didáctico en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador en el cuál se pueda observar de primera mano el funcionamiento del sistema antes mencionado. Finalmente se presentan los costos de fabricación del banco de refrigeración, luego de hacer pruebas se proporciona el manual de operación de la máquina, que es un insumo complementario, que busca:

- Fomentar el uso de estas alternativas de refrigeración.
- Cuidar del buen uso del banco de refrigeración por absorción.
- Establecer una guía para tomar las precauciones necesarias y manipular responsablemente el equipo y las sustancias de trabajo.
- Impulsar con las guías de laboratorio, la adecuada formación en la refrigeración por absorción

1. GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS DE LA REFRIGERACIÓN [1]

La refrigeración data desde hace varios siglos, a continuación se dan a conocer varias etapas de desarrollo y cambios que ha experimentado:

1.1.1 FRÍO NATURAL

- Utilización del hielo Antes de Cristo

El arte de la refrigeración basado en el hielo natural es muy antiguo y se practicó mucho antes de construirse cualquier máquina térmica. Hay escritos chinos, anteriores al primer milenio a.C. que describen ceremonias religiosas para llenar en invierno y vaciar en verano sótanos de hielo. Los antiguos romanos utilizaban el hielo de los Apeninos, y en la Edad Media caravanas de camellos transportaban hielo desde el Líbano a los palacios de los califas en Damasco y Bagdad. Otros escritos antiguos describen cómo los egipcios, hindúes y otros pueblos, empleaban procedimientos para producir hielo artificialmente, en general parecidos en sus principios.

- Utilización del hielo Después de Cristo

Los griegos y los romanos comprimían la nieve en pozos aislados con pasto, paja y ramas de árboles. La nieve comprimida se convertía en hielo para ser usado en épocas de mayor calor. Esta práctica ha llegado hasta casi mediados del siglo XX en algunas zonas rurales catalanas, donde existían los llamados pous de glaç. A medida que se iba echando la nieve o el hielo en estos pozos, se rociaban con agua helada y, una vez llenos, se cubrían con paja y tablas que aislaban el hielo del calor exterior, así conservaban hielo preparado en invierno.

1.1.2 PRIMEROS MÉTODOS ARTIFICIALES: LA MEZCLA DE REFRIGERANTES

La utilización de los procesos químicos mediante mezclas refrigerantes se puede considerar como una etapa intermedia entre el frío natural y el frío artificial, y desde la antigüedad se conocía que añadiendo ciertas sales al agua, como por ejemplo el nitrato sódico, se consigue disminuir su temperatura.

Tabla 1.1.2.1 Antecedentes Históricos de los Métodos Artificiales

Siglo IV-XVI	En la India en el siglo IV y en la península Ibérica los Omeyas introdujeron en Córdoba los sorbetes que elaboraban usando una mezcla de nieve con salitre.
Siglo XVII	Se descubrió que podía utilizarse una mezcla de agua con sal para congelar el agua. Las mezclas refrigerantes son utilizadas en la investigación científica por Robert Boyle (1627 –1691) y por el astrónomo físico francés Philippe Laire (1677 - 1719)
Siglo XVIII	Físicos y químicos emplean mezclas refrigerantes en el laboratorio. Destaca en su estudio Antoine Baumé, (1728 - 1804), quien inventó la escala de areómetro de su nombre, en 1760 formó hielo artificial gracias a que el éter expuesto al aire se evapora con la mayor prontitud y produce al evaporarse un frío muy sensible en el cuerpo.
Siglo XIX	Von Karsten en 1840, Hanemann en 1864, Rüdorff en 1869, Pfandler en 1875 y Brendel en 1892 estudiaron las leyes que rigen las mezclas frigoríficas, y las mezclas de hielo y sal común, que permiten disminuir la temperatura hasta -20°C, y en 1904, Emilio Carbonell y en 1912, José Gres, registraron patentes españolas de mezclas refrigerantes para conservar alimentos.

1.1.3 LA REFRIGERACIÓN MECÁNICA

A continuación se da a conocer una breve historia de los inicios de la refrigeración mecánica:

Tabla 1.1.3.1 Antecedentes Históricos de la Refrigeración Mecánica

Antecedentes	Los primeros intentos de obtener frío mecánico fueron por evaporación de un líquido volátil, la primera máquina realmente operativa fue de expansión de aire. Por este motivo se denomina máquina frigorífica de compresión.
Inicios siglo XIX	<p>La máquina de aire frío de Gorrie fue la base del diseño de las máquinas de refrigeración de ciclo de aire seguido. Gorrie murió en 1855, y, aunque su máquina producía realmente hielo, en aquella época no había demanda de hielo artificial en Londres y no se construyeron más.</p> <p>La refrigeración por expansión de aire ha sido usada con buenos resultados durante muchos años, siendo perfeccionada al avanzar el conocimiento de los procesos termodinámicos. Los tipos posteriores fueron y son la base de los actuales sistemas de refrigeración para aeronaves.</p>

1.1.4 LA REFRIGERACIÓN TÉRMICA. LA MÁQUINA FRIGORÍFICA DE ABSORCIÓN [2], [8]

Se describe la historia del desarrollo de la refrigeración por absorción y parte de su uso en los inicios de su descubrimiento:

Tabla 1.1.4.1 Antecedentes Históricos de la Refrigeración Térmica, Refrigeración por Absorción

Año 1774	Joseph Priestley había descubierto el amoníaco y también había observado la gran afinidad de este nuevo gas, que él denominó aire alcalino, por el agua.
Año 1855	Ferdinand Philippe Edouard Carré (1824 –1900) condujo a idear una máquina de refrigeración que sólo consumía calor, gracias a un nuevo sistema que él llamó de afinidad. El sistema fue conocido más tarde con el nombre de absorción.
Año 1859	Ferdinand Carré patentó su nueva máquina y en los años siguientes registró numerosas patentes relacionadas con máquinas de refrigeración. Las máquinas fabricadas con arreglo a estas patentes fueron de dos tipos: una pequeña de operación intermitente, y otra grande de operación continua.
Año 1862	La máquina de Carré obtuvo el premio de la exposición universal de Londres.
Año 1875	El buque Paraguay, equipado con la máquina, transportó por primera vez carne congelada de Buenos Aires a Le Havre.

1.2 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

A continuación se describen los diferentes componentes que conforman un sistema de refrigeración:

1.2.1 EVAPORADOR

Se conoce por evaporador al intercambiador de calor que permite la transferencia de energía térmica contenida en el medio ambiente hacia un gas refrigerante a baja temperatura y en proceso de evaporación. Este medio puede ser aire o agua. Estos intercambiadores de calor se encuentran al interior de refrigeradores domésticos, cámaras de refrigeración industrial, vitrinas comerciales para alimentos y un sinnúmero de aplicaciones en procesos para la industria de alimentos, así como en procesos químicos. De igual manera, también se encuentran al interior una diversa gama de equipos de aire acondicionado.

CLASIFICACIÓN DE EVAPORADORES

Los evaporadores de uso común se clasifican de la siguiente manera:

- Evaporador de tubo descubierto
- Evaporador de superficie de placa
- Evaporador aleteado

1.2.2 COMPRESOR

Un compresor frigorífico es el centro del ciclo de refrigeración. Funciona como una bomba de fluido, para controlar la circulación del gas refrigerante, y agrega presión al mismo, calentándolo.

TIPOS DE COMPRESORES

Los compresores de uso común se clasifican de la siguiente manera:

- Compresor reciprocante.
- Compresor rotativo.
- Compresor centrifugo.

1.2.3 CONDENSADOR

El condensador es otro intercambiador de calor que tiene el circuito de refrigeración, en la que se efectúa un intercambio energético entre el refrigerante vaporizado y el medio condensante. Así cuando el vapor refrigerante caliente atraviesa los tubos del condensador cede calor a otra sustancia como el agua, provocando en primer lugar el enfriamiento hasta el punto de saturación y luego la transformación hacia la fase líquida del refrigerante.

TIPOS DE CONDENSADORES

La clasificación más general de los condensadores está dada por el tipo de medio condensante, así se tienen a los siguientes tipos:

- Condensadores enfriados por aire.
- Condensador evaporativo.

1.2.4 DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN

Los dispositivos de expansión son los elementos más fundamentales después del compresor y el condensador. Los propósitos fundamentales de estos dispositivos son: reducir la presión del líquido refrigerante y regular el paso del refrigerante al evaporador.

TIPOS DE DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN

Los tipos comunes de dichos dispositivos son los siguientes:

- Tubo capilar
- Válvula de expansión a presión constante
- Válvula de flotador

1.3 FUNDAMENTOS DE MÁQUINAS TÉRMICAS DE REFRIGERACIÓN ^[4]

Se conoce que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. Dicho proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin que se requiera la participación de algún dispositivo.

El proceso inverso, sin embargo, no sucede por sí solo. La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores.

Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura 1.3.1. En este caso Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_L ; Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura T_H , y $W_{neto,entrada}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador.



FIGURA 1.3.1 Refrigerador

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la bomba de calor. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente lo mismo; únicamente difieren en sus objetivos.

El objetivo de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja al extraer el calor de él, el objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio a alta temperatura.



FIGURA 1.3.2 Bomba de calor

El desempeño de refrigeradores y de bombas de calor se expresa en término del coeficiente de desempeño (COP), por sus siglas en inglés (coefficient of performance), definido como:

$$COP_{\text{refrigerador}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$COP_{\text{Bomba Calor}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

1.4 DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN [5], [6]

A continuación se describen los sistemas de refrigeración existentes:

1.4.1 CICLO INVERTIDO DE CARNOT

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente teórico y reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos, como se puede observar en la figura 1.4.1.1

Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan. Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo.

El resultado es un ciclo de Carnot invertido que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T-s.

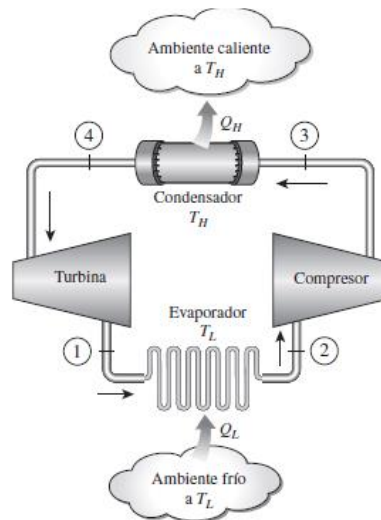


FIGURA 1.4.1.1 Esquema de refrigerador de Carnot

Considere un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, según lo muestra la figura 1.4.1.2 El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_L), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

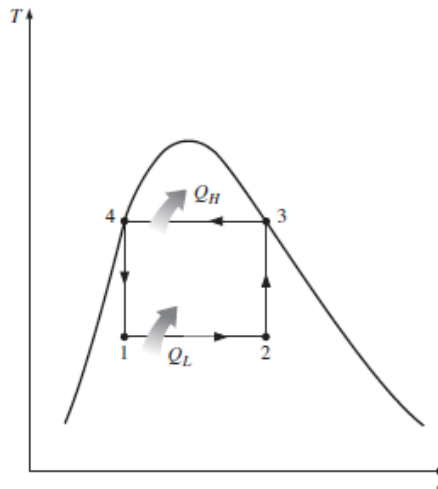


FIGURA 1.4.1.2 Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot

1.4.2 CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T-s en la figura 1.4.2.1 El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

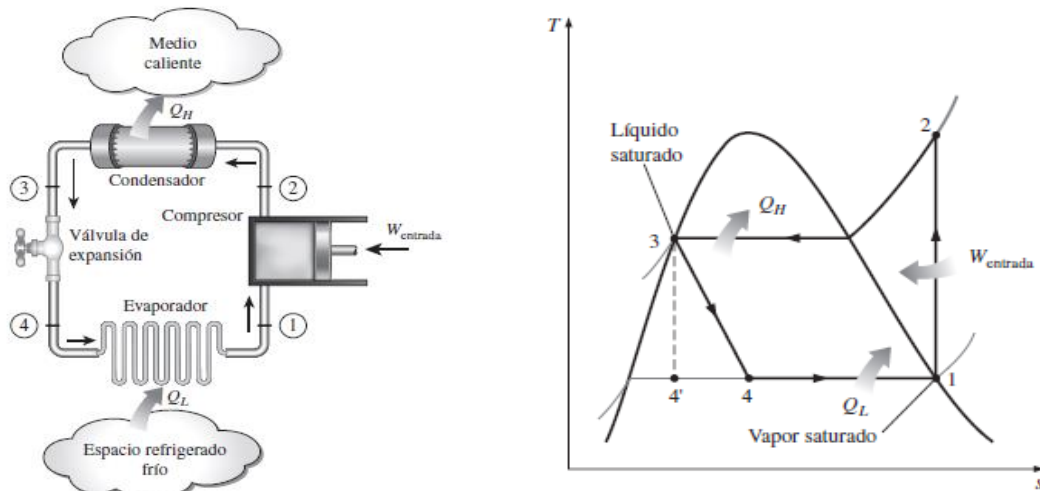


FIGURA 1.4.2.1 Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior a la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores. El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso.

El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado.

El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

A partir del esquema mostrado se procederá a efectuar el análisis termodinámico de los procesos involucrados en el desarrollo del ciclo de refrigeración, para lo cual se hará uso del concepto del primer principio de la termodinámica, el cual establece que la energía no se puede crear ni destruir, solo se transforma, por lo cual, ya que los cuatro dispositivos, se les considera de flujo estacionario y observando que los cambios de energía cinética y energía potencial son despreciables, se procede a escribir la ecuación de la primera ley tomando en cuenta estas consideraciones:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_e - h_i$$

Ya que el condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede considerarse como adiabático, la ecuación anterior puede escribirse de la siguiente forma:

$$q_{absorbido} + w_{compresor} = q_{rechazado}$$

En términos de energía entálpica, se definirán a continuación cada uno de los componentes

$$q_{absorbido} = h_1 - h_4 = h_1 - h_3$$

$$w_{compresor} = h_2 - h_1$$

$$q_{rechazado} = h_2 - h_3$$

En el compresor y en el proceso de estrangulamiento no se transfiere calor, mientras que solo existe trabajo en el proceso de compresión.

Por lo tanto se puede definir el coeficiente de desempeño del ciclo (COP), el cual es la relación entre el calor absorbido en el evaporador dividido entre el trabajo del compresor, matemáticamente se expresa como:

$$COP = \frac{q_{evap}}{w_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

De igual forma, es de gran utilidad escribir la ecuación que permite encontrar el COP del refrigerador, con respecto al ciclo de Carnot, esto se expresa como sigue:

$$COP_{Ref.Carnot} = \frac{T_B}{T_A - T_B}$$

Los sistemas de refrigeración se clasificaran tomando como base la capacidad de refrigeración, que es el flujo de calor transferido Q_{evap} en el evaporador. Con frecuencia esta capacidad se expresa en toneladas de refrigeración, la cual se define como un flujo de calor de 211 kJ/min o 200 Btu/min transferidos desde la región fría (o flujo de calor que pasa al fluido que circula por el evaporador). Otra magnitud utilizada con frecuencia es el flujo volumétrico de refrigerante en la entrada del compresor, el cual es el desplazamiento efectivo de este.

1.4.3 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.

El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 1.4.3.1 En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

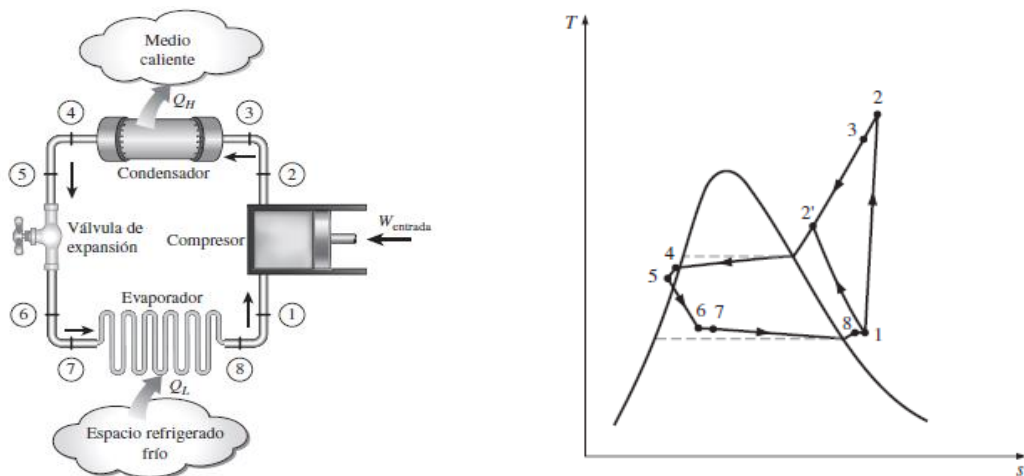


FIGURA 1.4.3.1 Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

1.4.4 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

En esta sección, se analiza el ciclo invertido Brayton, mejor conocido como el ciclo de refrigeración de gas. Considere el ciclo de refrigeración de gas que se muestra en la figura 1.4.4.1 Los alrededores están a temperatura T_0 y el espacio refrigerado se va a mantener a temperatura T_L . El gas se comprime durante el proceso 1-2. El gas a presión y temperatura alta en el estado 2 se enfría después a presión constante hasta T_0 al rechazar calor hacia los alrededores. Seguido por un proceso de expansión en una turbina, durante el cual la temperatura del gas disminuye hasta T_4 . Por último, el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta que su temperatura se eleva hasta T_1 .

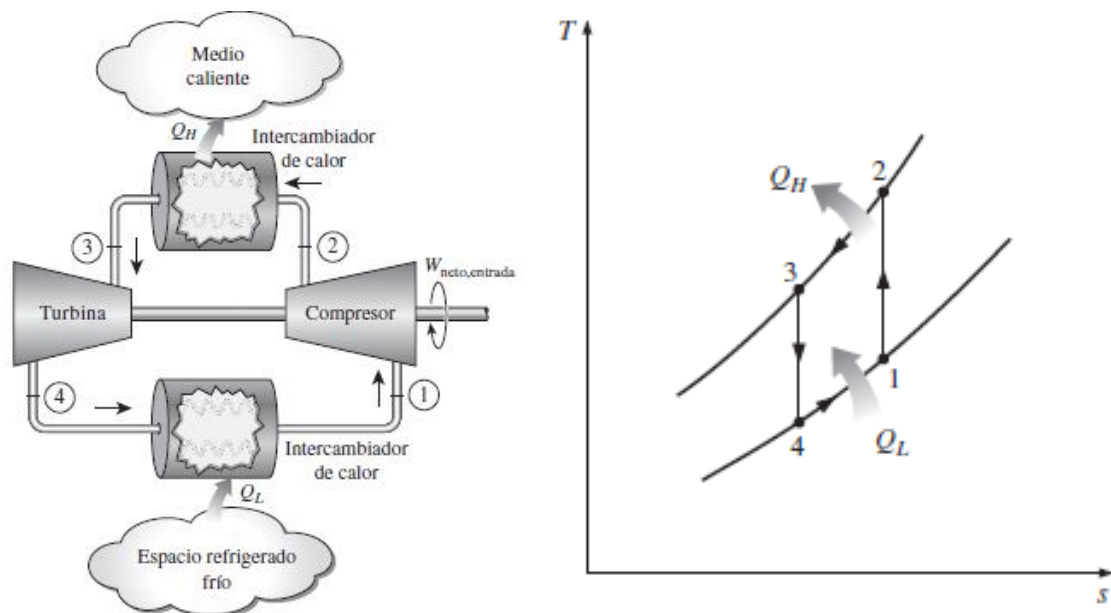


FIGURA 1.4.4.1 Esquema y diagrama $T-s$ para el ciclo de refrigeración por gas

1.5 REFRIGERANTES [7]

En la actualidad en los sistemas de refrigeración se utilizan diferentes sustancias las cuales se detallan en esta sección.

1.5.1 DEFINICIÓN

Un refrigerante es un fluido utilizado en la transmisión de calor que, en un sistema de refrigeración, absorbe calor a baja temperatura y presión, cediéndolo a temperatura y presión más elevadas. Este proceso tiene lugar, generalmente, con cambios de fase del fluido. Por tanto, la elección de un refrigerante depende en parte de la relación presión-temperatura de saturación en el intervalo de interés. Normalmente, la presión mínima del ciclo debería ser superior a 1 atm para evitar fugas desde el ambiente a los equipos. Tampoco es deseable que las presiones máximas sean superiores a 10 o 20 bar (150 a 1.200 psi) por razones de seguridad y del coste de los equipos. Además es necesario que el fluido sea no tóxico, estable, no corrosivo, no inflamable, de bajo coste y que tenga una entalpía de vaporización alta. Estas restricciones limitan el número de compuestos adecuados para ser utilizados como refrigerantes.

1.5.2 REFRIGERANTES UTILIZADOS EN LA ACTUALIDAD

En esta sección se nombran los refrigerantes que se utilizan en los sistemas de refrigeración en la actualidad:

- Refrigerantes CFC: son hidrocarburos halogenados, con alto contenido de cloro. Se componen de moléculas de cloro, flúor y carbono. En general, presentan un gran potencial de degradación de la capa de ozono. Actualmente, estos refrigerantes no deberían utilizarse, ni siquiera para la reparación o rellenado, pero aún existen. En el caso de El Salvador, aún se encuentran en el mercado de la refrigeración.

A este grupo pertenecen los refrigerantes:

- ✓ R-11
- ✓ R-12
- ✓ R-502

- Refrigerantes HCFC: son hidrocarburos halogenados, con bajo contenido de cloro. Se componen de hidrógeno, flúor, carbono y cloro. Presentan un potencial intermedio de degradación de la capa de ozono. Actualmente, este refrigerante no puede utilizarse para su incorporación en equipos nuevos, debidos a las disposiciones legales, pero en el mercado nacional aún puede encontrarse.

A este grupo de refrigerantes pertenecen:

- ✓ R-22
- ✓ HCFC-123
- ✓ HCFC-124
- ✓ HCFC-141b
- ✓ HCFC-142b

- Refrigerantes HFC: son hidrocarburos halogenados, se componen de hidrógeno, carbono y flúor, contienen uno o más átomos de hidrógeno y su principal característica es que no tienen átomos de cloro. Los HFC son considerados, con cero potencial de daño a la capa de ozono. Tienen únicamente un ligero efecto en el calentamiento global.

Dentro de esta clasificación de refrigerantes se tienen los siguientes:

- ✓ R-134a
- ✓ R-404a

- Mezclas zeotrópicas: Están formadas por dos o más sustancias simples o puras, que al mezclarse en las cantidades preestablecidas generan una nueva sustancia, la cual tiene temperaturas de ebullición y condensación variables.
- Mezcla azeotrópicas: Se identifica por un número de tres cifras que comienza con el 5. Está formada por dos o más sustancias simples o puras que tienen un punto de ebullición constante y se comportan como una sustancia pura, logrando mejores características de desempeño.

1.5.3 NOMENCLATURA DE LOS REFRIGERANTES

La empresa DUPONT inventó un método de clasificación de refrigerantes y el uso público del sistema numérico para clasificar los gases fue autorizado en el año de 1956 y con el tiempo se volvió una norma utilizada por la industria. Posteriormente, ANSI y ASHRAE lo convirtieron en el Standard 34.

Tabla 1.5.3.1 Nomenclatura de los Refrigerantes

Serie	Nombre	Gas
000	Metanos	R-12
100	Etanos	R-134a
200	Propanos	R-290
400	Zeotropos	R-401A
500	Azeotropos	R-502
600	Orgánicos	R-600a
700	Inorgánicos	R-717

1.6 APLICACIONES DE LA REFRIGERACIÓN

Las aplicaciones se agrupan en cinco grandes categorías:

Tabla 1.6.1 Aplicaciones de la Refrigeración

Refrigeración Doméstica	Este campo está limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros.
Refrigeración Comercial	Se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración del tipo que se tienen en establecimientos comerciales para su venta al menudeo, restaurantes, hoteles e instituciones que se dedican al almacenamiento, exhibición, procesamiento y a la distribución de artículos de comercio.
Refrigeración Industrial	A menudo se confunde con la refrigeración comercial porque su división no está claramente definida. Como regla general, las aplicaciones industriales son más grandes en tamaño que las aplicaciones comerciales y, la característica que las distingue es que requieren un empleado para su servicio. Algunas aplicaciones industriales típicas son plantas de hielo, grandes empacadoras de alimento, cervecerías, lecherías, etc.
Refrigeración Marina y de transporte	Se refiere a la refrigeración que se tiene en barcos de tipo pesquero, y barcos de transporte de alimentos. La refrigeración de transporte se refiere al equipo de refrigeración utilizado en camiones, contenedores, etc.
Acondicionamiento de Aire	Concierne o se refiere a la condición del aire en algún área o espacio designado. Por lo general involucra no únicamente el control de la temperatura del espacio, sino también las condiciones de humedad del mismo, filtrado y limpieza. Las aplicaciones de acondicionamiento de aire son de dos tipos: las de confort o para uso industrial.

Hoy en día existen numerosas aplicaciones para los procesos de refrigeración: Como ejemplos tenemos:

- Conservación de productos alimenticios
- Procesos de refrigeración
- Plantas de aire acondicionado
- Plantas secadoras
- Instalación de enfriamiento de agua
- Contenedores refrigerados
- Bombas de calor
- Fábricas de hielo

2. REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

El ciclo de absorción no es un descubrimiento reciente, en el siglo pasado se desarrollaba especialmente en los Estados Unidos pero posteriormente ha evolucionado particularmente en el Japón debido a la política energética seguida por éste país. Existen versiones de llama directa en las que el calor es aportado por un quemador de combustible y otras por agua caliente, donde se utiliza la energía contenida en agua caliente de origen solar o procedente de equipos de cogeneración u otras fuentes de calor residual. El desarrollo de esta tecnología se ha derivado en dos grandes grupos en función del refrigerante y del tipo de absorbente utilizado. Uno de ellos utiliza una solución de amoníaco y agua siendo el amoníaco el refrigerante y el agua el absorbente. El otro grupo emplea una solución de bromuro de litio (LiBr) con agua donde ésta actúa como refrigerante siendo las sales de LiBr el absorbente.

2.1 MÁQUINAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN ^[10]

Los sistemas de absorción se caracterizan por el hecho de que el refrigerante es absorbido por un elemento en el lado de baja presión del sistema, y liberado en el lado de alta presión. La ventaja que se deriva del ciclo de absorción es que el líquido, y no una sustancia gaseosa, es bombeado desde la región de presión baja hasta la de presión elevada, con la consecuencia de un trabajo considerablemente menor.

2.1.1 COMPONENTES

Los elementos de un sistema de absorción son: generador, absorbedor, condensador y evaporador.

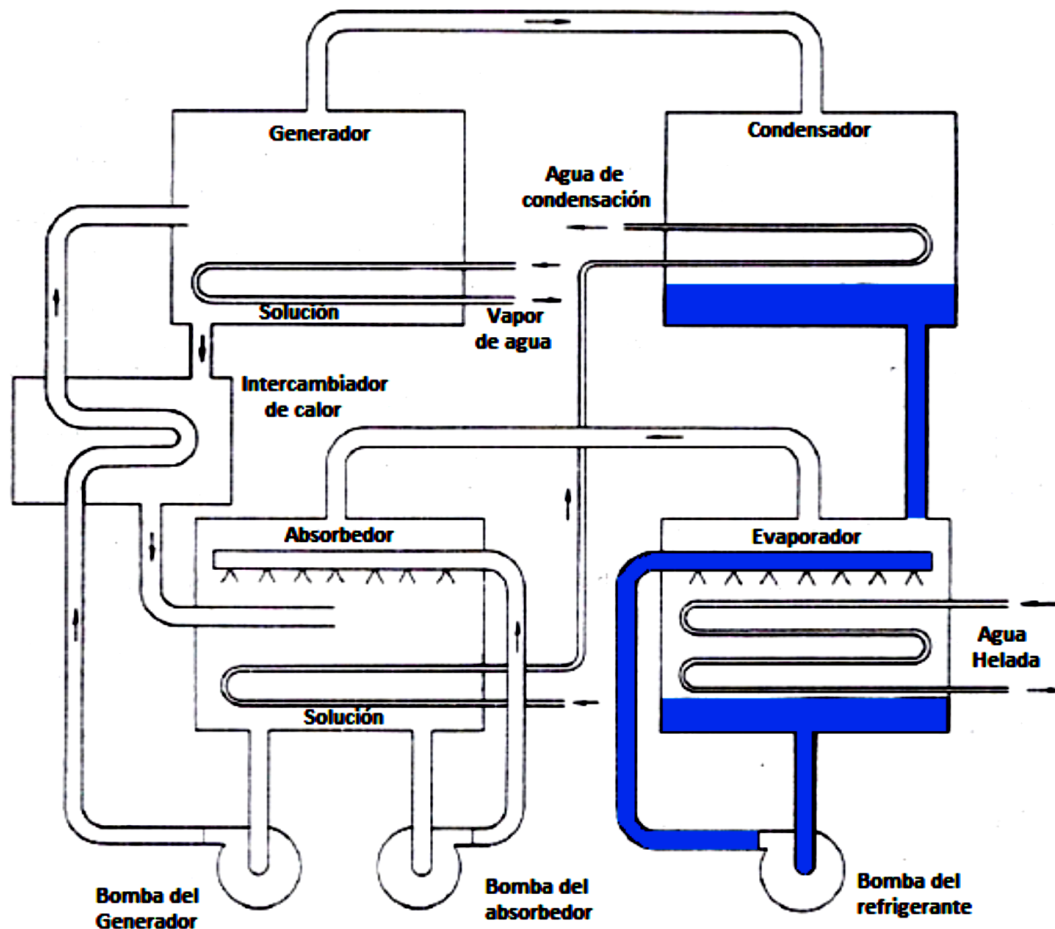


FIGURA 2.1.1.1 Esquema General de Refrigeración por Absorción

Los equipos de absorción pueden ser caracterizados por tres niveles de temperatura:

- Alta temperatura, que es la temperatura a la que se absorbe el calor cedido por el foco a alta temperatura
- Baja temperatura, en el que se produce el proceso de enfriamiento.
- Media temperatura, al que se evacua tanto el calor extraído del sistema a enfriar como del foco caliente.

a) GENERADOR

En este componente se aplica la energía térmica para obtener vapor de refrigerante. La fuente de energía normalmente agua caliente, fluye a través de tubos inmersos en una solución de refrigerante y absorbente. Esta solución absorbe calor de la fuente de agua o vapor a alta temperatura causando la evaporación de la solución y separando al refrigerante del absorbente al hacerlo evaporar y recuperar parte del absorbente al separarlo de la solución líquida.

b) ABSORBEDOR

Es uno de los componentes más importantes de estas máquinas de absorción, este dispositivo tiene como objetivo poner en contacto dos corrientes. Dentro del absorbedor el vapor de refrigerante es absorbido por el absorbente y como es un proceso exotérmico este es evacuado al agua de enfriamiento que circula a través de los tubos en el interior del absorbedor. La absorción del vapor del refrigerante crea una zona de baja presión dentro del absorbedor que junto a la afinidad del absorbente por el agua en caso de $BrLi/H_2O$ induce un flujo continuo de vapor de refrigerante desde el evaporador.

Los absorbedores se pueden clasificar atendiendo a la trayectoria continua o discontinua de las fases líquidas y de vapor.

Tabla 2.1.1.1 Clasificación de Absorbedores

<p>Absorbedores con Fases Vapor Continuo y Líquido Discontinuo</p>	<p>El proceso de absorción del vapor por la solución y la disipación de calor se realizan en este tipo de configuración de forma separada. La solución primero se pone en contacto con la fase vapor. Para ello se atomiza la corriente líquida mediante la utilización de aspersores en una cámara adiabática en donde se ha introducido la corriente de vapor. Una vez realizada la absorción, la corriente de la solución concentrada en refrigerante pasa por un intercambiador de calor donde se disipa el calor de absorción.</p>
<p>Absorbedores con Fases Vapor Discontinuo y Líquido Continuo</p>	<p>Este tipo de configuración se denomina absorbedor de burbuja. Estos absorbedores son de tipo inundados, esto significa que la solución pobre en refrigerante llena el interior del canal central mientras que el vapor es inyectado en forma de burbujas. La disipación de calor se hace por medio de agua de enfriamiento que circula por la parte externa del dispositivo.</p>
<p>Absorbedores con Fases de Vapor y Líquido Continuo</p>	<p>En este tipo de absorbedores, la fase líquida está formada por una película descendente en contacto con la fase de vapor; las configuraciones disponibles pueden ser tanto de tubos verticales como horizontales. La configuración de tubos horizontales es la más utilizada comercialmente en las enfriadoras de agua de $H_2O/BrLi$.</p>

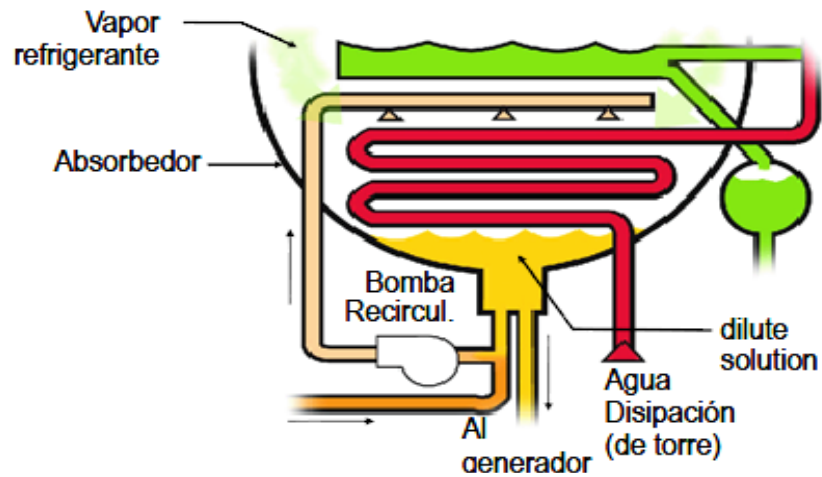


FIGURA 2.1.1.2 Esquema de Absorbedor en una maquina por Absorción

El diseño de los absorbedores es un punto crítico, originado por la complejidad de los procesos de transferencia de masa y calor. Un intercambio de calor eficiente en el absorbedor depende principalmente de un excelente mezclado entre el vapor y la solución de trabajo y del área máxima de contacto entre la pared del intercambiador y la solución.

El flujo bifásico que circula por el interior del absorbedor adopta, diferentes tipos de regímenes: agitado, taponés y de burbuja.

- El flujo agitado, se caracteriza por una forma indefinida de la fase vapor ocasionada por el efecto de entrada de la solución y vapor.
- En el flujo tapón, la fase gaseosa sube en forma de balas, de gran tamaño en comparación al diámetro de tubo, separadas por líquido. Este régimen es el predominante a lo largo del absorbedor.
- El flujo de burbuja, es caracterizado por pequeñas burbujas separadas unas con otras, rodeadas de grandes cantidades de líquido.

c) CONDENSADOR

En el condensador el vapor refrigerante procedente del generador se condensa, y es recogido por la parte inferior donde a través de una válvula se descarga en el evaporador. Normalmente el sistema de enfriamiento de agua está conectado a una torre de refrigeración.

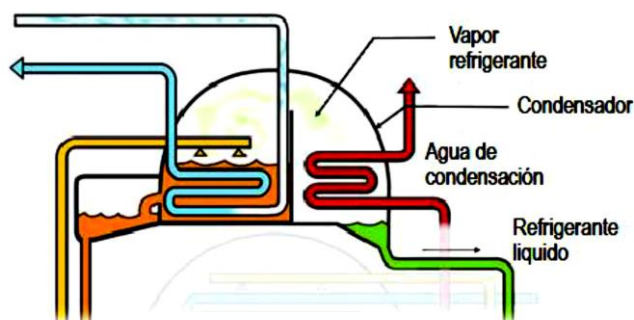


FIGURA 2.1.1.3 Esquema de Condensador de una máquina de absorción

d) EVAPORADOR

Este equipo es un intercambiador de calor en el cual el refrigerante cambia de fase y enfría el espacio a refrigerar. Los evaporadores para refrigeración pueden ser clasificados de acuerdo al método de alimentación como expansión directa o por inundación. En el primer caso, la salida del evaporador es un vapor ligeramente sobrecalentado que se alimenta en cantidades pequeñas para asegurar la vaporización completa al final del equipo. En el caso del evaporador por inundación, la cantidad de refrigerante excede la cantidad evaporada. La decisión depende del diseño. Un evaporador de expansión directa generalmente se utiliza en sistemas pequeños con diseños compactos y requiere de equipo de control de flujo con una válvula de termo expansión o un tubo capilar.

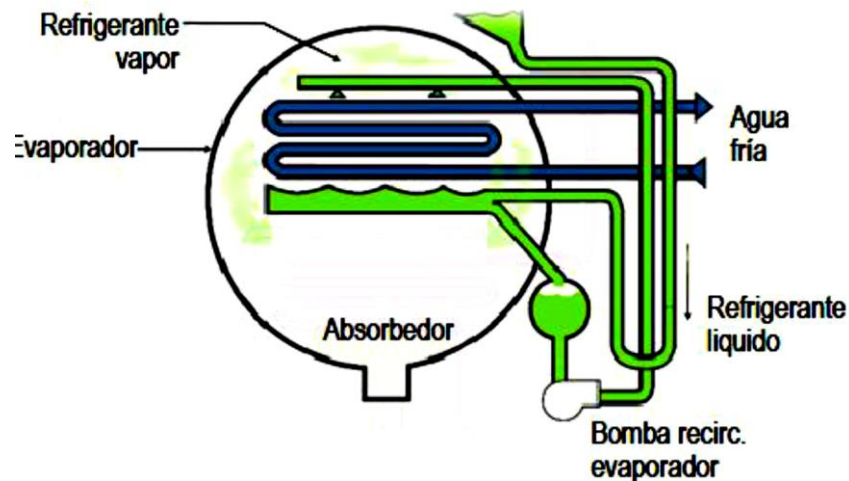


FIGURA 2.1.1.4 Esquema de Evaporador de una máquina de absorción

2.1.2 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Se desarrolla en este apartado una clasificación de los sistemas de absorción siguiendo diferentes criterios: aplicación, fuente de energía, tamaño, fluido de trabajo, número de etapas y sistema de condensación.

a) APLICACIÓN

Las máquinas de absorción además de utilizarse para producir frío, se pueden utilizar para obtener calor funcionando como bombas de calor. Las bombas de calor y enfriadoras por absorción son muy utilizadas en proyectos de calefacción y refrigeración en Europa como por ejemplo en los países escandinavos como Suecia o Dinamarca.

b) FUENTE DE ENERGÍA

La fuente de calor que alimenta la máquina de absorción puede tener diferentes orígenes y distintos niveles de temperatura, a continuación se listan unas de las posibles fuentes de energía que se pueden utilizar para alimentar el sistema:

- Agua caliente procedente de captadores solares.
- Procesos industriales con excedentes de agua caliente, vapor de agua o agua sobrecalentada.
- Gases de escape procedentes de motores.
- Calderas de biomasa.
- Gas natural.

Dependiendo de si existe o no un intercambiador de calor entre la fuente y el generador, el modo de alimentación se dice que es indirecto o directo respectivamente.

c) TAMAÑO

Si la capacidad frigorífica de la maquina es inferior a 30 kW se consideran máquinas de pequeña potencia. Si se encuentran entre 30 kW y 100 kW, son máquinas de mediana potencia, y superiores a 100 kW se consideran máquinas de alta potencia.

d) FLUIDO DE TRABAJO

Los dos pares *refrigerante/absorbente* más empleados en las máquinas de absorción son NH_3/H_2O y $H_2O/BrLi$; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización y bombas de calor por lo general. La eficiencia de la maquina ideal de absorción solo es función de las temperaturas absolutas de las fuentes térmicas de intercambio, independientemente de las propiedades de las sustancias absorbente y refrigerante que circulan por los órganos de la planta. En la práctica esto no sucede así, existiendo una clara dependencia entre las prestaciones logradas y la mezcla refrigerante escogida.

Propiedades que se requieren para el refrigerante:

- Su presión de vapor deberá ser lo suficientemente baja, en alta temperatura, para impedir un grosor elevado en los equipos de trabajo en esta zona. Por el contrario a bajas temperaturas, deberá poseer una presión relativamente alta para favorecer la detección de fugas, en otras palabras, bajo punto normal de ebullición.
- Su temperatura de congelación será significativamente menor que la mínima del ciclo.
- La conductividad térmica lo mayor posible para favorecer los procesos de transferencia.
- Térmicamente estables.

Propiedades que se requieren del absorbente:

- La presión de vapor deberá ser lo más baja posible a la temperatura de generador, con el fin de evitar la rectificación, lo que va a requerir en estas sustancias un alto punto normal de ebullición.
- Estables químicamente y no corrosivos.
- En funcionamiento continuo, debe encontrarse en fase líquida para las condiciones de operación.
- Mínima viscosidad, para reducir la energía de circulación y asegurar altas tasas de absorción y transferencia de calor.
- Bajo punto de congelación.

Propiedades que se requieren para la solución Refrigerante/Absorbente:

- Alta desviación negativa respecto a la ley de Raoult, cuanto mayor sea esta menor será la tasa de caudal en el circuito de la solución por unidad de caudal de refrigerante.
- Gran solubilidad del refrigerante en la solución para las condiciones de trabajo del absorbente para la separación en el generador.
- Proceso rápido de absorción de vapores y de aproximación de la solución al estado de equilibrio.
- No inflamable, no tóxica y no corrosiva.

De acuerdo de estas condiciones, ninguna de las mezclas cumple con la totalidad de los requisitos enumerados, a pesar de la gran cantidad de pruebas que se han llevado a cabo con distintos componentes.

Existen fundamentalmente dos tecnologías de absorción:

- La mezcla amoníaco (refrigerante) – agua (absorbente).
- La mezcla agua (refrigerante) – bromuro de litio (absorbente).

Otras combinaciones refrigerante/absorbedor

Se han probado diversas combinaciones, en principio adecuadas para la refrigeración por absorción con ciclos simples y con menos problemas de cristalización que el par agua bromuro de litio, pero no son utilizados normalmente por diversas razones entre las que están la limitada experiencia en cuanto a estabilidad, corrosión y la toxicidad de algunos refrigerantes, además del pequeño número de máquinas de absorción existentes.

Algunos pares son:

- Amoniaco / Sales.
- Metilamina / Sales,
- Alcoholes / Sales.
- Amoniaco / disolventes orgánicos.
- Anhídrido sulfuroso / disolventes orgánicos.
- Hidrocarburos halogenados / disolventes orgánicos.

e) NÚMERO DE ETAPAS

Entre los fabricantes de máquinas de absorción es corriente utilizar indistintamente conceptos como efecto y etapa.

Efecto: hace referencia al generador de la máquina; dispositivo donde se produce el vapor refrigerante mediante ebullición. Ejemplo: simple efecto= 1 generador; doble efecto = 2 generadores; etc.

Etapa: hace referencia al absorbedor de la máquina; elemento donde se produce la absorción del vapor refrigerante. Ejemplo: simple etapa = 1 absorbedor; doble etapa = 2 absorbedores; etc.

Clasificación según el número de etapas:

- Ciclo de simple efecto:

El ciclo de absorción de simple efecto tiene una gran importancia en el campo de la refrigeración solar ya que es el más adecuado para unirse a un campo de captadores planos o de vacío.

La concepción habitual de una máquina de absorción es la de aquella que desarrolla un ciclo frigorífico aprovechando la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias tales como el amoníaco y el agua, respectivamente.

La mayoría de las máquinas de absorción comerciales disponibles requieren de una bomba para el transporte de la solución diluida desde el absorbedor hasta el generador. El consumo eléctrico de esta bomba es aproximadamente de un 1-5% de la potencia de refrigeración total. Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante para la obtención de frío o calor. La principal diferencia entre estos ciclos está en cómo se trasvasa el refrigerante de la zona de baja presión a la de alta presión.

En los ciclos de compresión mecánica, el trasvase se realiza por medio de un compresor, pero en el caso de una máquina de absorción, el proceso es más complejo. El refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es captado por una solución (absorbente) que tiene afinidad fisicoquímica hacia él. La mezcla se bombea a la zona de alta presión, y la separación absorbente-refrigerante se produce mediante la aportación de calor.

- Ciclo de efecto mitad:

El ciclo de efecto mitad se emplea cuando la fuente térmica disponible es de baja temperatura, del orden de 65-80° C. Este nivel de temperaturas es tan bajo que apenas permite el funcionamiento de un sistema de simple efecto. El sistema de efecto mitad presenta tres niveles diferentes de presión. La alta y baja presión opera del mismo modo que en simple efecto.

La presión intermedia es aquella a la que el generador de baja presión proporciona vapor refrigerante al absorbedor de alta presión. Aquí el vapor es absorbido de nuevo por la disolución, y ésta es enviada al generador de alta temperatura donde se produce una nueva ebullición por segunda vez. El refrigerante vapor cierra el ciclo a través del condensador y evaporador para regresar al absorbedor de baja presión. La principal ventaja de los ciclos de efecto mitad es que la temperatura a la que trabajan es inferior a cualquier otro. Sin embargo este tipo de ciclos, precisamente por trabajar con un nivel térmico tan bajo, presentan el inconveniente de tener un COP muy bajo cabe esperar sólo 0,35 del orden de la mitad del que tienen las de simple efecto.

- Ciclo de doble efecto:

Una máquina de absorción de doble efecto surge de la adición de equipos al ciclo de simple efecto, para poder mejorar su rendimiento, se compone de dos generadores de vapor (el de alta y el de baja temperatura), dos recuperadores de calor de la disolución, dos condensadores, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor. Esto es posible en las máquinas con el par $H_2O/BrLi$, ya que trabajan con niveles de presión muy bajos, mientras que no es posible en el caso de trabajar con la mezcla NH_3/H_2O , ya que introducir una nueva etapa incrementaría la temperatura de trabajo, y el incremento de presión que esto originaría una estructura muy robusta lo que lo haría inviable. El rango de temperaturas con el que trabaja el generador de alta temperatura en el ciclo de doble efecto se encuentra entre 130 y 180° C. Su valor dependerá de la temperatura ambiente, de la carga térmica a cubrir y del tipo de condensación con el que opere. El coeficiente de operación (COP) se define del mismo modo que para las máquinas de simple efecto y normalmente pueden obtenerse valores de 1,1 – 1,35.

Las máquinas de absorción de doble efecto se pueden clasificar según la distribución del caudal de la disolución hacia los dos generadores.

Tabla 2.1.2.1 Clasificación de Máquinas de doble efecto según el flujo

Flujo paralelo	En este tipo de configuración la disolución procedente del absorbedor se divide en dos circuitos; uno hacia el generador de alta temperatura y otro hacia el de baja para poder alimentarlos de forma independiente. Las máquinas de doble efecto con distribución de flujo paralelo desarrollan un COP mayor que las de flujo en serie.
Flujo serie	En la configuración serie todo el caudal de disolución es conducido, en primer lugar, al generador de alta temperatura y, posteriormente, al de baja temperatura. Por otro lado el generador de alta temperatura debe alcanzar una temperatura lo suficientemente elevada para proporcionar el calor necesario al generador de baja el cual haga hervir la disolución.
Flujo invertido	La solución procedente del absorbedor es dirigida primero hacia el generador de baja presión para luego ser bombeada al generador de alta presión. La configuración invertida es muy similar a la configuración en serie, pero con dos bombas de caudal, una para llevar la mezcla del absorbedor al generador de baja presión, y otra para llevar la mezcla al de alta presión. Con esto se consigue un mejor control de la presión en cada generador al tener dos equipos reguladores independientes, lo que conlleva una mejor operación del equipo.

Importancia de las máquinas de absorción de doble efecto:

Hay que destacar que, para cada ciclo de absorción, existe un valor mínimo de la temperatura a suministrar al generador, por debajo de la cual no funciona. Por ello se deben de implementar adecuados sistemas de control donde la condición para poner en marcha la máquina de absorción y sus respectivas bombas sea que la temperatura disponible en la parte superior del tanque de acumulación de calor sea de 85° C (simple efecto) o 180° C (doble efecto) y, para detener los equipos, sea de 75° C (simple efecto) o 170° C (doble efecto); para el caso de obtención de energía térmica por un sistema solar de captación.

La principal ventaja de un doble efecto frente a un ciclo de simple efecto es que el efecto de enfriamiento por unidad de calor puede llegar a ser el doble. Estos sistemas requieren temperaturas por encima de los 140° C, pero su COP alcanza valores de 1,0-1,33.

f) Sistema de condensación

El modo de condensación depende del fluido utilizado para la transferencia del calor de absorción y de condensación al exterior. Las máquinas se dividen en condensadas por aire y condensadas por agua.

g) Sistema de condensación por agua

En los sistemas condensados por agua, se utiliza un circuito abierto de agua de enfriamiento y el calor absorbido por este fluido a su paso por el condensador y absorbedor es transferido al ambiente exterior en una torre de enfriamiento. En la torre, el agua de enfriamiento es pulverizada y transfiere calor sensible y fundamentalmente latente al aire atmosférico.

La temperatura del agua disminuye hasta una temperatura próxima a la temperatura de bulbo húmedo. La diferencia entre la temperatura de salida del agua de la torre y la temperatura de bulbo húmedo es lo que se define como acercamiento de la torre.

h) Sistema de condensación por aire

Con los sistemas condensados por aire, se eliminan los problemas derivados de la torre de refrigeración. Sin embargo, se presentan otras preocupaciones que han de ser tenidas en consideración, en este tipo de sistemas el aire es el fluido que extrae el calor en el condensador y en el absorbedor. El uso del aire como fluido refrigerador conlleva un aumento en las temperaturas de condensación, lo cual repercute a su vez en una mayor temperatura de ebullición en los generadores. La condensación por aire desplaza el ciclo de operación hacia una zona de mayores temperaturas y concentraciones de la disolución, acercándose peligrosamente a la zona de cristalización del bromuro de litio. Si aumenta la temperatura de absorción esto conlleva el aumento en los niveles de concentración de la disolución y el consiguiente acercamiento a la zona de formación de cristales.

Una ventaja que aporta la condensación por aire es que la ausencia de la torre de refrigeración reduce el coste de inversión de la máquina entre un 25-30%. Por el contrario, el coeficiente de transferencia de calor del aire es sensiblemente inferior al del agua. Esto implica que para extraer la misma cantidad de calor sea necesaria más área de transferencia, lo que se traduce en un mayor tamaño de la máquina.

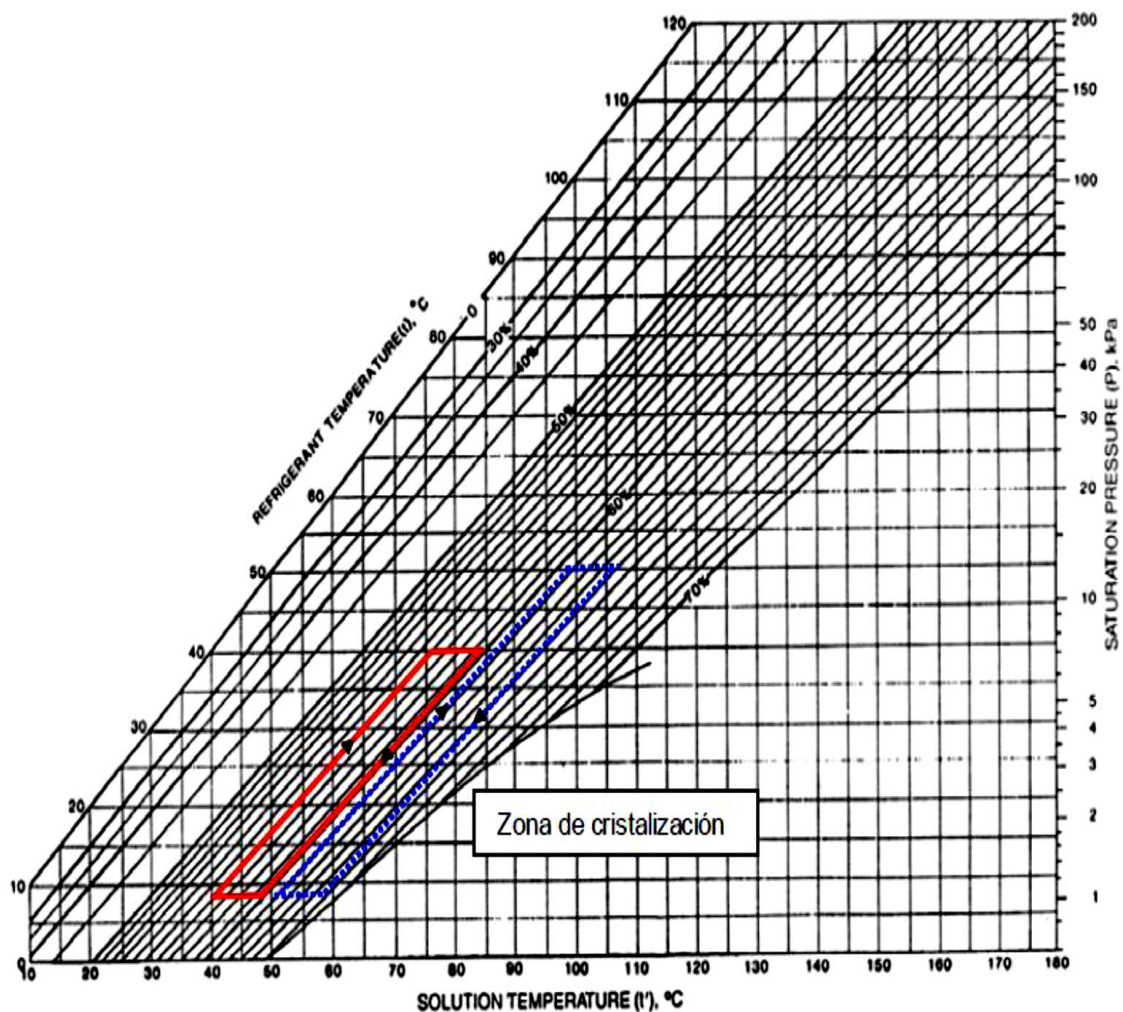


FIGURA 2.1.2.1 Funcionamiento de la máquina de absorción según la zona de cristalización

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON AMONIACO [11]

El Amoníaco fue el primer refrigerante utilizado en plantas de refrigeración por medio de compresión mecánica en 1876 por Carl von Linde. Desde entonces, se ha venido utilizando en grandes plantas de refrigeración como son lecherías, cervecerías, rastros y otros lugares con grandes demandas de enfriamiento. Al día de hoy, el amoníaco permanece como el refrigerante más utilizado en sistemas de refrigeración industrial para procesar y conservar la mayoría de los alimentos y bebidas.

El amoníaco ha estado en el liderazgo de los avances de la tecnología en refrigeración, siendo parte esencial del procesamiento, almacenamiento y logística de distribución de los alimentos. Clasificado por ASHRAE con R-717, dentro del grupo de refrigerantes naturales, no destruye la capa de ozono y no contribuye al efecto invernadero asociado al calentamiento global. De hecho el amoníaco, es un compuesto encontrado en la naturaleza comúnmente. Es esencial en el ciclo del nitrógeno de la tierra y su liberación a la atmósfera es inmediatamente reciclada. Esto lo hace consistente con los acuerdos internacionales respecto a la reducción del calentamiento global y destrucción de la capa de ozono.

Tabla 2.2.1 Propiedades del Amoníaco

PROPIEDADES DEL AMONÍACO	
• Temperatura de autoignición:	690°C (1274° F)
• Límite Inferior de Inflamabilidad (LII):	16%
• Límite Superior de Inflamabilidad (LSI):	25%

El Amoníaco es un combustible moderado, y considerado por expertos dentro del sector químico industrial relativamente como no combustible. La energía de combustión del amoníaco es menor que su energía de auto-ignición, esto significa que el amoníaco no puede mantenerse encendido por sí mismo sin una fuente externa de ignición, aunque la misma fuente haya iniciado el fuego. El Amoníaco en altas concentraciones es extremadamente tóxico, pero su fuerte olor es una excelente alarma. La concentración de amoníaco donde su olor no puede ser soportado (alrededor del 0.03% en volumen), no es dañino, siempre y cuando se esté expuesto a él sólo por un periodo de tiempo limitado (aún después de más de una hora, no hay efectos negativos notorios en la salud de las personas).

El costo del amoníaco es mucho menor que cualquier refrigerante sintético, de manera general cuesta de un 10 a un 20% menos en instalación. Termodinámicamente, el amoníaco es de 3 a 10% más eficiente que los otros refrigerantes; como resultado, un sistema de refrigeración de amoníaco tiene menor consumo eléctrico.

Tabla 2.2.2 Comparación de propiedades termodinámicas entre amoníaco y R-22 (-8°C)

PROPIEDAD	AMONÍACO	R-22
Calor específico (KJ/Kg °C)	4.65	1.15
Conductividad térmica (W/m °C)	0.55	0.10
Viscosidad (cP)	0.20	0.25

El amoníaco tiene un coeficiente de transferencia de calor mayor que el R-22, principalmente por sus propiedades termodinámicas y de transporte. Los valores para estas propiedades en relación con el R-22 son las siguientes:

- Calor específico de líquido y vapor: 4 a 1
- Calor latente en la vaporización: 6 a 1
- Conductividad líquida termal: 5.5 a 1
- Viscosidad: 0.8 a 1
- Densidad líquida: 0.5 a 1

La tasa de flujo de la masa para una capacidad de refrigeración dada de amoníaco es de 1/7 menos que el R-22, lo que tiene un efecto significativo sobre el tamaño de las tuberías y sobre la circulación del líquido. Esto significa que sólo 1/7 del líquido necesita ser bombeado para una capacidad de refrigeración dada, resultado de esto, es una bomba de menor tamaño que utiliza menos potencia, y en tuberías de menor tamaño.

2.3 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON MEZCLA DE AGUA Y SALES DE BROMURO DE LITIO ^{[12], [13]}

El bromuro de litio (LiBr) es un compuesto químico de litio y bromuro. Debido a su alta absorción de agua se usa como un agente de secado en acondicionadores de aire.

Usos:

- Como una solución de bromuro de litio en agua para máquinas de absorción (más del 50% del bromuro de litio producido).
- Debido al efecto altamente higroscópico como un agente desecante en sistemas de refrigeración, aire acondicionado y secado industriales. La solución concentrada de este compuesto es un sumidero de efectivo del vapor de agua.
- Se utiliza para aumentar el volumen de lana, pelo y otras fibras orgánicas.
- Síntesis orgánicas. Como un catalizador y reactivo.
- Fundente durante la soldadura.
- Como electrolito en algunas pilas de litio

Es un par de absorción que ha sido ampliamente utilizado desde 1950. El agua es el líquido con el mayor calor latente de evaporación y condensación que existe en la naturaleza. Esta característica es especialmente relevante en instalaciones de climatización de gran tamaño, ya que el caudal de refrigerante que circula por el sistema es menor que cuando se utiliza cualquier otro refrigerante. Tiene el inconveniente de que la temperatura de evaporación debe ser superior a 0 °C, lo cual le impide trabajar en refrigeración.

Tabla 2.3.1 Propiedades Físicas y Químicas del Bromuro de Litio

Propiedades físicas	
Apariencia	Cristales
Densidad	3464 kg/m ³ ; 3.464g/cm ³
Masa molar	86.845 g/mol
Punto de fusión	552 °C (825 K)
Punto de ebullición	1265 °C (1538 K)
Índice de refracción(n_D)	1.784
Propiedades químicas	
Solubilidad en agua	145 g/100 mL (4 °C) 166.7 g/100 mL (20 °C) 254 g/100 mL (90 °C)

Por esta razón las máquinas de absorción de H₂O/BrLi trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0 °C, entre 4 y 10 °C. Estas máquinas se suelen utilizar para enfriar agua destinada a sistemas de aire acondicionado en grandes edificios dando valores del COP entre 0,7 y 1,33. Las potencias comerciales varían entre 4,5 kW y 5000 kW. La presión de vapor absoluta a estas temperaturas está comprendido entre 400 y 900 Pa, el volumen específico en el evaporador es muy grande, del orden del 200 m³/kg. Por el contrario el condensador trabaja con presiones absolutas entre 4.000 y 10.000 Pa, lo cual implica que el volumen específico del refrigerante es unas cinco veces inferior al del evaporador.

En los ciclos H₂O/BrLi el refrigerante que se utiliza R-718 (agua destilada), y el absorbente es una solución de Bromuro de Litio.

Ventajas:

- La utilización de agua como refrigerante es favorable debido a su elevado calor latente de vaporización, superior al de cualquier otro fluido frigorífero.
- Las sustancias no son tóxicas ni inflamables.
- No se hace necesaria una rectificación de los vapores a la salida del generador, ya que durante la separación se genera una corriente prácticamente pura de vapor de agua.
- Fuerte desviación negativa de la solución respecto al comportamiento según la ley de Raoult.
- Tiene un coeficiente de operación mayor que la mezcla amoníaco-agua.

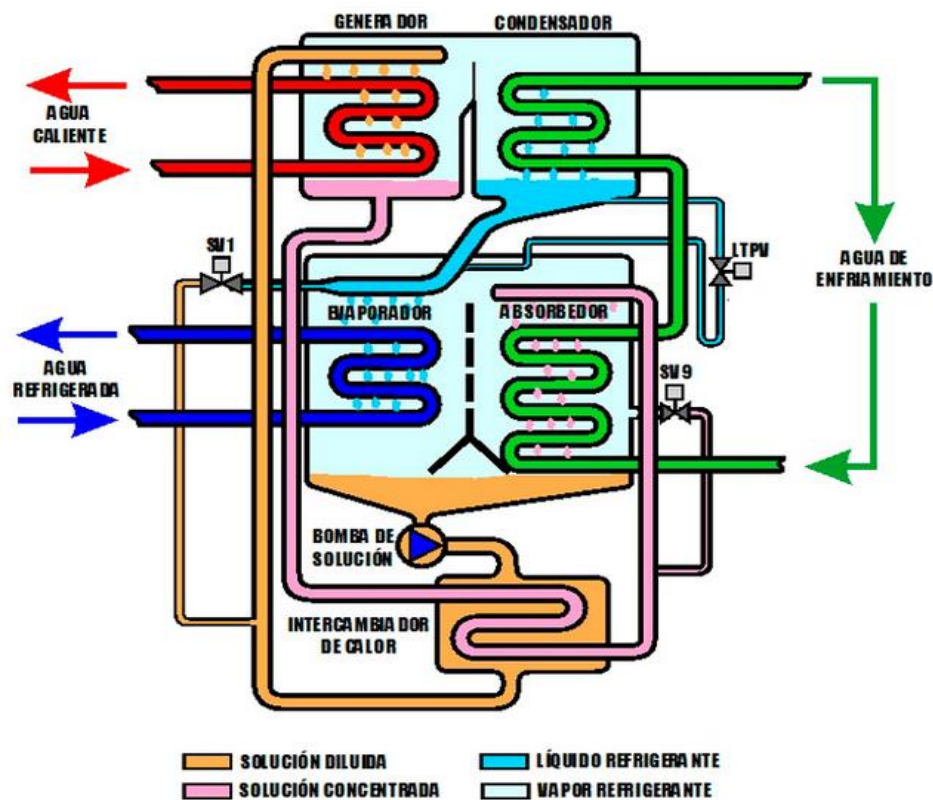


FIGURA 2.3.1 Ciclo de absorción LiBr-H₂O de simple efecto

El otro aspecto importante para entender cómo puede utilizarse el agua como refrigerante, es saber que ésta, cuando se encuentra en un espacio en el que la presión absoluta está muy por debajo de la atmosférica y que en este caso es de únicamente de 0,9 kPa (9 mbar en vez de 1013 que es la presión atmosférica nominal), el agua se evapora (hierve) a tan solo 3°C.

Para explicar el funcionamiento seguiremos el esquema simplificado de la Figura 2.3.1 Empezamos en el generador que está situado en la parte superior izquierda del gráfico, donde la solución acuosa (denominada solución diluida) contiene un 52% de LiBr.

Por el circuito primario del generador circula el agua caliente que aporta la energía necesaria para hacer funcionar el sistema. Esta agua caliente entra nominalmente a una temperatura de 88 °C en el circuito primario del generador saliendo de él a 83 °C. Mientras en el circuito secundario del generador, o sea en el circuito de refrigeración, la presión absoluta es de 13 kPa. Como efecto del calor aportado por el circuito primario de agua caliente, el agua de la solución diluida entra en ebullición y el vapor formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el condensador. Debido a esta separación de vapor, la solución restante, denominada solución concentrada, se concentra hasta un 56% de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el intercambiador de calor situado en la parte inferior del esquema.

Mientras en el condensador, el vapor de agua es enfriado hasta 36°C gracias al circuito de agua procedente, por ejemplo, de una torre de enfriamiento y que entra a la máquina a una temperatura de 31°C, condensando el vapor de agua y convirtiéndolo en líquido. Este líquido refrigerante, es introducido por diferencia de presión en el evaporador donde se

mantiene una presión absoluta de 0.9kPa, por lo que se evapora a 3°C adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar, rebajando su temperatura a 7°C suponiendo que ha entrado de la instalación a 12°C.

Al mismo tiempo la solución concentrada al 56% de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua contenido en este absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua, diluyendo la concentración de LiBr de nuevo al 52%. Ello permite eliminar el vapor a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 0.9kPa en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador. Finalmente, la solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor, es aspirada por la bomba de solución para enviarla de nuevo al generador donde se reinicia el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo.

Inconvenientes:

- Su utilización se restringe al campo de las temperaturas positivas.
- Altos volúmenes específicos del vapor de agua a bajas temperaturas, lo que no constituye un gran inconveniente en sistemas tritéricos y si en los sistemas ditéricos de compresión.
- Con agua como refrigerante, excepto en alta temperatura se corresponden presiones inferiores a la atmosférica, lo que conduce a la necesidad de estanqueidad en los elementos de la instalación para asegurar un correcto funcionamiento.

- Existe el peligro de cristalización de la solución para ciertas condiciones de concentración y temperatura, formándose una especie de lodo, que hace imposible el bombeo y por consecuencia el mal funcionamiento del equipo.
- Estas disoluciones son muy corrosivas en presencia de oxígeno. Esta corrosión se atenúa durante las condiciones normales de funcionamientos del ciclo: 600-900 Pa en el evaporador, y 4-10 kPa en el condensador. Por ello es necesario añadir a la disolución algún inhibidor de corrosión.
- El tamaño físico superior, debido a los grandes volúmenes de vapor de agua del refrigerante.
- El otro problema de la mezcla bromuro de litio agua, es que la mezcla no es totalmente soluble en todas proporciones como sucede con la mezcla amoníaco-agua, sino que arriba de valores cercanos a los 70% en peso la mezcla cristaliza a la temperatura ambiente, lo cual hace que en los sistemas comerciales se tengan que tomar precauciones para evitar este problema.

2.4 PROBLEMAS DE FUNCIONAMIENTO

Algunos de los principales problemas que se tienen en los sistemas de refrigeración por absorción, se detallan a continuación:

- Pérdidas de Carga: Las canalizaciones que interconectan evaporador-absorbedor y generador-condensador, introducen pérdida de carga. Si la presión de absorbedor es inferior a la de evaporador, el título en refrigerante de la solución rica en equilibrio con la temperatura en

absorbedor descende, haciéndolo también la capacidad de absorción de vapores para un mismo caudal másico. Por su parte, la mayor presión en generador, respecto a la de condensador, trae como consecuencia, para una temperatura fija en generador un mayor título en refrigerante para la solución pobre y con esto una menor posibilidad de absorción de vapores cuando esta alcance el absorbedor.

- Vacío: Las presiones vienen determinadas por las presiones de vapor de los líquidos de trabajo. Estas condiciones introducen importantes retos en el diseño de las máquinas como son su tamaño, se requieren de grandes espacios estancos debido al volumen específico del vapor, la sensibilidad a gases generados internamente y efectos de presión hidrostáticos en el diseño del evaporador. Las presiones relacionadas con BrLi no son relativamente bajas pero la sensibilidad de esta tecnología a cualquier fuga es altísima.
- Presión Hidrostática: En el generador, durante el proceso de separación de refrigerante, se decanta la solución pobre en la parte inferior del equipo y como consecuencia de la altura de líquido, la presión de salida de la solución líquida es mayor que la considerada teóricamente, siendo su efecto similar al de una mayor concentración en refrigerante y por tanto una menor capacidad de absorción de vapores de refrigerante.
- Cristalización y Refrigeración del Absorbente: En las soluciones salinas como la $H_2O - BrLi$, el componente salino precipita cuando la fracción de masa de sal excede el límite de solubilidad.

- Este límite depende fuertemente de la temperatura y débilmente de la presión. Es peligroso en el arranque de la máquina donde la temperatura es muy baja. La nucleación de cristales si no se toman las debidas precauciones, puede obstruir las conducciones y detener el funcionamiento de la máquina.

Las causas principales que dan como resultado la cristalización en la solución pobre se detallan a continuación:

- Bajas temperaturas del medio externo que ocasiona que el absorbedor se enfríe, en cuyo caso la solución rica en refrigerante abandona este equipo con baja temperatura y es capaz de enfriar fuertemente a la solución pobre a su paso por el intercambiador de calor, pudiendo desencadenar con ello la cristalización.
- Altas temperaturas o fuertes suministros caloríficos en generador, en ambos casos se produce una solución muy concentrada en bromuro que a su paso por el intercambiador corre peligro de cristalizar.
- Presencia de gases no condensables, tales como el aire y el hidrógeno; dado que el sistema de absorción opera al vacío, el aire del exterior puede filtrarse en el sistema.

Los problemas de cristalización son uno de los mayores obstáculos para producir máquinas refrigeradas por aire. Los fabricantes incluyen controles de forma que cuando se dan condiciones de riesgo de cristalización éstas se corrigen, reduciendo la energía de entrada en el generador o diluyendo la solución en el absorbedor.

Hoy la cristalización es un fenómeno perfectamente controlable y puede prevenirse sin demasiada dificultad mediante controladores de nivel, de

concentración y válvulas automáticas; una de las tecnologías de control más eficaz contra la cristalización es el uso de inhibidores de la cristalización. Esto puede ocurrir si la temperatura del agua de refrigeración procedente de la torre de refrigeración es demasiado baja. El límite de esta temperatura depende del fabricante, pero el valor típico es de 24°C.

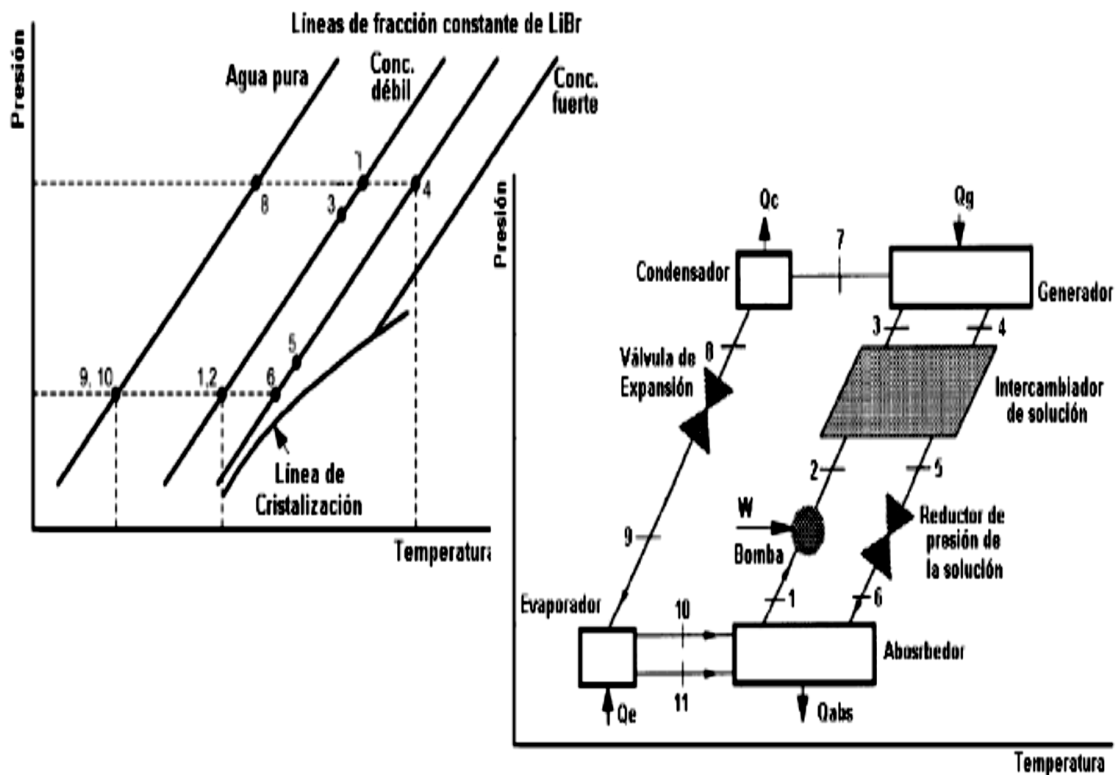


FIGURA 2.4.1 Línea de cristalización en una máquina de absorción

2.5 MEJORAS DEL SISTEMA DE ABSORCIÓN

La tecnología de absorción tiene un gran potencial de desarrollo, y se muestran algunas de las líneas de trabajo para la mejora de los equipos de absorción. Las mejoras comentadas van encaminadas a la mejora global del equipo en el rendimiento, peso y volumen de los equipos.

A continuación se detallan las mejoras experimentadas en los sistemas de refrigeración por absorción en la actualidad:

- Ciclo de Absorción–Difusión: Denominado también sistema Servel–Electrolux. Su principal modificación radica en la incorporación de un gas inerte (que en la mayoría de casos es el hidrógeno) en las máquinas de absorción de $NH_3 - H_2O$ de forma que se mantenga la presión constante en todo el circuito. Así las zonas que en el sistema simple de absorción eran de alta y baja presión, se mantienen constante en este sistema. Y por lo tanto no hay necesidad de ningún tipo de válvulas. Es necesaria una bomba de burbujeo.
- Generador Termoquímico o Triple Estado: El sistema funciona en condiciones de vacío con un par de $BrLi/H_2O$. El sistema dispone de dos sistemas paralelos que operan intermitentemente entre etapas de carga y descarga. A diferencia de otros sistemas, en la desorción el sistema se acerca a la saturación y llegando a la formación de cristales sólidos que hacen que el sistema se almacene energía a través del proceso. Este sistema presenta, de esta forma, una mayor densidad energética, así como una mejor transferencia de calor y masa en los procesos.
- Ciclo de Absorción de Triple Efecto: Se trata de añadir un tercer generador y condensador que trabajen a una temperatura superior a las altas temperaturas del doble efecto. La máxima mejora del rendimiento se conseguiría colocando los tres efectos en serie que colocando el tercero en paralelo, aunque mejoraría la operación del equipo.

- Equipos Rotativos: En este caso, la fase de investigación y desarrollo ya ha sido superada y ya existen máquinas con absorción rotativa, su funcionamiento se basa en el aumento de los coeficientes de transferencia de masa y calor debido a las fuerzas gravitatorias generadas por rotación.
- Ciclo Gax: Este ciclo es una mejora del ciclo de simple efecto $NH_3 - H_2O$ funcionando a dos niveles de presión, trata de aprovechar el solapamiento de temperaturas entre generador y absorbedor cuando la temperatura del primero es lo suficientemente alta, para transferir energía desde la parte caliente del absorbedor hacia la parte fría del generador mediante un intercambiador de calor, reduciendo así la necesidad de aportar energía exterior mejorando el rendimiento del ciclo.

2.6 USO DE LAS ENERGÍAS ALTERNATIVAS

Se denomina energía alternativa a aquella fuente de energía planteada como alternativa a las tradicionales o clásicas. Energía alternativa sería equivalente al concepto de energía renovable o energía verde, mientras que las definiciones más amplias consideran energías alternativas a todas las fuentes de energía que no implican la quema de combustibles fósiles (carbón, gas y petróleo).

Los equipos de absorción pueden ser utilizados para la refrigeración y climatización en aplicaciones en las que se dispone de fuentes alternativas de energía. Energías no convencionales como la Geotérmica, la Biomasa y la Solar Térmica pueden ser empleadas como fuente de aporte energético a los concentradores de plantas de absorción de simple efecto, para valores de

temperatura de agua comprendidos entre 80 y 130°C, bien es verdad que con COPs bastante bajos, alrededor de 0,5, pero con la ventaja que supone la independencia de fuentes convencionales de energía y, sobre todo, el ahorro de combustibles fósiles y la reducción del impacto ambiental que su uso lleva aparejado.

El sistema de refrigeración por absorción es diseñado con el propósito de ejemplificar su funcionamiento utilizando como fuente de energía cualquier desperdicio de vapor o fluidos a altas temperaturas en el sector industria dicha energía calorífica se puede utilizar para hacer funcionar un sistema de refrigeración por absorción, así como también se puede hacer uso de la energía solar por medio de colectores donde se obtenga calor y el agua que por ellos pasa almacenarla en tanques térmicos para estar abastecidos en momentos en los que el sol desaparece para que el sistema no deje de funcionar, la biomasa es otra fuente de energía que se puede aprovechar para el funcionamiento de dicho sistema, en síntesis podemos decir que para que el sistema funcione solo necesitamos suministrarle calor que puede provenir de diferentes fuentes como las antes mencionadas así como también de otras formas de energía como la energía geotérmica o biogás.

VENTAJAS DE LAS ENERGÍAS ALTERNATIVAS

1. Las energías de fuentes alternativas tienen el potencial de crear un mundo que dependa totalmente de ellas. Esta transición traería no sólo ventajas para el medio ambiente, sino también a la economía y al aprovechamiento de la energía.
2. Costos de operación y de mantenimientos bajos.

3. Son energías seguras y libres de contaminantes y no son consideradas nocivas para la salud.
4. Proviene de fuentes de energía inagotables y de múltiples aplicaciones como la energía eólica, hidráulica, biomasa, geotérmica, marina y la más conocida energía solar.
5. Desarrolla la industria y la economía de la región en la que se instala.

DESVENTAJAS DE LAS ENERGÍAS ALTERNATIVAS

1. La primera característica que dificulta la elección de este tipo de energías es la inversión inicial, la que supone un gran movimiento de dinero y que muchas veces la hace parecer no rentable al menos por el tiempo.
2. La disponibilidad puede ser un problema actual, no siempre se dispone de ellas y se debe esperar que haya suficiente almacenamiento. Esto tiene una estrecha relación con el hecho de que están comenzando a ser cada vez más populares.
3. Algunas personas encuentran un inconveniente en estas energías, el hecho que dependiendo de su fuente necesitan de un gran espacio para poder desarrollarse, o necesitaremos disponer de un gran sistema para que surja algún efecto (es el caso por ejemplo de los paneles solares, de los que necesitaremos una cantidad considerable si queremos generar una alta energía eléctrica).
4. Por otro lado cabe mencionar que un claro problema inherente a las energías renovables será el que muchas de ellas cuentan con una naturaleza difusa, con la excepción de la energía geotérmica la cual, sin embargo, sólo es accesible donde la corteza terrestre es fina, como las fuentes calientes y los géiseres.

2.7 COMPARACIÓN ENTRE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR Y SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En la actualidad los equipos que generan mayor consumo y facturación de energía eléctrica son aquellos que utilizan sistemas de compresión mecánica activados por fuente de energía eléctrica, los cuales generalmente están presentes en refrigeradores, aires acondicionados, enfriadores de agua, entre otros. En contra parte, la aplicación de equipos de enfriamiento utilizando ciclo de absorción es una alternativa factible para disminuir el consumo y facturación de energía eléctrica. La cantidad de energía en cada uno de los elementos del sistema, se cuantifica por medio de las ecuaciones de balance energético, describiendo los niveles de energía cuyas magnitudes varían dependiendo de las condiciones de estado termodinámico en el que se encuentre el fluido de trabajo. Con esto, es posible realizar una comparativa contra un sistema de refrigeración por compresión, utilizando conversiones de unidades ya existentes, e inclusive una simulación de los cambios de estado en los componentes de entrada y salida (generador y evaporador) que permita evaluar el equivalente en energía de un sistema de refrigeración por absorción con uno de compresión mecánica.

Entre las máquinas frigoríficas de absorción y las de compresión mecánica de vapor, existen diferencias muy significativas en cuanto a la influencia de su utilización sobre el medio ambiente. Los expertos, han coincidido en que el factor que determina con mayor exactitud la incidencia sobre el medio ambiente de una máquina o proceso, es el que se ha dado en denominar TEI (Total Environmental Impact) que engloba todos los parámetros de influencia descritos a continuación:

- ODP (Potencial de destrucción de Ozono).
- GWP (Potencial de calentamiento global-Efecto Invernadero)
- Consumo de los equipos (COP).
- Vida atmosférica.
- Carga de los equipos (Refrigerante).
- Emisiones de los equipos.

De todos estos parámetros el de mayor importancia cuando nos referimos a la maquinaria frigorífica resulta ser el consumo de los equipos, englobando tanto los consumos directos de energía de cada máquina como los de energías primarias y fósiles necesarios para la producción de la energía eléctrica que después se va a consumir en ella e incluyendo las emisiones de gases invernadero (CO₂, fundamentalmente) que van acompañados con la producción de esta energía. La Agencia Internacional del Medio Ambiente ha determinado que el 98% del TEI de una planta frigorífica se debe a la emisión de gases invernadero que se originan en la producción de la energía eléctrica necesaria para su funcionamiento. Solo el 2% restante se debe a las emisiones originadas por la propia máquina. Si consideramos ahora que el consumo eléctrico de una planta de absorción es por término medio un 7% del correspondiente a un equipo de compresión mecánica y que la energía térmica que consume salvo en las aplicaciones de combustión directa procede como efluente de un proceso, es decir, que su impacto medioambiental se debe a otras necesidades ajenas a las de la producción frigorífica, concluiremos que el TEI de una planta de absorción es tan solo el 7,15% respecto al equipo de compresión mecánica equivalente. Este valor se reduce hasta el 7% si tenemos en cuenta que un equipo de absorción no origina emisiones propias ya que su interior por principio se encuentra en depresión frente a la atmósfera y que aun

en el supuesto de que por una avería se produjera algún vertido o emisión al exterior de sus fluidos interiores esto no tendría ningún efecto contaminante para el medio. En equipos que funcionan con combustión directa el efecto de las emisiones propias se acentúa no por lo que se refiere a las emisiones indirectas que se originan en la producción de energía eléctrica que supondrían un porcentaje equivalente al comentado para equipos actuados por vapor o agua caliente, sino por la emisión de los productos de la combustión que se generan en la máquina. En este sentido, considerando un COP medio de 1 en la producción frigorífica, y un rendimiento en la combustión de un 90%, con gas natural alcanzaríamos un valor de TEI prácticamente idéntico al que correspondería a un equipo de compresión de la misma capacidad frigorífica accionado eléctricamente y con un COP de 4,5. Esto sin tener en cuenta los efectos debidos a los agentes frigoríficos, que en caso de la absorción serían nulos.

En lo que a agentes frigoríferos (refrigerante) se refiere, la balanza se inclina favorablemente a favor de la utilización de ciclos de absorción frente a los de compresión mecánica para la producción frigorífica. Desde el punto de vista medioambiental el interés de los primeros es evidente por las siguientes razones: En los ciclos Agua-Bromuro de Litio el refrigerante que se utiliza R-718 (agua destilada) y el absorbente es una solución de Bromuro de Litio. En los ciclos Amoniaco-Agua se utiliza R-717(Amoniaco) como refrigerante y agua destilada como absorbente. Las tres sustancias tienen un comportamiento muy favorable con el medio ambiente, si bien se precisan precauciones especiales para la manipulación y mantenimiento de los equipos que trabajan con Amoniaco dada la peligrosidad de esta sustancia para el ser humano sobre la que no es preciso abundar ya que es sobradamente conocida.

Por lo que respecta al agua, solo cabe señalar la necesidad de controlar su pureza cuando se emplea como refrigerante, más por lo que puede afectar al rendimiento de los equipos que por sus efectos sobre las personas y el medio ambiente para los que es completamente inocua. La sal de Bromuro de Litio es así mismo inocua, aunque en solución acuosa tiene efectos detergentes bastante acusados por lo que no debe ser ingerida y conviene ser manipulada con la precaución necesaria para evitar derrames que pueden decolorar los suelos de madera y otros materiales orgánicos. No se requieren más prevenciones.

REFRIGERANTES Y ABSORBENTES			
	R-717 Amoniaco	R-718 Agua	BrLi Sal Diluida
Estabilidad química	Media	Alta	Alta
Toxicidad	Alta	Nula	Baja
Disponibilidad	Alta	Alta	Alta
Efectos contaminantes	Bajos	Nulos	Nulos
ODP	0	0	0
GWP	0	0	0
TEWI	Bajo	Nulo	Bajo
Calor lat. vaporización.....	1,25 MJ/kg	2,5 MJ/kg	N/A
Coste	Medio	Bajo	Medio

FIGURA 2.7.1 Comparativa entre refrigerantes y absorbentes

Como podemos ver la mejor opción de par refrigerante-absorbente es la de Agua y Bromuro de Litio por sus mayores beneficios para el medio ambiente y los seres humanos.

Ambos sistemas tienen sus ventajas e inconvenientes. A continuación se intenta resumir y debatir dichas diferencias para poder adecuar cada proceso a un tipo de instalación.

En las máquinas de compresión mecánica el COP (parámetro de rendimiento) se calcula como el cociente entre la energía cedida en el evaporador y el trabajo entregado al refrigerante por el compresor, es decir, la energía obtenida del sistema dividida entre la energía aportada al sistema. El COP se calcula con la siguiente fórmula:

$$COP = \frac{\text{Calor extraído}}{\text{Trabajo compresor}}$$

Sin embargo, para el ciclo de absorción el COP se calcula con otra fórmula, ya que la energía que se introduce en el proceso no es en forma de trabajo sino en forma de calor:

$$COP = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Entrada calor}}$$

Se puede observar que cuanto más pequeño es el “COP”, más aportación de calor se requiere y más calor tiene que ser expulsado del sistema en la torre de refrigeración. Por el contrario, un alto valor de él tiene la ventaja de poder reducir la aportación de calor y de energía eléctrica para las bombas en los ciclos de calefacción y refrigeración.

Las máquinas de absorción tienen un COP inferior a la de las máquinas de compresión mecánica; sin embargo, tienen la ventaja que el calor que se entrega al generador puede ser a muy bajo costo, de manera que el proceso sea más rentable. Las máquinas de absorción necesitan una temperatura de funcionamiento superior a los 80 °C para que su rendimiento no sea demasiado bajo, con lo que el calor necesario en el generador podría ser un calor sobrante

o producirlo mediante un sistema de bajo costo como por ejemplo, una caldera de biomasa. Las máquinas de compresión mecánica tienen un COP real en torno a 2,5. Las máquinas de absorción de simple efecto tienen un COP de aproximadamente 0,7 y las máquinas de doble efecto pueden llegar a 1,1 o 1,2. Si con carácter orientativo comparamos ambos sistemas considerando como energía primaria la misma cantidad de biomasa, para el caso de absorción la hipótesis de utilización de una máquina de doble efecto, obtenemos los siguientes resultados:

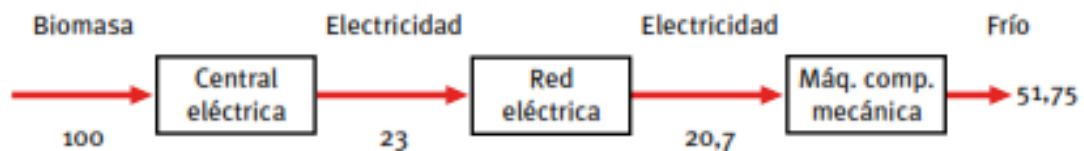


FIGURA 2.7.2 Esquema de transformaciones de la energía para producir frío por medio de un sistema de refrigeración por compresión

En el esquema se observa que hay que realizar varias transformaciones para producir frío. El consumo eléctrico de las máquinas de compresión mecánica es elevado, lo que supone un costo económico muy importante a tener en cuenta.

Los rendimientos de las transformaciones sufridas desde que la biomasa entra en la central eléctrica hasta que se obtiene el frío son:

- Central eléctrica: se considera rendimiento eléctrico del 23%.
- Red eléctrica: se estiman unas pérdidas del 10%.
- Máquina de compresión mecánica: COP estimado 2,5.

Realizando el mismo esquema para el proceso de absorción el número de transformaciones es el mismo (de biomasa a calor y de calor a frío) pero el proceso es muy diferente.

La energía proviene de la biomasa y en la caldera se pueden obtener rendimientos muy elevados (85-90%). Del calor de la caldera se alimenta la máquina de absorción obteniendo frío.

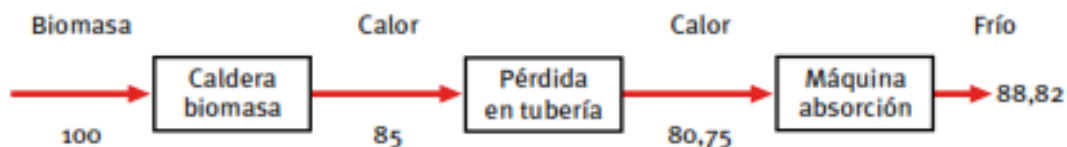


FIGURA 2.7.3 Esquema de transformaciones de la energía para producir frío por medio de un sistema de refrigeración por absorción

Los rendimientos considerados son:

- Caldera de biomasa: eficiencia del 85-90 %.
- Red de tuberías: pérdidas del 5%.
- Máquina de absorción doble efecto: COP = 1,1.

Por tanto, la producción de frío a partir de biomasa mediante la utilización de máquinas de absorción es mayor que produciendo la energía eléctrica previamente en una central alimentada exclusivamente con este combustible y utilizándola en un compresor mecánico. No obstante, las máquinas de absorción de doble efecto precisan un aporte térmico a alta temperatura y resultan notablemente más caras, tanto en inversión como en mantenimiento, con lo que, teniendo en cuenta el bajo nivel de utilización puede no compensar. En el caso de máquinas de simple efecto, los rendimientos en producción de frío se aproximan. Por otro lado, en el caso de gasificación de la biomasa y cogeneración, utilizando simultáneamente una máquina de compresión y otra de absorción la producción de frío mejora.

El proceso de absorción necesita poco consumo de energía eléctrica y sólo requiere energía térmica procedente de la combustión de biomasa o de calores residuales de proceso, que de otra manera serían desperdiciados. Otro aspecto importante es el impacto ambiental de ambos procesos. Actualmente la producción de energía eléctrica lleva asociado un proceso en el que se liberan contaminantes y gases de efecto invernadero a la atmósfera, ya que utilizan combustibles fósiles como materia prima. Los calores necesarios para las máquinas de absorción pueden proceder de energías renovables como la biomasa con lo que las emisiones de CO₂ son nulas.

Otro aspecto ambiental es la utilización de refrigerantes perjudiciales para la capa de ozono en las máquinas de compresión mecánica aunque se están sustituyendo por otros ecológicos. Las máquinas de absorción de producción de frío a alta temperatura trabajan en vacío, es decir, por debajo de la presión atmosférica.

Es por ello que se necesita mantener el vacío en todos los componentes de la máquina y sus uniones para su correcto funcionamiento, lo que implica un incremento en los costos con respecto a las climatizadoras de compresión mecánica. Los materiales que forman la máquina de bromuro de litio-agua deben presentar buena resistencia a la corrosión, lo que supone un costo adicional.

Por lo general, las máquinas de absorción necesitan una torre de refrigeración para su adecuado funcionamiento. Esto lleva asociado una serie de normativas en cada comunidad y unos costos de mantenimiento.

La tabla siguiente compara diferentes aspectos de los dos sistemas con los puntos fuertes y débiles de cada uno de ellos:

Tabla 2.7.2 Comparación de aspectos en sistemas de refrigeración por absorción vrs Compresión

Variables	Compresión mecánica	Absorción
Rendimiento (COP)	Mayor	Menor
Mantenimiento	Menor	Mayor
Energía consumida	Eléctrica	Varios
Costo de energía consumida	Mayor	Menor
Consumo eléctrico	Mayor	Menor
Impacto ambiental	Mayor	Menor
Inversión inicial	Menor	Mayor
Espacio ocupado	Menor	Mayor

En el capítulo detallado anteriormente se estudió de manera general el origen, fundamentos y desarrollo de los sistemas de refrigeración, sobre todo en lo que respecta a la refrigeración por absorción, información que es la base para una buena introducción al siguiente capítulo en el que profundizaremos en el diseño de un banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, calculando todas las variables tanto termodinámicas como mecánicas.

3. DISEÑO

3.1 DISEÑO TERMODINÁMICO

El proceso de diseño de un sistema de refrigeración, requiere la definición de los requerimientos del sistema, el cual debe ser lo suficientemente pequeño para que el equipo pueda ser instalado en un banco para laboratorios y lo suficientemente grande para que las variables de control del equipo, se encuentren en un rango que haga posible su medición en el laboratorio. El modelo a analizar es un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, esto se refiere a que solo hay una etapa de separación de la solución agua-bromuro de Litio.

Para establecer el rango de temperaturas se seleccionó en el rango de refrigeración comercial específicamente la refrigeración para verduras que comprende el rango de 7°C - 14°C .

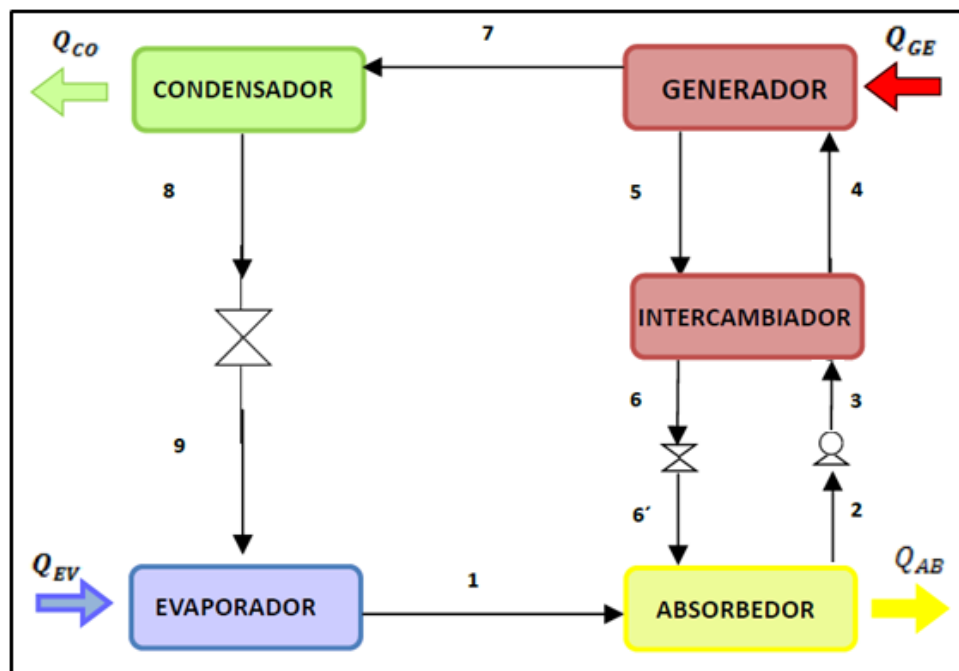


FIGURA 3.1.1 Esquema del sistema de refrigeración por absorción

Criterios de Diseño

- Refrigeración para Verduras
- Temperatura del Agua en el Evaporador 10°C (Temperatura de Operación del Evaporador)
- Temperatura de Operación en el Condensador 40°C
- Concentraciones de Bromuro de Litio 48% y 52%

Suposiciones para analizar el ciclo de refrigeración por absorción:

- El sistema opera en régimen estacionario.
- Las corrientes de salida del absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes componentes del sistema y de los conductos.
- El proceso en las válvulas se considera isoentálpico.
- La variación de temperatura en el evaporador es despreciable.

3.1.1 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

Para determinar la potencia frigorífica o carga térmica se hace uso de la siguiente ecuación:

$$Q = (\text{ganancia por transmisión de calor})(\text{área a refrigerar})$$

Para calcular la ganancia por transmisión de calor se utiliza la tabla del anexo 1, tomado de ASHRAE para ello se necesita la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el espacio a refrigerar, para nuestro diseño la temperatura del ambiente normalmente es de 28.8 °C (mayor registro promedio de la temperatura ambiente anual en el año 2014) tomado del boletín climatológico anual del ministerio de medio ambiente y recursos naturales^[15], y

en el espacio a refrigerar mantenerla a 12°C, teniendo una diferencia de temperaturas de:

$$\Delta T = T_{amb} - T_{espacio\ frio}$$

$$\Delta T = 28.8\text{ }^{\circ}\text{C} - 12\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = 16.8\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tomando como material fibra de vidrio, se lee de la tabla de cargas de transmisión en paredes tomado de ASHRAE de anexo 1^{[12],[13]}:

$$\text{Ganancia por transmisión de calor} = 316.4\text{ Btu/pies}^2\text{ por 24 horas}$$

El espacio a refrigerar se considera con un área superficial exterior de 1 m² (10.76ft²).

Sustituyendo en la ecuación:

$$Q = (316.4 \frac{\text{Btu}}{\text{pies}^2} \text{ por 24 horas})(10.76 \text{ pies}^2)$$

$$Q = 3404.46\text{ Btu por 24 horas}$$

Las horas de trabajo para el equipo se estiman 2 horas (duración de un periodo de clase).

Entonces:

$$Q = \frac{3404.46\text{ Btu por 24 horas}}{2\text{ horas}} = 1702.23\text{ Btu/h}$$

De esto, se tiene una carga térmica igual a 0.1418 Toneladas de refrigeración, 0.50 Kw en el evaporador. ^[16]

3.1.2 CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Para caracterizar cada uno de los puntos del sistema se usa la tabla del anexo 2, la tabla del anexo 3, la carta de equilibrio mostrada en el anexo 4^[16]. Desarrolladas por las ecuaciones siguientes:

Ecuación Temperatura vrs Concentración

$$T_s = \sum_0^3 [B_n x^n] + T_r \sum_0^3 [A_n x^n]$$

Donde:

x = Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s = Temperatura de la solución en °C

T_r = Temperatura del refrigerante en °C

Valores de las Constantes:

- $A_0 = -2.00755$
- $A_1 = 0.16976$
- $A_2 = -3.133362 \times 10^{-3}$
- $A_3 = 1.97668 \times 10^{-5}$
- $B_0 = 124.937$
- $B_1 = -7.71649$
- $B_2 = 0.152286$
- $B_3 = -7.95090 \times 10^{-4}$

Rango de Aplicación

$$-15 \text{ } ^\circ\text{C} < T_r < 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$5 \text{ } ^\circ\text{C} < T_s < 175 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ecuación Entalpía, Temperatura y Concentración

$$h_s = \sum_0^4 [A_n x^n] + t_s \sum_0^4 [B_n x^n] + t_s^2 \sum_0^4 [C_n x^n]$$

Donde:

$h_s =$ Entalpía específica en KJ/kg

$t_s =$ Temperatura de la solución en °C

$x =$ Es la concentración en peso de bromuro de litio

Valores de las Constantes

- $A_0 = -2024.33$
- $A_1 = 163.309$
- $A_2 = -4.88161$
- $A_3 = 6.30 \times 10^{-2}$
- $A_4 = -2.913705 \times 10^{-4}$
- $B_0 = 18.2829$
- $B_1 = -1.1691757$
- $B_2 = 3.24804184 \times 10^{-2}$
- $B_3 = -4.034184 \times 10^{-4}$
- $B_4 = 1.8520569 \times 10^{-6}$
- $C_0 = 18.2829$
- $C_1 = 2.8877666 \times 10^{-3}$
- $C_2 = -8.1313015 \times 10^{-5}$
- $C_3 = 9.9116628 \times 10^{-7}$
- $C_4 = -4.441207 \times 10^{-9}$

Rango de Aplicación

$$40 < x < 70\% \text{ LiBr}$$

$$15 \text{ } ^\circ\text{C} < t_s < 165 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Punto 1

Con temperatura de funcionamiento del Evaporador de 10°C, con una concentración de agua en un 99.5%, se determina una presión 1.2Kpa; entre 0-10 % de BrLi, de tablas de anexo 2 con agua a una temperatura de 10°C y presión de 1.20Kpa tenemos una $h_1 = 2519 \text{ KJ/kg}$

Punto 2

Para la misma Presión de 1.20 Kpa, temperatura de saturación de 10°C, 48% de bromuro de litio concentración débil. Se procede al cálculo de temperatura de solución en el punto 2 y su respectiva entalpía.

$$T_2 = \sum_0^3 [B_n(48)^n] + (10^\circ\text{C}) \sum_0^3 [A_n(48)^n]$$

$$T_2 = 28.56^\circ\text{C}$$

$$h_2 = \sum_0^4 [A_n(48)^n] + (28.56^\circ\text{C}) \sum_0^4 [B_n(48)^n] + (28.56^\circ\text{C})^2 \sum_0^4 [C_n(48)^n]$$

$$h_2 = 54.54 \text{ KJ/kg}$$

O se puede determinar de las tablas de anexo 3 y 4.

Punto 8

Es el otro punto con criterios de diseños establecidos, temperatura de saturación 40°C del refrigerante se lee una presión de 7.4Kpa de tablas de anexo 2. Se procede al cálculo de su respectiva entalpía, de tablas de anexo 2 de agua con presión y temperaturas definidas, $h_8 = 167.5 \text{ KJ/kg}$ considerando proceso isoentálpico en las válvulas $h_9 = 167.5 \text{ KJ/kg}$

Punto 7

Se tiene vapor de agua con 99.5% de agua. Como el refrigerante abandona el generador a la misma temperatura de saturación de la mezcla débil de $LiBr - H_2O$, podemos plantear para el cálculo de temperatura.

$$T_7 = \sum_0^3 [B_n(48)^n] + (40^\circ\text{C}) \sum_0^3 [A_n(48)^n]$$

$$T_7 = 61.79^\circ\text{C}$$

Se tiene refrigerante puro, la entalpía corresponde a la de vapor de agua sobrecalentado, $h_7 = 2574 \text{ KJ/kg}$

Punto 5

Con una presión de 7.8 Kpa , temperatura de saturación de 40°C concentración de bromuro de litio es de 52%, Se procede al cálculo de temperatura de solución en el punto 5 y su respectiva entalpía.

$$T_5 = \sum_0^3 [B_n(52)^n] + (40^\circ\text{C}) \sum_0^3 [A_n(52)^n]$$

$$T_5 = 68.73^\circ\text{C}$$

$$h_5 = \sum_0^4 [A_n(52)^n] + (68.73^\circ\text{C}) \sum_0^4 [B_n(52)^n] + (68.73^\circ\text{C})^2 \sum_0^4 [C_n(52)^n]$$

$$h_5 = 146.9 \text{ KJ/kg}$$

Punto 6

Presión 1.20 Kpa, la concentración, bromuro de litio 52%. Para analizar este componente nos valemos del concepto de eficiencia de intercambio de calor entre las corrientes (P).

$$P = \frac{T_6 - T_5}{T_3 - T_5}$$

Despejando:

$$T_6 = P(T_3) + (1 - P)(T_5)$$

$$T_6 = 44.63^\circ\text{C}$$

$$h_6 = \sum_0^4 [A_n(52)^n] + (68.73^\circ\text{C}) \sum_0^4 [B_n(52)^n] + (68.73^\circ\text{C})^2 \sum_0^4 [C_n(52)^n]$$

$$h_6 = h_{6'} = 95.25$$

Punto 3

En el punto 3, se tiene una temperatura de 28.56°C y la concentración de bromuro de litio es igual que el punto 2, la cual también es igual en punto 4.

Punto 4

En el punto 4 también es necesario hacer un balance energético para determinar la entalpía, pero se realizan más adelante cuando se establezcan los flujos másicos.

3.1.2.1 BALANCE DE ENERGÍA EN EL SISTEMA

La primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado está dada por:

$$Q - w = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP$$

Despreciando las variaciones de energía cinética, potencial e interna, la ecuación anterior queda de la siguiente forma:

$$Q - w = 0$$

A continuación se realiza el balance energético de todo el sistema.

$$Q_{evaporador} + Q_{generador} + Q_{condensador} + Q_{Absorbedor} - w_B = 0$$

En donde:

- $Q_{evaporador} = \text{calor ganado en el evaporador} = \text{Carga Térmica}$
- $Q_{generador} = \text{calor suministrado al sistema en el generador}$
- $Q_{condensador} = \text{calor rechazado en el condensador}$
- $Q_{Absorbedor} = \text{calor rechazado en el absorbedor}$
- $w_B = \text{trabajo realizado por la bomba sobre el sistema}$

3.1.2.2 CÁLCULO DE LOS FLUJOS MÁSICOS DEL SISTEMA

Los balances energéticos correspondientes a las etapas individuales se refieren únicamente a magnitudes caloríficas y entálpicas, excepto en el caso de la bomba en la cual intervienen las presiones.

- **Evaporador**

Se comienza con el evaporador porque es el componente donde se tiene la carga térmica ya determinada.

Tenemos que:

$$Q_{eva} = \dot{m}_1(\Delta h_{1-9})$$

Dónde:

$$Q_{eva} = 0.5 \frac{kJ}{s}$$

$$m = \text{flujo másico en } \frac{Kg}{s}$$

$$\Delta h = \text{Diferencia de entalpía en } \frac{kJ}{kg}$$

Despejando el flujo másico nos queda:

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{eva}}{(h_1 - h_9)}$$

Sustituyendo:

$$\dot{m}_1 = \frac{0.50}{(2519 - 167.5)}$$

$$\dot{m}_1 = 2.13 \times 10^{-4} \frac{Kg}{s} = 0.7668 \frac{Kg}{h} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Para la determinación de los diferentes flujos másicos es necesario realizar balances de masa, energía y concentración en los diferentes componentes del sistema.

- **Absorbedor**

Se tiene que:

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sale}$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_{6'} = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_{6'} = \dot{m}_2 - \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_{6'} = \dot{m}_2 - 0.7668$$

Se realiza un balance de masa-concentración de agua en el absorbedor:

$$\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_2 x_2$$

Dónde la concentración de agua será: $X_1 = 99.5 \%$, $X_2 = 48 \%$ y $X_6 = 52\%$

Sustituyendo se tiene:

$$\dot{m}_1 x_1 + (\dot{m}_2 - 0.7668)x_6 = \dot{m}_2 x_2$$

$$(0.7668)(0.995) + (\dot{m}_2 - 0.7668)(0.48) = \dot{m}_2(0.52)$$

Resolviendo:

$$\dot{m}_2 = 9.8748 \frac{Kg}{h} = 2.74 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s} = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_6 = 9.108 \frac{Kg}{h} = 2.52 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s} = \dot{m}_6 = \dot{m}_5$$

- **Intercambiador de calor**

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{salida}$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6$$

$$9.8748 + 9.108 = 9.8748 + 9.108$$

$$18.9828 = 18.9828$$

Se realiza un balance masa-entalpía:

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_3 h_3$$

Despejando la entalpía del punto 4:

$$h_4 = \frac{\dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_4} = \frac{\dot{m}_5 (h_5 - h_6) + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_4}$$

Sustituyendo:

$$h_4 = \frac{9.108(146.9 - 95.25) + (9.8748)(54.54)}{9.8748}$$

$$h_4 = 102 \text{ KJ/kg}$$

$$h_4 = \sum_0^4 [A_n(48)^n] + (T_4) \sum_0^4 [B_n(48)^n] + (T_4)^2 \sum_0^4 [C_n(48)^n]$$

$$T_4 = 49.91^\circ\text{C}$$

Teniendo todos los flujos másicos del sistema, se procede a calcular los calores en los distintos componentes

3.1.2.3 CÁLCULO DE CALORES EN LOS COMPONENTES

- **Evaporador**

En el evaporador previamente se ha calculado la carga térmica que será el mismo calor que se estará suministrando al Sistema.

$$Q_{\text{evaporador}} = 0.5 \text{ kJ/s} = 1800 \text{ kJ/h}$$

- **Absorbedor**

Se hace balance de energía, sabiendo que en este componente se debe extraer calor del Sistema:

$$E_{\text{entra}} = E_{\text{sale}}$$

$$\dot{m}_{\text{entrada}} h_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}} h_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 = Q_{AB} + \dot{m}_2 h_2$$

Despejando:

$$Q_{AB} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_2 h_2$$

Sustituyendo:

$$Q_{AB} = 0.7668(2519) + 9.108(95.25) - (9.8748)(54.54)$$

$$Q_{AB} = 2260 \text{ KJ/h}$$

- **Generador**

Se tiene que:

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$\dot{m}_{en} h_{en} = \dot{m}_{sal} h_{sal}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + Q_{GE} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5$$

Despejando:

$$Q_{GE} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4$$

Sustituyendo:

$$Q_{GE} = (0.7668)(2575) + (9.108)(146.9) - (9.8748)(102.2)$$

$$Q_{GE} = 2298 \text{ KJ/h}$$

- **Condensador**

Haciendo balance de energía, resulta:

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$\dot{m}_{entrada} h_{entrada} = \dot{m}_{salida} h_{salida}$$

$$\dot{m}_7 h_7 = Q_{cond} + \dot{m}_8 h_8$$

Despejando:

$$Q_{cond} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8; \text{ donde } \dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

Sustituyendo:

$$Q_{cond} = (0.7668)(2574) - (0.7668)(167.5)$$

$$Q_{cond} = 1841.76 \text{ KJ/h}$$

3.1.2.4 CÁLCULO DE TRABAJO REALIZADO POR LA BOMBA

El trabajo realizado por la bomba sobre el sistema, está dado por:

$$W_B = \frac{\dot{m}_2(P_3 - P_2)}{\gamma_{solucion}}$$

Dónde:

$$\dot{m}_2 = 2.74 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$P_2 = 1.20 \text{ kPa}$$

$$P_3 = 7.4 \text{ kPa}$$

Ecuación de la densidad para solución de Agua-Bromuro de Litio:

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 0.2288(48)^2 - 6.0579(48) + 1252.5 - 0.91652667(29 - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 1492.64 \text{ kg/m}^3$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

ρ_s : Densidad de la solución en kg/m³

Sustituyendo:

$$w_B = \frac{2.74 \times 10^{-3} (7.4 - 1.20)}{1492.64}$$

$$w_B = 1.14 \times 10^{-5} \frac{KJ}{s} = 1.14 \times 10^{-5} kW = 40.97 \times 10^{-3} KJ/h$$

3.1.2.5 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN

También llamado coeficiente térmico de funcionamiento se determina por medio de la división entre el calor que absorbe para el enfriamiento y el calor de activación tal como se expresa:

$$COP = \frac{Q_{Evaporador}}{Q_{generador} + w_B}$$

Calculo del coeficiente de operación:

$$COP = \frac{1800}{2298 + 40.97 \times 10^{-3}}$$

$$COP = 0.78$$

3.1.2.6 RESUMEN DE LA CARACTERIZACIÓN COMPLETA DEL SISTEMA

Con los cálculos realizados, las características del sistema quedan de la siguiente manera:

Tabla 3.1.2.6.1 Caracterización de los puntos del sistema

Punto	T (°C)	Y (%H ₂ O)	X (%BrLi)	P(kPa)	h (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/h)
1	10	99.5	0.05	1.2	2519	0.7668
2	29	52	48	1.2	54.54	9.8748
3	29	52	48	7.4	54.54	9.8748
4	50	52	48	7.4	102.2	9.8748
5	69	48	52	7.4	146.9	9.108
6	45	48	52	7.4	95.25	9.108
6'	45	48	52	1.2	95.25	9.108
7	62	99.5	0.05	7.4	2574	0.7668
8	40	99.5	0.05	7.4	167.5	0.7668
9	10	99.5	0.05	1.2	167.5	0.7668

Tabla 3.1.2.6.2 Caracterización de los elementos del Sistema

Elemento	$Q\left(\frac{KJ}{h}\right)$	Rangos de Temperaturas en el Interior de Tubos	Rangos de Temperaturas en el Exterior de Tubos
Generador	2298 KJ/h	82°C - 65°C	40°C - 69°C
Condensador	1841.76 KJ/h	62°C - 40°C	27°C - 34°C
Evaporador	1800 kJ/h	14°C - 10°C	14°C - 17°C
Absorbedor	2260 KJ/h	25°C - 30°C	29°C - 45°C

La caracterización del sistema nos muestra los parámetros de funcionamiento de cada elemento que compone nuestro sistema de refrigeración por absorción esquematizado, dando las bases fundamentales para el diseño mecánico de los mismos y posteriormente la puesta en marcha del equipo de refrigeración.

3.2 DISEÑO MECANICO

En esta etapa del proyecto, se determinan los detalles constructivos de los diferentes elementos que conforman el banco de refrigeración por absorción que se pretende construir, a continuación se presenta el diseño de cada elemento:

3.2.1 SELECCIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR [18]

En general, el objetivo es calentar o enfriar cierto fluido con un gasto de masa y temperatura conocidas hasta una temperatura deseada. Por lo tanto, la velocidad de la transferencia de calor del intercambiador quedará determinada por:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}C_p(T_{ext} - T_{sal})$$

Lo cual determina el requisito de transferencia de calor antes de tener una idea del propio intercambiador. La selección apropiada depende de varios factores, a continuación se describe cada uno de ellos:

- Velocidad de Transferencia de Calor: Es la cantidad más importante en la selección de un intercambiador. Un intercambiador debe ser capaz de transferir el calor con un a velocidad específica para lograr el cambio deseado en la temperatura del fluido con el gasto de masa determinado.
- Costo: Las limitaciones en el presupuesto suelen desempeñar un papel importante en la selección de los intercambiadores de calor, excepto en algunos casos especiales en donde “el dinero no es lo más importante”. Un intercambiador que exista en catálogo tiene una ventaja definida en el costo sobre los que se mandan a hacer sobre pedido. Sin embargo, en

algunos casos ninguno de los intercambiadores en existencia realizara lo que se desea y puede ser necesario tener que emprender la tarea costosa y tardada de diseñar y fabricar un intercambiador a partir de la nada que se adecue las necesidades. Los costos de operación y mantenimiento del intercambiador también son consideraciones importantes en la valoración del costo total.

- **Potencia de Bombeo:** En un intercambiador de dos fluidos suelen forzarse para que fluyan por medio de bombas o ventiladores que consumen energía eléctrica. El costo anual de la electricidad asociada con la operación de las bombas y ventiladores se puede determinar a partir de:
$$\text{Costo de Operación} = (\text{Potencia de bombeo, Kw}) \times (\text{Horas de operación, h}) \times (\text{Precio de la electricidad, dólares/Kwh}).$$
- **Tamaño y Peso:** Normalmente, entre más pequeño y más ligero es el intercambiador, mejor es; lo normal es que a un intercambiador más grande se le etiquete con un precio más alto. El espacio del que se dispone para el intercambiador en algunos casos limita la longitud de los tubos que se pueden usar.
- **Tipo:** El tipo de intercambiador que se deben seleccionar depende principalmente del tipo de fluidos que intervienen, de las limitaciones de tamaño, peso y de la presencia de cualquier proceso de cambio de fase.

- **Materiales:** Los materiales que se usen en la construcción del intercambiador pueden constituir una consideración importante en la selección de los intercambiadores. Por ejemplo no es necesario considerar los efectos de los esfuerzos térmicos y estructurales a presiones abajo de 15 atm o temperaturas inferiores a 150°C .Pero estos efectos constituyen consideraciones importantes por arriba de 70 atm y 550°C y limitan mucho los materiales para el intercambiador.
- **Otras Consideraciones:** Existen otras consideraciones en la selección de los intercambiadores de calor que pueden ser importantes dependiendo de la aplicación. Por ejemplo, ser herméticos es una consideración importante cuando se trata con fluidos tóxicos o costosos. En el proceso de selección algunas otras consideraciones importantes son la facilidad para darles servicio, un bajo costo de mantenimiento y seguridad y confiabilidad.

3.2.2 EL INTERCAMBIADOR DE CASCO Y TUBOS

Este tipo de unidad es la más usada en la industria. Cubre todas las operaciones de transferencia de calor y sus aplicaciones generales. El intercambiador de casco y tubos, es hasta ahora entre los equipos de transferencia de calor el más comúnmente usado en la industria química. Las ventajas de este tipo de intercambiador son:

- Su configuración proporciona grandes áreas de transferencia en pequeños espacios.
- Soportan altas presiones y altas temperaturas de operación.
- Procedimientos de diseño y técnicas de fabricación bien establecidas.

Esta unidad consta de una envoltura cilíndrica denominada *casco* el cual envuelve a un conjunto de tubos denominado “haz” *de tubos*. Un fluido circula por el interior de los tubos (lado de los tubos), y otro por el exterior de los mismos (lado del casco).

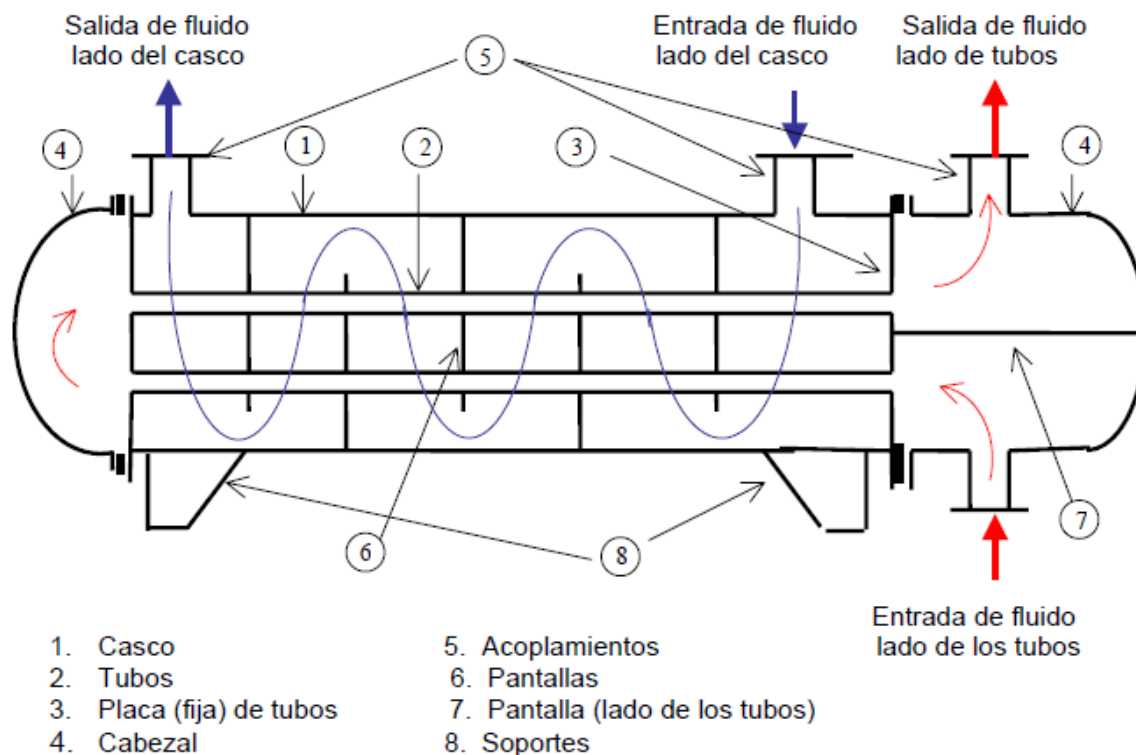


FIGURA 3.2.2.1 Esquema de Intercambiador de Tubo y Carcasa

- El Haz de Tubos:

Es un conjunto de tubos que se albergan dentro del casco y en sus extremos están soportados en la placa de tubos, la cual puede ser placa fija o con cabeza flotante. El empleo de uno u otro tipo de placa depende de la diferencia de temperatura que se registre en los extremos durante la operación. Por lo general se usan tubos lisos y de manera especial con superficie extendida.

- La Placa de tubos:

Es una plancha metálica perforada según el arreglo, sirve de sostén a los tubos en sus extremos

Tipos:

- a) Placa fija: va fija al casco y se usa para diferencias de temperatura en los extremos de hasta 90°C (200 °F).
- b) Placa de cabeza flotante: para diferencias de temperaturas mayores a 90 °C (200°F), para evitar que los esfuerzos térmicos produzcan fracturas.
- c) Placa de tubos en U: se usan tubos en U para la evaporación y en este caso la placa que sostiene a los tubos en el extremo donde se produce el retorno se denomina placa de tubos en U.

- El Casco:

Es la envoltura cilíndrica que cubre el haz de tubos. Sus principales características son el diámetro y el espesor.

- Las Pantallas en el Casco:

Son dispositivos mecánicos, a manera de compuertas transversales, que se insertan a lo largo del casco de un intercambiador. Con las pantallas, se produce un incremento en la velocidad del fluido que pasa por el casco, aumentando su coeficiente de película aumentando también la caída de presión.

- Las Pantallas en los Cabezales:

En los cabezales también se insertan pantallas longitudinales que permiten dirigir el flujo por el lado de los tubos.

Con la instalación de estas pantallas se consiguen los intercambiadores de múltiple paso. Tratándose de que se mantenga en el casco un solo paso con las pantallas en los cabezales se puede obtener el intercambiador 1- 2 (4,6, 8, n pasos). Si se usan 2 pasos en el casco se pueden conseguir los intercambiadores 2- 4 (8, 12,16, n pasos); y, así sucesivamente.

La limitación radica en la complejidad de la construcción y en el costo de la operación. A medida que aumentan los pasos la velocidad del fluido aumenta, también aumenta la caída de presión. Por ello las series de intercambiadores de múltiple paso se limitan a 6-n.

- Cabezales:

Son los receptáculos del fluido que circula por el lado de los tubos. Estos sirven para dirigir el curso de este fluido en el lado de los tubos. Aquí se insertan los acoplamientos para el fluido de este lado. Como se dijo anteriormente, estos cabezales pueden ser de placa fija o de cabeza flotante.

3.2.3 PROCEDIMIENTO A SEGUIR PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Para el diseño de cada uno de los componentes que no son más que intercambiadores de calor se sigue una serie de pasos, la cual es igual en todos los casos, variando solo de acuerdo con el tipo de fluido con el que estará en contacto, a continuación se detalla esa serie de pasos.

3.2.3.1 SECUENCIA DE ACTIVIDADES PARA EL DISEÑO

- a) Establecer condiciones de entrada: temperaturas, presiones, propiedades físicas de los fluidos.
- b) Asignar las corrientes al tubo y carcasa.
- c) Dibujar los diagramas térmicos.
- d) Seleccionar el diámetro, espesor, material y configuración de los tubos.
- e) Calcular los valores de la temperatura media logarítmica determinándola mediante la siguiente relación:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Dónde: ΔT_1 y ΔT_2 , aparecen esquematizadas en los perfiles de temperatura para cada uno de los componentes del circuito de refrigeración por absorción.

- f) Calcular la temperatura promedio. Se necesita conocer propiedades en el interior de la tubería:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2}$$

- g) Calcular el coeficiente global de transmisión de calor, el cual se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

Dónde:

A_e : Area superficial de contacto con los tubos

R_i : Resistencia térmica de Convección en el interior de los tubos

R_{ac} : Resistencia por Conducción del material de los tubos

R_e : Resistencia térmica de Convección exterior

- h) Cálculo de la resistencia por convección en el Interior de los tubos, se necesita conocer propiedades en el interior de tubería, a temperatura promedio del agua de enfriamiento:

$$R = \frac{1}{hA}$$

Dónde:

h: Coeficiente de transferencia de calor por Convección

A: Area superficial de contacto en los tubos

R: Resistencia Térmica

Necesitamos conocer:

$$R_e = \frac{\rho v d_i}{\mu}$$

$$N_u = 0.125 f R_e P_r^{\frac{1}{3}}$$

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i}$$

Dónde:

R_e: Número de Reynold

N_u: Número de Nusselt

h_i: Coeficiente de convección interna

La resistencia en el interior se puede calcular de forma directa

- i) La resistencia por conducción de calor del material del que está hecho el tubo se calcula a través de la ecuación:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_{ac}}$$

Dónde:

k_{ac}: conductividad térmica del acero a temperatura de saturación.

r_i: Radio interno de los tubos

r_e: Radio externo de los tubos

Dónde la conductividad térmica se determina a la temperatura de saturación.

j) Cálculo de la resistencia por convección en el exterior de los tubos

$$R_e = \frac{1}{(h_{pe})(A_e)}$$

Dónde:

h_{pe} : Coeficiente de convección en el exterior de los tubos

A_e : Area exterior de los tubos

R_e : Resistencia térmica en el exterior de los tubos

Cálculo de las propiedades de la solución o refrigerante: (densidad, calor específico, conductividad, viscosidad, Prandtl, etc.)

- A temperatura promedio si el fluido de estudio es solución o mezcla.
- A temperatura de saturación si es refrigerante puro.

k) Estimando los datos anteriores se puede conocer el coeficiente global de transferencia de calor y considerando un factor de incrustación (R_f) se puede calcular el coeficiente global en operación (U_{op}):

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

l) Calcular la superficie de intercambio estimada, número de tubos y su longitud

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$A_{total} = \frac{Q}{U_{op}\Delta T_m}$$

Dónde:

A_{total} : Area superficial de intercambio de calor

U_{op} : Coeficiente de transferencia de calor Global

ΔT : Temperatura Promedio

Q : Calor necesario de trabajo en cada componente

Calcular el flujo másico del agua de calentamiento:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q}{C_p \Delta T}$$

Dónde:

\dot{m}_{H_2O} : Flujo másico de agua de calentamiento

C_p : Capacidad calorífica del refrigerante

ΔT : Temperatura promedio

Q : Calor necesario de trabajo en cada componente

Utilizando un número de tubos para nuestro elemento de análisis, se encuentra la longitud de cada tramo de tubo:

$$L_t = \frac{A_{total}}{(P_t)(n_t)\pi(d_e)}$$

Dónde:

P_t : Número de pasos en los tubos (columnas de tubos)

d_e : Diámetro externo de tubos

n_t : Número de tubos

A_{total} : Area de superficie de intercambio

m) Seleccionar el tamaño (diámetro) de la carcasa

Para seleccionar el diámetro de la carcasa primero se debe calcular el diámetro del haz de tubos; a través de la estimación empírica de D_b que está dada por:

$$D_b = d_e \left(\frac{n_t}{k_1} \right)^{\frac{1}{C_1}}$$

Dónde:

D_b : Diámetro del haz de tubos

d_e : Diámetro externo de tubos

n_t : Número de tubos

k_1, C_1 : Constantes empíricas (Usamos tabla del anexo 5)

Para el cálculo del diámetro de la carcasa se utiliza la siguiente expresión:

$$D_{carcasa} = D_b + C$$

Dónde:

D_b : Diámetro del haz de tubo

C : Clarencia diametral (Usamos gráfica de anexo 6)

Utilizando tipo de intercambiador de cabeza fija, con el diámetro del haz de tubos e interceptando la curva se encuentra la clarencia diametral

n) Calcular las pérdidas de presión en el lado del tubo y carcasa

Caída de presión para el lado de la coraza:

La caída de presión también es proporcional a la distancia recorrida por el fluido a través del haz de tubos cada vez que este lo cruza, la cual puede representarse por el diámetro de carcasa.

$$\Delta P_s = f \left[\frac{D_s}{D_e} \right] \left[\frac{G_s^2}{2\rho} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}$$

$$f = \exp[5.1858 - 1.7645 \ln(Re) + 0.13357(\ln(Re))^2]$$

Para $Re < 500$

$$f = 1.728 Re^{-0.188}$$

Para $Re > 500$

Caída de presión en los tubos:

La caída de presión para fluidos que circulan por el lado de los tubos en un intercambiador puede considerarse como la suma de dos efectos.

a) Pérdida de carga en los tubos.

b) Pérdida de carga producida por los cambios de dirección en los cabezales.

La pérdida de carga en los tubos se calcula a partir de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(f)(P_t) \left(\frac{L(G_t^2)}{D_i 2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a \right)$$

Donde el exponente a vale -0.14 para régimen turbulento y -0.25 para régimen laminar.

El factor de fricción, para la zona de flujo laminar es:

$$f = \frac{16}{Re}$$

Se acepta normalmente para $2100 > Re$

Mientras que para la zona turbulenta puede utilizarse la ecuación de Drew, Koo y Mc Adams:

$$f = 0.0014 + 0.125 Re^{-0.32}$$

Se acepta para $Re > 2100$.

Los factores de fricción que se obtienen de la expresión anterior son para tubos lisos. Algunos autores sugieren incrementar un 20% para tubos de intercambiador. La pérdida de carga correspondiente a los cambios de dirección que se producen en los cabezales de los intercambiadores multipaso, se pueden calcular como:

$$\Delta P_r = 4(P_t) \left(\frac{G_t^2}{2\rho} \right)$$

Donde P_t es el número de pasos en los tubos.

La pérdida de carga total del lado de los tubos se puede calcular entonces así:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

3.2.4 DISEÑO DEL CONDENSADOR

El condensador es el componente del equipo frigorífico encargado de licuar los vapores de refrigerante, a alta presión, procedente del generador; su fin esencial consiste en el traspaso del flujo calorífico del fluido refrigerante al medio ambiente. El condensador es un intercambiador de calor.

Se pueden distinguir tres zonas dentro del condensador:

- Zona de enfriamiento: enfriamiento de los vapores desde la temperatura del vapor recalentado hasta la temperatura de condensación (eliminación de calor sensible). Esta fase es muy rápida debido a la gran diferencia de temperatura que existe y se efectúa generalmente en la primera cuarta parte del condensador.
- Zona de condensación: cesión de calor latente de condensación a temperatura constante. Esta cesión de calor es muy lenta y necesita las dos cuartas partes siguientes del condensador. Para que esta cesión se realice es necesario un salto de temperaturas importante entre el fluido y el medio de condensación.
- Zona de sub-enfriamiento: enfriamiento del líquido desde su temperatura de condensación hasta la temperatura deseada (líquido sub-enfriado). Este enfriamiento se realiza en la cuarta y última parte del condensador. El enfriamiento que se consigue es función del salto térmico entre el refrigerante y el medio de condensación.

Proceso de transmisión de calor en el condensador:

La transmisión de calor desde el refrigerante hasta el agua de enfriamiento tiene lugar en varias etapas. La primera etapa es el paso de calor desde el vapor refrigerante hasta el tubo, a través de la película de líquido condensado sobre el exterior del tubo. A continuación, el calor pasa desde la superficie exterior del tubo hasta la superficie interior. Desde la superficie interior del tubo, el calor debe fluir a través de la capa de incrustaciones que generalmente se forma en el interior del tubo. Finalmente, el calor pasa desde la capa de incrustaciones a través de la capa límite, hasta la corriente de agua del tubo. La cantidad de calor que fluye a través de cada una de las sucesivas resistencias al paso del flujo térmico tiene que ser la misma en condiciones de equilibrio.

El coeficiente de transferencia de calor para el flujo de agua por el interior de la tubería se determina a partir de las condiciones de la corriente, habiéndolas evaluado a la temperatura promedio. El coeficiente de transferencia de calor por convección, en el exterior de la tubería, depende de la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido refrigerante.

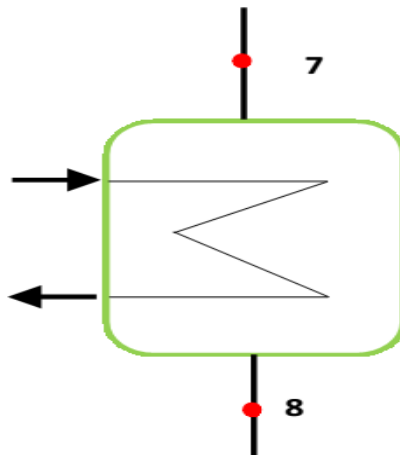


FIGURA 3.2.4.1 Esquema del Condensador

3.2.4.1 DATOS DE ENTRADA

- ✓ Calor a retirar del Condensador: 1841.76 KJ/h
- ✓ Flujo másico: 0.7668 kg/h
- ✓ Flujo másico de solución concentrada proveniente del generador:
0.7668 Kg/h
- ✓ Temperatura de Trabajo: 40°C
- ✓ Presión de Trabajo 7.4 KPa

3.2.4.2 DIAGRAMA TÉRMICO

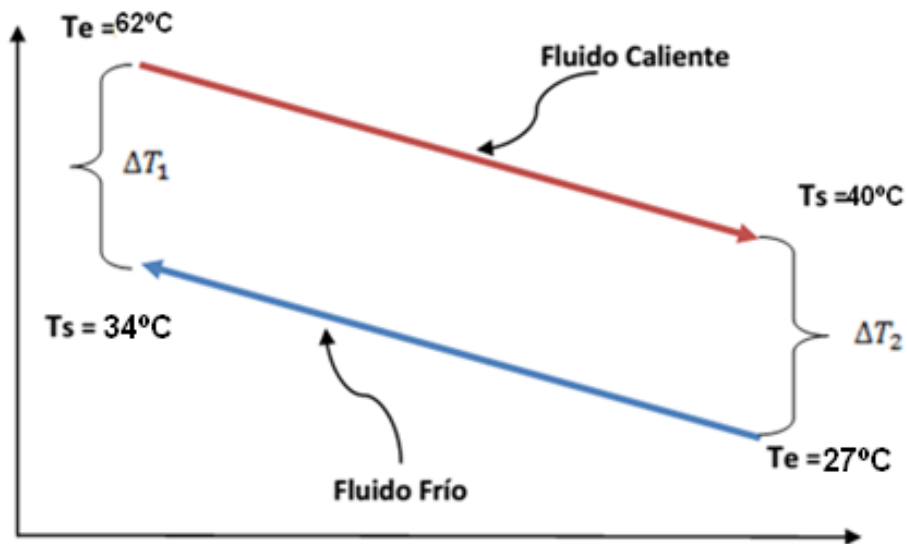


FIGURA 3.2.4.2.1 Diagrama térmico del condensador

3.2.4.3 SELECCIÓN DEL DIÁMETRO, ESPESOR, MATERIAL Y CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS

Para el diseño del condensador utilizaremos una tubería de acero inoxidable, con las siguientes características:

$$d_n = \frac{1}{8} \text{ in}, \quad \text{cedula numero 40}$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La configuración en los tubos se considerara de tipo cuadrada, por su facilidad de limpieza mecánica. Donde de acuerdo a la norma TEMA^[19] el paso por tubo se define de la siguiente manera:

$$P_t = 1.25d_e$$

Sustituyendo se tiene:

$$P_t = 1.25 * 10.287 \times 10^{-3}$$

$$P_t = 12.86 \text{ mm}$$

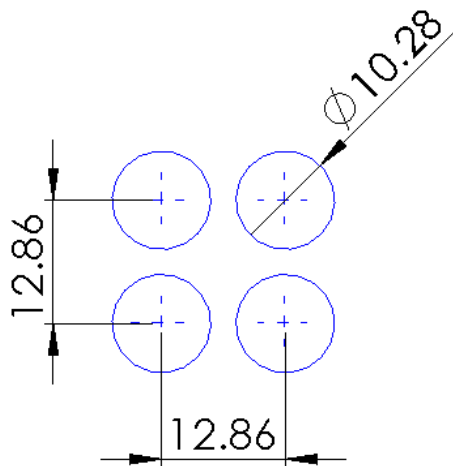


FIGURA 3.2.4.3.1 Disposición de los Tubos (cotas en mm)

3.2.4.4 CÁLCULO DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

La siguiente figura muestra las corrientes de temperaturas para los dos fluidos en el condensador.

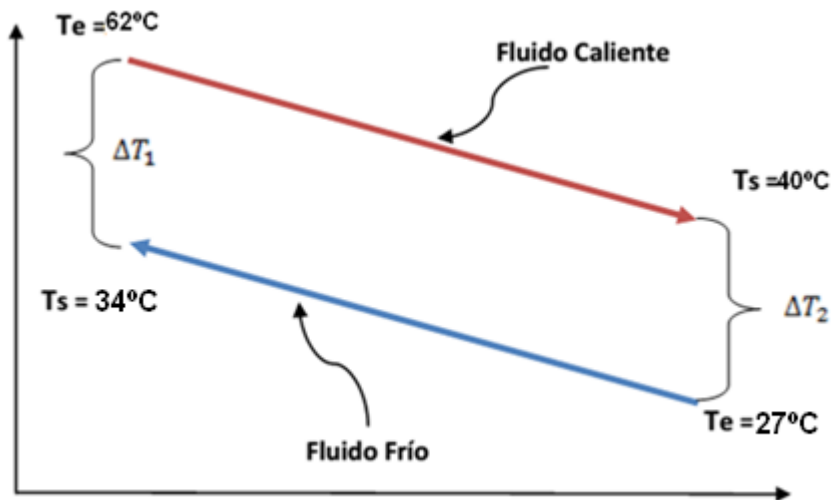


FIGURA 3.2.4.4.1 Perfil de temperaturas para el flujo contracorriente en el Condensador

La temperatura media logarítmica se determina mediante la siguiente relación:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_m = \frac{62 - 40 - (34 - 27)}{\ln \frac{62-40}{34-27}}$$

$$\Delta T_m = 13.09 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.4.5 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La capacidad frigorífica del condensador está determinada por los mismos factores que rigen el flujo de calor a través de cualquier superficie de transferencia de calor y está expresada por la ecuación:

$$Q = UA\Delta T_m$$

Para la determinación de este coeficiente de transmisión de calor, primero se evalúa el interior de los tubos y luego el exterior, a continuación procedemos a determinarlos:

Cálculo de la resistencia por convección en el lado (interior) de los tubos:

Se necesita conocer propiedades en el interior de tubería, a temperatura promedio. La temperatura del agua de calentamiento a la entrada es de 27 °C y a la salida es de 34 °C. Entonces la temperatura media del agua de calentamiento es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{27 + 34}{2} = 30.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del agua a 30.5 °C son:

Densidad (kg/m ³)	Conductividad Térmica (w/m.°C)	Viscosidad Dinámica (kg/m.s)	Número de Prandtl	Calor Específico (kJ/kg.°C)
$\rho = 995.45$	$k = 0.61$	$\mu = 7.81 \times 10^{-4}$	$Pr = 5.35$	$C_p = 4.179$

Propiedades utilizando programa Chemica Logic Steam Tab Companion^[20]

El flujo a través del condensador es:

$$Q_{cond} = 1841.76 \text{ KJ/h} = 0.5116 \text{ kW}$$

El flujo másico de agua caliente que debe pasar por los tubos del generador es:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{cond}}{C_p \Delta T}$$

Sustituyendo:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{0.5116 \times 10^3}{4.179 \times 10^3 * (34 - 27)}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0.018 \text{ kg/s}$$

Considerando una velocidad promedio de 0.42m/s, se tiene que el número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{\rho v d_i}{\mu}$$

Sustituyendo:

$$R_e = \frac{995.45 \times 0.42 \times 6.83 \times 10^{-3}}{7.81 \times 10^{-4}}$$

$$R_e = 3656.27$$

Como el Número de Reynolds es mayor a 3000, se tiene para Tubos Lisos:

$$N_u = 0.125f R_e P_r^{\frac{1}{3}}$$

Para determinar el factor de fricción se tiene :

$$f = [0.79 \ln(Re_{pe}) - 1.64]^{-2}$$

Sustituyendo datos:

$$f = [0.79 \ln(3656.27) - 1.64]^{-2}$$

$$f = 0.01174$$

Se procede a calcular Nusselt:

$$N_u = 0.125(0.01174) (3656.27)(5.35)^{\frac{1}{3}}$$

$$N_u = 9.3843$$

Ahora se calcula el coeficiente de convección en el interior de los tubos:

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i}$$

Sustituyendo:

$$h_i = (9.3843) \frac{(0.615)}{(6.83 \times 10^{-3})}$$

$$h_i = 844.99$$

La resistencia térmica en el interior, por unidad de longitud, es

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_i = \frac{1}{844.99 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 0.05515 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$R_i = 55.1541 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

Cálculo de la resistencia térmica por conducción en los tubos:

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_{ac}}$$

Dónde k_{ac} es la conductividad térmica del acero a temperatura de saturación.

Correlacionando comportamiento de conductividad térmica para acero inoxidable^[21] a temperatura de saturación de 40°C, se tiene:

$$k_{ac} = 14.67 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{5.1435 \times 10^{-3}}{3.415 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi * 14.67}$$

$$R_{ac} = 4.4432 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C / W$$

Cálculo del coeficiente de convección en el exterior de los tubos

Si los tubos de un condensador están dispuestos en columnas, Nusselt analizo el caso de una columna de tubos horizontales y encontró que el coeficiente de transferencia calorífica promedio para una columna de N tubos se expresa por la ecuación.

$$h_e = 0.729 \frac{\rho^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d N (T_{sat} - T_e)}^{1/4}$$

Todas las propiedades se determinan a temperatura de saturación ($T_{sat} = 40^\circ C$)

De tablas de agua a 40°C se tiene:

Densidad (kg/m ³)	Conductividad Térmica (w/m.°C)	Viscosidad Dinámica (kg/m.s)	Número de Prandtl	Calor Específico (kJ/kg.°C)
$\rho = 992.17$	$k = 0.6305$	$\mu = 6.53 \times 10^{-4}$	$Pr = 4.32$	$Cp = 4.1796$

Propiedades utilizando programa Chemica Logic Steam Tab Companion ^[20]

Sustituyendo datos en ecuación:

$$h_e = 0.729 \frac{(992.17)^2 (9.81) (2403) (0.6326)^3}{(6.53 \times 10^{-4}) (10.287 \times 10^{-3}) 2 (T_{sat} - T_e)}^{1/4}$$

$$h_e = 3333.61 (T_{sat} - T_e)^{-1/4}$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es todavía desconocida, pero se escribe, por unidad de longitud:

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e}$$

$$R_e = \frac{1}{3333.61 (T_{sat} - T_e)^{-1/4} (\pi * 10.287x10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{107.73}$$

El balance de energía en la tubería del condensador es:



FIGURA 3.2.4.5.1 Perfil de Resistencias térmicas en los tubos del condensador

De la figura 3.2.4.5.1 se tiene:

$$\frac{(T_{sat} - T_e)}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

Sustituyendo datos:

$$\frac{(40 - T_e)}{\frac{(40 - T_e)^{1/4}}{107.73}} = \frac{T_e - T_i}{4.4432x10^{-3}} = \frac{T_i - 30.5}{55.1541x10^{-3}}$$

$$107.73(40 - T_e)^{3/4} = \frac{T_e - T_i}{4.4432x10^{-3}} = \frac{T_i - 30.5}{155.1541x10^{-3}}$$

Igualando el segundo y tercer término de la ecuación:

$$\frac{T_e - T_i}{4.4432x10^{-3}} = \frac{T_i - 30.5}{55.1541x10^{-3}}$$

$$12.4131 (T_e - T_i) = T_i - 30.5$$

$$13.4131T_i = 12.4131T_e + 30.5$$

$$13.4131T_i = 12.4131T_e + 30.5$$

$$T_i = 0.92544T_e + 2.2739$$

Igualando primer y tercer término de la ecuación:

$$107.73(40 - T_e)^{3/4} = \frac{T_i - 30.5}{16.4258 \times 10^{-3}}$$

$$1.7696(40 - T_e)^{3/4} = T_i - 30.5$$

$$1.7696(40 - T_e)^{3/4} + 30.5 = T_i$$

Luego, igualando ecuaciones se obtiene:

$$T_e = 35.95^\circ\text{C}$$

$$T_i = 35.54^\circ\text{C}$$

Conocidas las temperaturas se sustituyen en la siguiente ecuación, y se tiene:

$$h_e = 3333.61(T_{sat} - T_e)^{-1/4}$$

$$h_e = 3333.61(40 - 35.95)^{-1/4}$$

$$h_e = 2349.91 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Luego la resistencia en el exterior es:

$$R_e = \frac{(T_{sat} - T_e)^{1/4}}{107.73}$$

$$R_e = \frac{(40 - 35.95)^{1/4}}{107.73}$$

$$R_e = 0.01317^\circ\text{C}/\text{W}$$

Cálculo del coeficiente global de convección:

El coeficiente global de transferencia de calor, por unidad de longitud de tubería, es:

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

Sustituyendo datos:

$$U_e = \frac{1}{\pi * 10.287 \times 10^{-3} (55.1541 \times 10^{-3} + 4.4432 \times 10^{-3} + 0.01317)}$$

$$U_e = 425.2312 \text{ W}/^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en condensadores de agua:

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{425.2312} + 0.0002$$

$$U_{op} = 391.90 \frac{W}{^{\circ}C \cdot m^2}$$

3.2.4.6 CÁLCULO PARA LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO Y LONGITUD

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación.

$$A_{total} = \frac{Q_{co}}{U_{op} \Delta T_m}$$

Sustituyendo:

$$A_{total} = \frac{0.6384 \times 10^3}{391.90 * 13.09}$$

$$A_{total} = 0.063 m^2$$

Conocido el flujo másico del agua de enfriamiento, igual a:

$$\dot{m}_{H_2O} = 0.018 kg/s$$

Determinando el área para cada tubo:

$$A_t = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho v}$$

Sustituyendo:

$$A_t = \frac{0.018}{992.17 * 0.42}$$

$$A_t = 1.099 \times 10^{-4} m^2$$

Determinación del número de tubos:

$$A_t = n_t \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$1.099 \times 10^{-4} = n_t \frac{\pi (6.83 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$n_t = 3$$

Determinación de la longitud para cada tubo del condensador:

$$L_t = \frac{A_{total}}{N_p \times n_t \times \pi \times d_e}$$

$$L_t = \frac{0.063}{1 \times 3 \times \pi \times 10.28 \times 10^{-3}}$$

$$L_t = 0.65 \text{ m}$$

Entonces la longitud para cada tubo del condensador será de 0.60 m.

3.2.4.7 CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS

Estimación empírica de D_b

$$D_b = d_e \left(\frac{n_t}{k_1} \right)^{\frac{1}{c_1}}$$

Dónde:

D_b : Diámetro del haz de tubos

n_t : Número de tubos

d_e : Diámetro externo de tubos en mm

k_1, C_1 : Constantes empíricas (valores los tomamos de la tabla del anexo 5)

Sustituyendo:

$$D_b = 10.28 \left(\frac{3}{0.157} \right)^{\frac{1}{2.277}}$$

$$D_b = 37.55 \text{ mm} \cong 0.03755 \text{ m}$$

3.2.4.8 PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBOS

- Pérdidas del lado de la carcasa

Cálculo de diámetro de la carcasa del condensador:

Para el cálculo del diámetro de la carcasa se utiliza la siguiente expresión:

$$D_{carcasa} = D_b + C$$

Dónde:

D_b : *Diámetro del haz de tubo*

C : *Clarencia diametral (Dada por el grafico del anexo 6)*

Utilizando tipo de intercambiador de cabeza fija, con el diámetro del haz de tubos e interceptando la curva se encuentra la clarencia diametral. $C = 10 \text{ mm}$

$$D_{carcasa} = 37.55 + 10$$

$$D_{carcasa} = 47.55 \text{ mm}$$

$$D_{carcasa} = 0.048 \text{ m}$$

Caída de presión para el lado de la carcasa:

Área transversal de flujo en la carcasa (a_s):

$$a_s = (\text{Area de coraza}) - (\text{Area de tubos})$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} d_c^2 - \frac{\pi}{4} d_e^2 = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4} ((0.048)^2 - 3(10.28 \times 10^{-3})^2)$$

$$a_s = 1.2715 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad másica G_s :

$$G_s = \frac{m}{a_s} = \frac{2.13 \times 10^{-4}}{1.2715 \times 10^{-3}}$$

$$G_s = 0.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Diámetro Equivalente (D_e):

$$D_e = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t}$$

$$D_e = \frac{4(1.2715 \times 10^{-3})}{\pi(10.28 \times 10^{-3})(3)}$$

$$D_e = 0.05249 \text{ m}$$

Diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$):

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_e + \pi d_{en_t}}$$

$$D_{e'} = \frac{4(1.2715 \times 10^{-3})}{\pi(10.28 \times 10^{-3}) + \pi(10.28 \times 10^{-3})} (3)$$

$$D_{e'} = 0.05040 \text{ m}$$

Número de Reynolds corregido

$$R_{e'} = \frac{D_{e'} G_s}{\mu}$$

$$R_{e'} = \frac{0.05040 \times 0.2}{6.53 \times 10^{-4}}$$

$$R_{e'} = 15.44$$

La caída de presión también es proporcional a la distancia recorrida por el fluido a través del haz de tubos cada vez que este lo cruza, la cual puede representarse por el diámetro de carcasa.

$$\Delta P_s = f \left[\frac{D_{carcasa}}{D_e} \right] \left[\frac{G_s^2}{2\rho} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}$$

$$f = \exp[5.1858 - 1.7645 \ln(R_e) + 0.13357(\ln(R_e))^2]$$

$$f = 3.88 \quad \text{Para } Re < 500$$

$$\Delta P_s = (3.88) \left[\frac{0.048}{0.05249} \right] \left[\frac{(0.2)^2}{2(992.17)} \right] (1)^{0.14}$$

$$\Delta P_s = 6.56 \times 10^{-5} \text{ Pa}$$

- Caída de presión en los tubos

Ahora se procede a calcular la pérdida de carga en los tubos se calcula a partir de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(f)(n_p) \left(\frac{L(G_t^2)}{D_i 2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a \right)$$

Donde el exponente a vale -0.14 para régimen turbulento y -0.25 para régimen laminar.

Área Transversal de flujo en tubería (a_t):

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p}$$

$$a_t = \frac{3(1.02894 \times 10^{-4})}{3}$$

$$a_t = 1.02894 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Flujo Másico de Velocidad (G_t):

$$G_t = \frac{m_{H2O}}{a_t}$$

$$G_t = \frac{0.018}{1.02894 \times 10^{-4}}$$

$$G_t = 174.93 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el condensador se tiene un $R_e = 3656.27$.

Para la zona turbulenta puede utilizarse la ecuación de Drew, Koo y Mc Adams:

$$f = 0.0014 + 0.125 R_e^{-0.32}$$

$$f = 0.0014 + 0.125(3656.27)^{-0.32}$$

$$f = 10.45 \times 10^{-3}$$

Sustituyendo:

$$\Delta P_t = 4(10.45 \times 10^{-3})(3) \left(\frac{(0.64)(174.93^2)}{(6.83 \times 10^{-3})2(995.45)} \right) (1)^{-0.14}$$

$$\Delta P_t = 180.60 \text{ Pa}$$

- Cálculo de pérdida por retorno

La pérdida de carga correspondiente a los cambios de dirección que se producen en los cabezales de los intercambiadores multipaso, se pueden calcular como:

$$\Delta P_r = 4(N_p) \left(\frac{G_t^2}{2\rho} \right)$$

$$\Delta P_r = 4(3) \left(\frac{174.93^2}{2(995.45)} \right)$$

$$\Delta P_r = 184.44 \text{ Pa}$$

Donde N_p es el número de pasos en los tubos.

La pérdida de carga total se puede calcular entonces como:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 180.60 + 184.44 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_T = 365.047 \text{ Pa}$$

3.2.4.9 CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS

Tabla 3.2.4.9.1 Resumen de Propiedades del Condensador

PROPIEDADES TERMICAS	
T_{sat}	40°C
P_{sat}	7.4 Kpa
Q_{CO}	0.5116 Kw
\dot{m}_{H2O}	0.0018 kg/s
ΔP_s	$\Delta P_s = 6.56 \times 10^{-5} Pa$
ΔP_T	$\Delta P_T = 365.047 Pa$

PROPIEDADES MECANICAS	
d_n de Tubos	$10.287 \times 10^{-3} m$
L_t	0.65 m
n_t	3 tubos
Configuracion	Cuadrada
Diámetro de carcasa	0.048 m
Material de Tubos	Acero Inoxidable
Material de Carcasa	Acero Inoxidable

3.2.5 DISEÑO DEL EVAPORADOR

El evaporador es el elemento productor de frío de la instalación frigorífica. Los evaporadores son intercambiadores térmicos que aseguran la transmisión del flujo calorífico del medio que se enfría hacia el fluido refrigerante; este flujo calorífico tiene por finalidad la evaporación del fluido refrigerante líquido contenido en el interior del evaporador.

El flujo de refrigerante se regula a través de una válvula, manteniendo el nivel de refrigerante constante, justo por encima de la última fila de tubos.

Este tipo de enfriadores son usados exclusivamente para temperaturas de agua relativamente altas. La temperatura de evaporación debe ser superior al punto de congelación del agua. La velocidad de circulación del líquido en los tubos no puede exceder normalmente de los 2m/s para evitar problemas de pérdidas de presión y de corrosión.

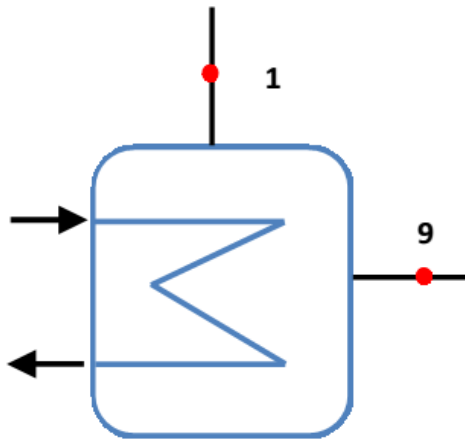


FIGURA 3.2.5.1 Esquema del evaporador

3.2.5.1 DATOS DE ENTRADA

- ✓ Calor a retirar del Evaporador: 1800 kJ/h
- ✓ Flujo másico: 0.7668 kg/h
- ✓ Flujo másico de solución concentrada proveniente del condensador:
0.7668 Kg/h
- ✓ Temperatura de Trabajo 10 °C
- ✓ Presión de Trabajo 1.2 KPa

3.2.5.2 DIAGRAMA TÉRMICO

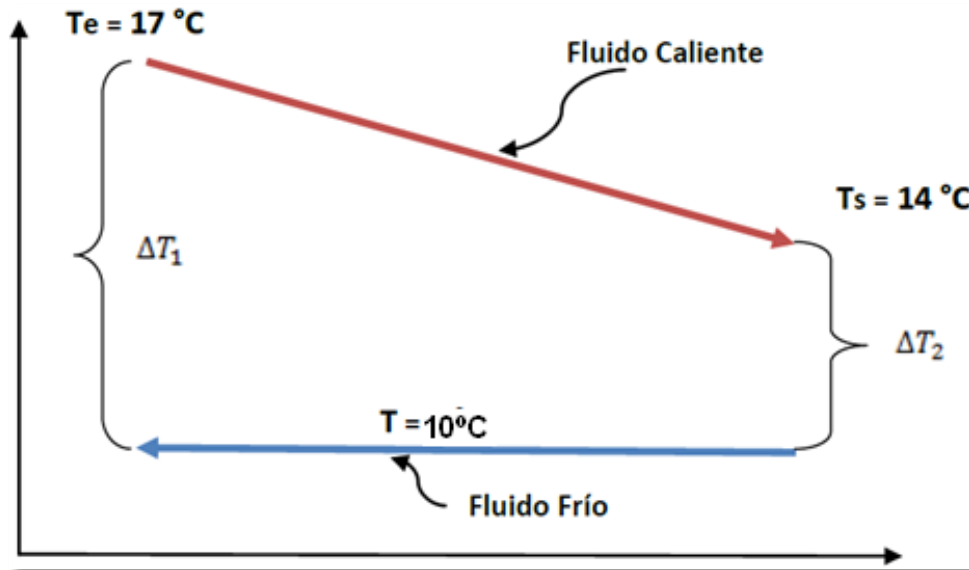


FIGURA 3.2.5.2.1 Diagrama térmico del evaporador

3.2.5.3 SELECCIÓN DE DIÁMETRO, ESPESOR, MATERIAL Y CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS

Para el diseño se utiliza una tubería de acero inoxidable, con las siguientes características:

$$d_n = \frac{1}{8} \text{ in, cedula numero } 40$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La configuración en los tubos se considera de tipo cuadrada, por su facilidad de limpieza mecánica. Donde de acuerdo a la norma TEMA^[19] el paso por tubo se define por la siguiente fórmula:

$$P_t = 1.25d_e$$

Entonces sustituyendo datos se tiene:

$$P_t = 1.25 * 10.287 \times 10^{-3}$$

$$P_t = 12.86 \text{ mm}$$

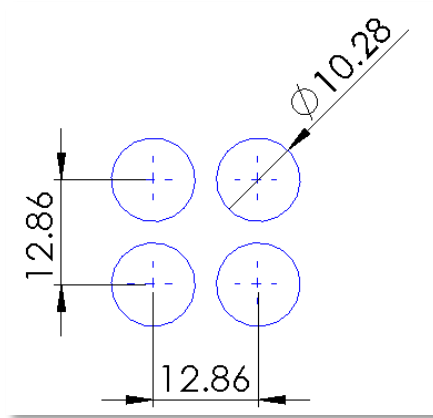


FIGURA 3.2.5.3.1 Distribución de tubos para el evaporador (cotas en mm)

3.2.5.4 CÁLCULO DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

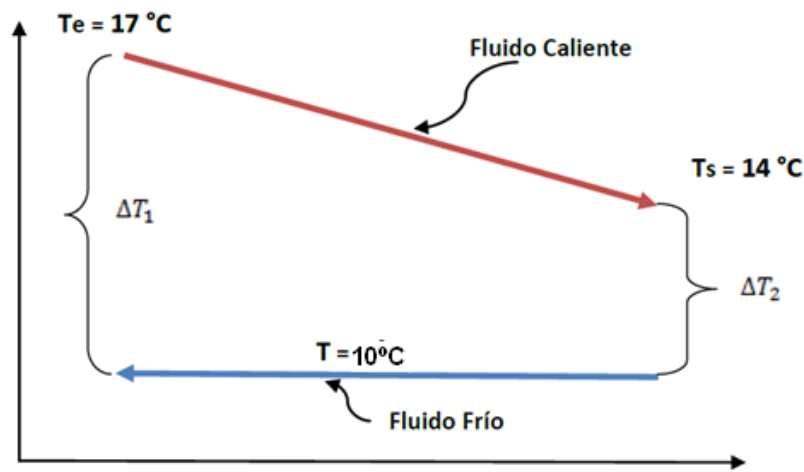


FIGURA 3.2.5.4.1 Perfil de temperatura para el flujo a contra corriente del evaporador

De la figura se puede deducir la siguiente ecuación:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Sustituyendo se tiene:

$$\Delta T_m = \frac{17 - 10 - (14 - 10)}{\ln \frac{17-10}{14-10}}$$

$$\Delta T_m = 5.36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.5.5 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR

La capacidad frigorífica del evaporador está determinada por los mismos factores que rigen el flujo de calor a través de cualquier superficie de transferencia de calor y está expresada por la ecuación:

$$Q = UA\Delta T_m$$

Cálculo de la resistencia por convección en el lado (interior) de los tubos:

Se necesita conocer propiedades en el interior de tubería, a temperatura promedio del agua de enfriamiento. La temperatura del agua de enfriamiento a la entrada es de 17 °C y a la salida 14 °C. Entonces la temperatura media del agua de enfriamiento es:

$$T_{pro} = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} = \frac{17 + 14}{2} = 15.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del agua a 15.5 °C son:

Densidad (kg/m ³)	Conductividad Térmica (w/m.°C)	Viscosidad Dinámica (kg/m.s)	Número de Prandtl	Calor Específico (KJ/kg.°C)
$\rho = 998.97$	$k = 0.59$	$\mu = 1.109 \times 10^{-3}$	$Pr = 7.96$	$C_p = 4.188$

Propiedades utilizando programa ChemicalLogicSteamTabCompanion^[20]

Calculando el número de Reynolds, considerando una velocidad promedio de 0.49 m/s:

$$R_e = \frac{\rho v d_i}{\mu}$$

Sustituyendo:

$$R_e = \frac{998.9 \times 0.49 \times 6.83 \times 10^{-3}}{1.109 \times 10^{-3}}$$

$$R_e = 3014.44$$

Como el Número de Reynolds es aproximadamente 3000, se tiene para Tubos Lisos:

$$N_u = 0.125 f R_e P_r^{\frac{1}{3}}$$

Para determinar Factor de Fricción se tiene:

$$f = [0.79 \ln(R_{pe}) - 1.64]^{-2}$$

Sustituyendo datos:

$$f = [0.79 \ln(3014.44) - 1.64]^{-2}$$

$$f = 0.01946$$

Se procede a calcular Nusselt:

$$N_u = 0.125(0.01946) (3014.44)(7.90)^{\frac{1}{3}}$$

$$N_u = 14.604$$

Ahora se calcula el coeficiente de convección en el interior de los tubos:

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i}$$

Sustituyendo:

$$h_i = (14.604) \frac{(0.59)}{(6.83 \times 10^{-3})}$$

$$h_i = 1261.55 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

La resistencia térmica en el interior, por unidad de longitud, es

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

Sustituyendo:

$$R_i = \frac{1}{1261.55 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 0.03694 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

$$R_i = 36.94 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

Cálculo de la resistencia térmica por conducción en los tubos:

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_{ac}}$$

Dónde k_{ac} es la conductividad térmica del acero a temperatura de saturación.

Correlacionando comportamiento de conductividad térmica para acero inoxidable [21] a temperatura de saturación de 10°C, se tiene:

$$k_{ac} = 14.26 \frac{\text{w}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{10.287 \times 10^{-3}}{6.83 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi * 14.26}$$

$$R_{ac} = 4.5710 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

Cálculo del coeficiente de convección en el exterior de los tubos:

Si los tubos de un evaporador están dispuestos en columnas, Nusselt analizó el caso de una columna de tubos horizontales y encontró que el coeficiente de transferencia calorífica promedio para una columna de N tubos se expresa por la ecuación:

$$h_e = 0.729 \frac{\rho^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d N (T_e - T_{sat})}^{1/4}$$

Las propiedades se determinan a temperatura de saturación ($T_{sat} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$)

De tablas de agua a 10°C se tiene:

Densidad (kg/m ³)	Conductividad Térmica (w/m.°C)	Viscosidad Dinámica (kg/m.s)	Número de Prandtl	Calor Específico (KJ/kg.°C)	Entalpía de Vaporización KJ/kg
$\rho = 999.7$	$k = 0.5799$	$\mu = 1.308 \times 10^{-3}$	$Pr = 9.44$	$C_p = 4.1955$	$h_{fg} = 2477$

Propiedades utilizando programa Chemica Logic Steam Tab Companion^[20]

Sustituyendo datos en ecuación:

$$h_e = 0.729 \frac{(999.7)^2 (9.81) (2477) (0.579)^3}{(1.308 \times 10^{-3}) (10.287 \times 10^{-3})^2 (T_e - T_{sat})}^{1/4}$$

$$h_e = 2652.09 (T_e - T_{sat})^{-1/4}$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es todavía desconocida, pero se escribe, por unidad de longitud:

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e}$$

$$R_e = \frac{1}{2652.09 (T_e - T_{sat})^{-1/4} (\pi * 10.287 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{(T_e - T_{sat})^{1/4}}{85.71}$$

El balance de energía en la tubería del evaporador es:



FIGURA 3.2.5.5.1 Perfil de Resistencias térmicas en los tubos del evaporador

De la figura 3.2.5.5.1 se tiene:

$$\frac{(T_e - T_{sat})}{R_e} = \frac{T_i - T_e}{R_{ac}} = \frac{T_w - T_i}{R_i}$$

Sustituyendo datos:

$$\frac{(T_e - 10)}{\frac{(T_e - 10)^{1/4}}{85.71}} = \frac{T_i - T_e}{4.5710 \times 10^{-3}} = \frac{15.5 - T_i}{36.94 \times 10^{-3}}$$

$$85.71(T_e - 10)^{3/4} = \frac{T_i - T_e}{4.5710 \times 10^{-3}} = \frac{15.5 - T_i}{36.94 \times 10^{-3}}$$

Igualando el segundo y tercer término de la ecuación:

$$\frac{T_i - T_e}{4.5710 \times 10^{-3}} = \frac{15.5 - T_i}{36.94 \times 10^{-3}}$$

$$8.0814(T_i - T_e) = 15.5 - T_i$$

$$-8.0814T_e = -9.0814T_i + 15.5$$

$$T_i = 0.8898T_e + 1.7067$$

Igualando primer y tercer término de la ecuación:

$$85.71(T_e - 10)^{3/4} = \frac{T_i - 15.5}{36.94 \times 10^{-3}}$$

$$3.1661(T_e - 10)^{3/4} = T_i - 15.5$$

$$T_i = 15.5 + 3.1661(T_e - 10)^{3/4}$$

Luego, igualando ecuaciones:

$$T_e = 12.05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_i = 12.43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Conocidas las temperaturas se sustituyen en la siguiente ecuación, y se tiene:

$$h_e = 2652.09(12.05 - 10)^{-1/4}$$

$$h_e = 2216.41 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Luego la resistencia en el exterior es:

$$R_e = \frac{(T_e - T_{sat})^{1/4}}{85.71}$$

$$R_e = \frac{(12.05 - 10)^{1/4}}{85.71}$$

$$R_e = 0.014 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

Cálculo del coeficiente global de convección:

El coeficiente global de transferencia de calor, por unidad de longitud de tubería, es:

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

Sustituyendo datos:

$$U_e = \frac{1}{\pi * 10.287 \times 10^{-3} (36.94 \times 10^{-3} + 4.5710 \times 10^{-3} + 0.014)}$$

$$U_e = 557.42 \text{ w/}^\circ\text{C.m}^2$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero en evaporadores de agua:

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{557.42} + 0.0002$$

$$U_{op} = 501.51 \frac{\text{w}}{^\circ\text{C.m}^2}$$

3.2.5.6 CÁLCULO PARA LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO Y LONGITUD

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación:

$$A_{total} = \frac{Q_{EV}}{U_{op} \Delta T_m}$$

Sustituyendo:

$$A_{total} = \frac{500}{501.51 * 5.36}$$

$$A_{total} = 0.186 \text{ m}^2$$

Calculando el flujo másico del agua de enfriamiento:

$$m_{h20} = \frac{Q_{EV}}{C_p \Delta T}$$

$$m_{h20} = \frac{0.5}{4.205 * (17 - 14)}$$

$$m_{h20} = 44.39 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}$$

Luego, se determina el área para cada tubo:

$$A_t = \frac{m_{H2O}}{\rho v}$$

$$A_t = \frac{44.39 \times 10^{-3}}{998.97 * 0.49}$$

$$A_t = 4.3966 \times 10^{-4} m^2$$

Determinación del número de tubos:

$$A_t = n_t \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$4.3966 \times 10^{-4} = n_t \frac{\pi (6.83 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$n_t = 12$$

Determinación de longitud para cada tubo del evaporador

$$L_t = \frac{A_{total}}{N_p \times n_t \times \pi \times d_e}$$

$$L_t = \frac{0.186}{1 \times 12 \times \pi \times 10.28 \times 10^{-3}}$$

$$L_t = 0.45 m$$

Entonces la longitud para cada tubo del evaporador será de 0.50 m.

3.2.5.7 CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS

Estimación empírica de D_b :

$$D_b = d_e \left(\frac{n_t}{k_1} \right)^{\frac{1}{c_1}}$$

Dónde:

D_b : Diámetro del haz de tubos

n_t : Número de tubos

d_e : Diámetro externo de tubos en mm

k_1, C_1 : Constantes empíricas

Para determinar las constantes empíricas se vale de la tabla del anexo 5.

Sustituyendo:

$$D_b = 10.28 \left(\frac{12}{0.215} \right)^{\frac{1}{2.207}}$$

$$D_b = 63.60 \text{ mm} \cong 0.064 \text{ m}$$

3.2.5.8 PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBOS

- Pérdidas del lado de la carcasa

Cálculo de diámetro de la carcasa del evaporador:

Para el cálculo del diámetro de la carcasa se utiliza la siguiente expresión:

$$D_{carcasa} = D_b + C$$

Dónde:

D_b : Diámetro del haz de tubo

C : Clarencia diametral (Dada por el grafico del anexo 6)

Utilizando tipo de intercambiador de cabeza fija, con el diámetro del haz de tubos e interceptando la curva se encuentra la clarencia diametral. $C = 10 \text{ mm}$

$$D_{carcasa} = 63.60 + 10$$

$$D_{carcasa} = 73.60 \text{ mm}$$

$$D_{carcasa} = 0.074 \text{ m}$$

Caída de presión para el lado de la carcasa:

Área transversal de flujo en la carcasa (a_s):

$$a_s = (\text{Area de coraza}) - (\text{Area de tubos})$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} d_c^2 - \frac{\pi}{4} d_e^2 = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4} ((0.074)^2 - 12(10.28 \times 10^{-3})^2)$$

$$a_s = 3.3034 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad másica G_s :

$$G_s = \frac{m}{a_s} = \frac{2.13 \times 10^{-4}}{3.3034 \times 10^{-3}}$$

$$G_s = 0.0644 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Diámetro Equivalente (D_e):

$$D_e = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t}$$

$$D_e = \frac{4(3.3034 \times 10^{-3})}{\pi(10.28 \times 10^{-3})(12)}$$

$$D_e = 0.034095 \text{ m}$$

Diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$):

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_e + \pi d_e n_t}$$

$$D_{e'} = \frac{4(3.3034 \times 10^{-3})}{\pi(10.28 \times 10^{-3}) + \pi(10.28 \times 10^{-3})(12)}$$

$$D_{e'} = 0.03147 \text{ m}$$

Número de Reynolds corregido:

$$R_{e'} = \frac{D_{e'} G_s}{\mu}$$

$$R_{e'} = \frac{0.03147(0.0644)}{1.308 \times 10^{-3}}$$

$$R_{e'} = 1.55$$

La caída de presión también es proporcional a la distancia recorrida por el fluido a través del haz de tubos cada vez que este lo cruza, la cual puede representarse por el diámetro de carcasa.

$$\Delta P_s = f \left[\frac{D_{carcasa}}{D_e} \right] \left[\frac{G_s^2}{2\rho} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}$$

$$f = \exp[5.1858 - 1.7645 \ln(Re) + 0.13357(\ln(Re))^2]$$

$$f = 16.32 \quad \text{Para } Re < 500$$

$$\Delta P_s = (16.32) \left[\frac{0.07364}{0.03147} \right] \left[\frac{(0.0644)^2}{2(999.65)} \right] (1)^{0.14}$$

$$\Delta P_s = 7.93 \times 10^{-5} Pa$$

- Caída de presión en los tubos

Ahora se procede a calcular la pérdida de carga en los tubos se calcula a partir de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(f)(n_p) \left(\frac{L(G_t^2)}{D_i 2\rho} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a$$

Área Transversal de flujo en tubería (a_t):

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p}$$

$$a_t = \frac{12(4.3966 \times 10^{-4})}{1}$$

$$a_t = 5.2759 \times 10^{-3} m^2$$

Velocidad de Flujo Másico (G_t):

$$G_t = \frac{m_{H2O}}{a_t}$$

$$G_t = \frac{44.39 \times 10^{-3}}{5.2759 \times 10^{-3}}$$

$$G_t = 8.4137 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el Evaporador se tiene un $R_e = 3014.44$.

Para la zona turbulenta puede utilizarse la ecuación de Drew, Koo y Mc Adams:

$$f = 0.0014 + 0.125R_e^{-0.32}$$

$$f = 0.0014 + 0.125(3014.44)^{-0.32}$$

$$f = 11.02 \times 10^{-3}$$

Ahora se procede a calcular la pérdida de carga en los tubos se calcula a partir de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(f)(n_p) \left(\frac{L(G_t^2)}{D_i 2\rho} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a$$

Donde el exponente a vale -0.14 para régimen turbulento y -0.25 para régimen laminar.

$$\Delta P_t = 4(11.02 \times 10^{-3})(1) \left(\frac{(0.5)(8.4137^2)}{(6.83 \times 10^{-3})2(998.97)} \right) (1)^{-0.14}$$

$$\Delta P_t = 0.11435 \text{ Pa}$$

- Cálculo de pérdida por retorno

Donde n es el número de pasos en los tubos. Siendo $n=1$ no existe pérdidas de carga por cambios de dirección como ocurre en los intercambiadores de múltiple paso, $\Delta P_r = 0 \text{ Pa}$

La pérdida de carga total se puede calcular entonces como:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 0.11435 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_T = 0.11435 \text{ Pa}$$

3.2.5.9 CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS.

Tabla 3.2.5.9.1 Resumen de Propiedades del Evaporador

PROPIEDADES TERMICAS	
T_{sat}	10 °C
P_{sat}	1.2 Kpa
Q_{CO}	0.5 Kw
m_{H2O}	$44.39 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$
m_s	0.766kg/h
ΔP_s	$7.93 \times 10^{-5} \text{ Pa}$
ΔP_T	0.11435 Pa

PROPIEDADES MECANICAS	
$d_n \text{ de Tubos}$	$10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$
L_t	0.50 m
n_t	12 tubos
Configuracion	Cuadrada
Diámetro de Carcasa	$D_s = 0.074 \text{ m}$
Material de Tubos	Acero Inoxidable
Material de Carcasa	Acero Inoxidable

3.2.6 DISEÑO DEL ABSORBEDOR

La temperatura de evaporación del refrigerante depende de sus características de presión y temperatura de saturación. Esto es, la temperatura a la cual el refrigerante se evapora (hierva) varía con la presión del evaporador. La presión debe ser lo suficientemente baja, para que la temperatura resultante de evaporación se encuentre al valor que se necesita para la aplicación de la refrigeración.

En los sistemas por compresión de vapor, la baja presión en el evaporador se mantiene mediante la acción de succión del bombeo del compresor. El evaporador contiene refrigerante (agua). El absorbedor es un recipiente adjunto que contiene una solución fuerte (concentrada) de agua y bromuro de litio. Los dos recipientes se hallan conectados de manera que el vapor pueda fluir libremente entre los dos. A los recipientes se les vacía de todo aire hasta que se encuentran a una presión extremadamente baja. El agua en el evaporador comenzara a vaporizarse súbitamente; esto es, hervirá. El efecto refrigerante del calor latente de vaporización enfriara el agua no evaporada lográndose la refrigeración. El vapor de agua que llena los recipientes hace contacto con la superficie de la solución fuerte absorbente y esta lo absorbe. Esto reduce la presión en el espacio creándose un ligero gradiente de presión de la superficie del refrigerante en evaporación hacia el absorbente lo que estimula el flujo del vapor de agua. Esto es, el absorbedor retira el vapor de agua a medida que este se produce manteniendo con ello la presión baja y la temperatura en el evaporador. Esta acción del absorbedor reemplaza el efecto de succión creado por el compresor.

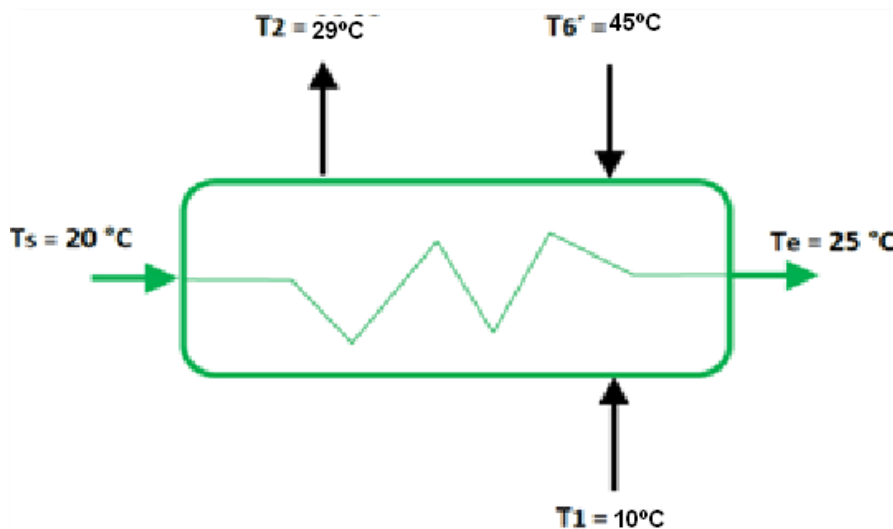


FIGURA 3.2.6.1 Esquema del Absorbedor

3.2.6.1 DATOS DE ENTRADA

- ✓ Calor a retirar del absorbedor: 2260 kJ/h
- ✓ Flujo másico proveniente del evaporador: 0.7661 kg/h
- ✓ Flujo másico de solución concentrada proveniente del generador: 9.09 kg/h
- ✓ Flujo másico de solución débil que sale del absorbedor: 9.87 kg/h

3.2.6.2 DIAGRAMA TÉRMICO

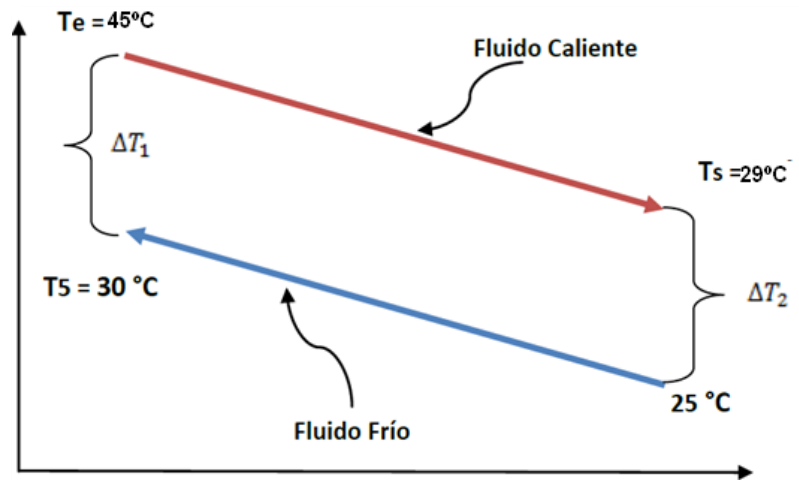


FIGURA 3.2.6.2.1 Diagrama térmico del absorbedor

3.2.6.3 SELECCIÓN DE DIÁMETRO, ESPESOR, MATERIAL Y CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS

Para el diseño del Absorbedor se utiliza una tubería de acero inoxidable, con las siguientes características:

$$d_n = \frac{1}{8} \text{ in, cedula número 40}$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El arreglo o la disposición de los tubos para el Absorbedor es de forma cuadrada, definiéndose el paso por tubo de acuerdo a normas TEMA^[19] por medio de la fórmula siguiente:

$$P_t = 1.25 d_e$$

$$P_t = 1.25 * 10.28 \times 10^{-3}$$

$$P_t = 12.86 \text{ mm}$$

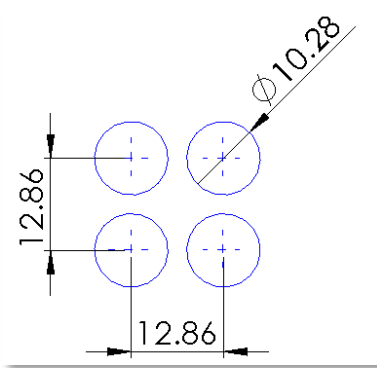


FIGURA 3.2.6.3.1 Disposición de los Tubos (cotas en mm)

3.2.6.4 CÁLCULO DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

La siguiente figura muestra las corrientes de temperaturas para los dos fluidos en el Absorbedor.

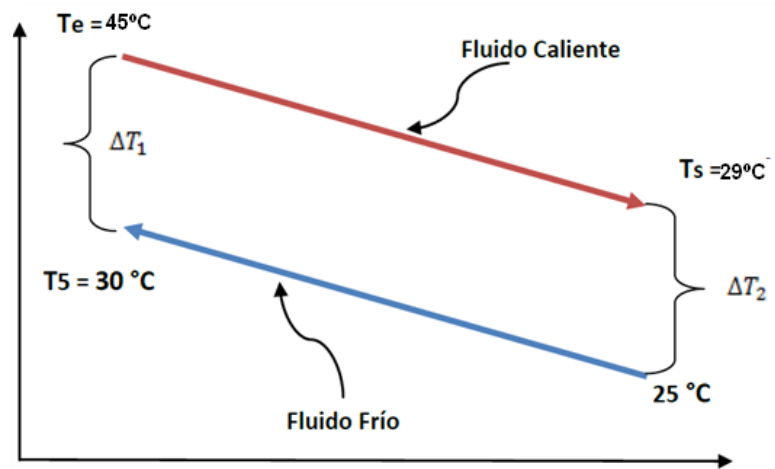


FIGURA 3.2.6.4.1 Perfil de temperaturas para el flujo contracorriente en el Absorbedor

La temperatura media logarítmica será entonces:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_m = \frac{(45 - 29) - (30 - 25)}{\ln \frac{(45-30)}{(30-25)}}$$

$$\Delta T_m = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.2.6.5 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El cálculo del área de transferencia de calor en absorbedores es más complejo; el hecho de tener una corriente de solución y una de vapor en el lado caliente, hace que la ΔT_m no sea el parámetro indicado para representar el proceso de intercambio de calor, lo que obliga a considerar más parámetros para su diseño, ya que no solamente debe tomarse en cuenta la disipación de calor, sino también la cantidad de vapor que la solución líquida es capaz de absorber. Este coeficiente está dado por la ecuación:

$$Q = UA\Delta T_m$$

Para la determinación de este coeficiente de transmisión de calor, primero se evalúa el interior de los tubos y luego el exterior, a continuación se procede a determinarlos:

Se necesita conocer propiedades en el interior de tubería, a temperatura promedio del agua de enfriamiento. La temperatura del agua de enfriamiento a la entrada es de 25 °C y a la salida 30 °C.

Cálculo del lado de los tubos:

Entonces la temperatura media del agua de enfriamiento es:

$$T_{prom} = \frac{T_{ent} + T_{sal}}{2} = \frac{25 + 30}{2} = 27.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del agua a 27.5 °C son:

Densidad (kg/m ³)	Conductividad Térmica (w/m.°C)	Viscosidad Dinámica (kg/m.s)	Número de Prandtl	Calor Específico (J/kg.°C)
$\rho = 996.3$	$k = 0.6126$	$\mu = 0.85 \times 10^{-3}$	$Pr = 5.75$	$C_p = 4.1807$

Propiedades utilizando programa Chemica Logic Steam Tab Companion^[20]

Se Calcula el número de Reynolds, considerando una velocidad promedio de 0.5 m/s:

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu}$$

Sustituyendo:

$$Re = \frac{(996.3)(0.5)(6.83 \times 10^{-3})}{0.85 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 4002.78$$

Como el Número de Reynolds es mayor a 3000, se tiene un flujo turbulento para el cual se utiliza la siguiente ecuación para calcular el número de Nusselt:

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{\frac{1}{3}}$$

Para determinar el factor de fricción se tiene:

$$f = [0.79 \ln(Re_{pe}) - 1.64]^{-2}$$

Sustituyendo datos:

$$f = [0.79 \ln(4002.78) - 1.64]^{-2}$$

$$f = 0.01148$$

Se procede a calcular Nusselt:

$$Nu = 0.125(0.01148)(4002.78)(5.75)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 10.29$$

Ahora se calcula el coeficiente de convección en el interior de los tubos:

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i}$$

Sustituyendo:

$$h_i = (10.29) \frac{(0.6126)}{(6.83 \times 10^{-3})}$$

$$h_i = 922.94 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

La resistencia térmica en el interior, por unidad de longitud, es:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

Sustituyendo:

$$R_i = \frac{1}{922.94 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 0.05049^\circ C/w$$

$$R_i = 0.05049 \frac{^\circ C}{w} = 50.49 \times 10^{-3} \frac{^\circ C}{w}$$

Cálculo de la resistencia térmica por conducción en los tubos:

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_{ac}}$$

Dónde k_{ac} es la conductividad térmica del acero a temperatura de saturación.

Correlacionando el comportamiento de conductividad térmica para acero inoxidable^[21] a temperatura de saturación de 10°C, se tiene:

$$k_{ac} = 14.26 \frac{w}{m \cdot ^\circ C}$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{10.287 \times 10^{-3}}{6.83 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi * 14.26}$$

$$R_{ac} = 4.5710 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ C/w$$

Cálculo del coeficiente de convección del lado de la carcasa:

Como la solución de LiBr es inyectada por un distribuidor al primer tubo del absorbedor, y el flujo baja por gravedad formando una fina película sobre el tubo horizontal y la absorción de vapor de agua tiene lugar en la interface. La película forma gotas en la parte de abajo del tubo y caen al siguiente tubo y así sucesivamente. Este efecto se puede observar en la figura:

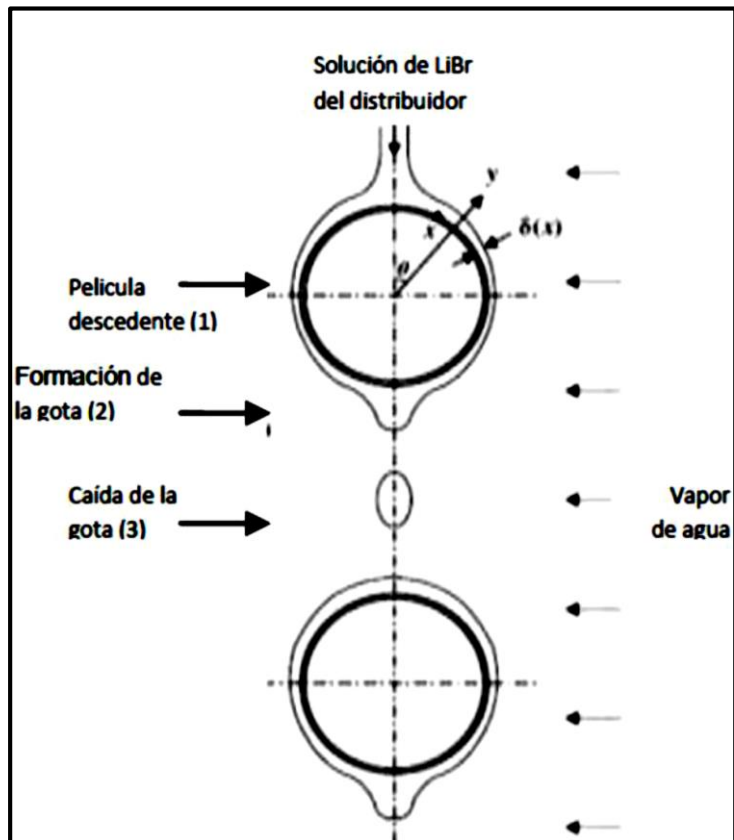


FIGURA 3.2.6.5.1 Película descendente de solución acuosa de LiBr

El coeficiente de convección para la condensación en el exterior de la tubería de agua de enfriamiento, sobre la cual pasara la solución acuosa LiBr-H₂O, utilizando la ecuación de transferencia de calor por convección en la ebullición expresada en base a la ley de Newton, podemos despejar de ella el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_{pe} = \frac{q}{A(T_s - T_{sat})}$$

$$h_{pe} = \frac{\mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{g\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_p(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3}{A(T_s - T_{sat})}$$

Reacomodando:

$$h_{pe} = \frac{\mu_l C_p^3 (T_s - T_{sat})^2 g(\rho_l - \rho_v)}{A h_{fg}^2 (C_{sf} Pr_l^n)^3 g\sigma}$$

Dónde:

- μ_l : Viscosidad de la mezcla
- h_{fg} : Entalpía de vaporización (para agua)
- g : Gravedad
- ρ_l : Densidad del líquido
- ρ_v : Densidad del vapor
- σ : Tensión superficial entre líquido y vapor
- C_p : Calor específico del líquido
- T_s : Temperatura superficial del calentador
- T_{sat} : Temperatura de saturación del líquido
- C_{sf} : Constante experimental dependiente de la combinación superficie fluido
(Para acero inoxidable pulido mecánicamente $C_{sf} = 0.0130$)
- Pr_l : Número de Prandtl del fluido
- n : Constante experimental que depende del fluido (acero inoxidable pulido mecánicamente $n = 1$)

Se calculan las propiedades de la solución a la temperatura promedio entre el punto 6' y el punto 2:

$$T_{prom} = \frac{T_{6'} + T_2}{2} = \frac{45 + 29}{2} = 37^\circ C$$

A continuación se presentan correlaciones que describen a las propiedades, en dichas correlaciones aparece frecuentemente el factor 273.15 esto se debe a que dichas ecuaciones aparecen originalmente en la literatura para que el valor de la temperatura sea introducido en kelvin, sin embargo para homogenizar estas ecuaciones, estas son modificadas para que el valor de la temperatura sea introducido en grados Celsius.

Ecuación de la densidad:

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 0.2288(52)^2 - 6.0579(52) + 1252.5 - 0.91652667(37 - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 1553 \text{ kg/m}^3$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

ρ_s : Densidad de la solución en kg/m³

Ecuación del calor específico:

El valor del calor específico de la solución depende casi exclusivamente de la concentración variando muy poco con el cambio de otras propiedades, por lo que es razonable modelar es parámetro como dependiente únicamente de la concentración.

$$C_{p,s} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4$$

$$C_{p,s} = 0.0976(52)^2 - 37.512(52) + 3825.4$$

$$C_{p,s} = 2139 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

$C_{p,s}$: Calor específico de la solución en J/kg.K

Viscosidad dinámica de la solución LiBr – H2O:

$$\mu_s = 0.01EXP \left[A_1 + \frac{A_2}{T_s + 273.15} + A_3 \ln |T_s + 273.15| \right]$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

μ_s : Viscosidad dinámica de la solución en Pa.s

Con:

$$A_1 = -494.122 + 16.3967x - 0.14511x^2$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967(52) - 0.14511(52)^2$$

$$A_1 = -37.81$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568x + 8.52755x^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568(52) + 8.52755(52)^2$$

$$A_2 = 3067$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014x + 0.0207809x^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014(52) + 0.0207809(52)^2$$

$$A_3 = 4.369$$

Sustituyendo:

$$\mu_s = 0.01EXP \left[-37.81 + \frac{3067}{29 + 273.15} + (4.369) \ln |37 + 273.15| \right]$$

$$\mu_s = 5.57 \times 10^{-3} \text{ Pa.s} = 5.57 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}$$

El rango de aplicación es de:

$$45 < x < 65\% \text{ BrLi}$$

Conductividad térmica de la solución:

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_2 - K_1)(T_s - 39.85)] \text{ para } T_s \geq 39.85^\circ\text{C}$$

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_3 - K_1)(T_s - 39.85)] \text{ para } T_s < 39.85^\circ\text{C}$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

k_s : Conductividad térmica de la solución en W/m. °C

Con:

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_1 = -0.003081(52) + 0.62979$$

$$K_1 = 0.4696$$

$$K_2 = -0.003191795x + 0.65388$$

$$K_2 = -0.003191795(52) + 0.65388$$

$$K_2 = 0.4879$$

$$K_3 = -0.00291897x + 0.59821$$

$$K_3 = -0.00291897(52) + 0.59821$$

$$K_3 = 0.4464$$

Como nuestra temperatura es de 37 °C, se usa:

$$k_s = 0.5[K_1 + (K_3 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s < 39.85^\circ\text{C}$$

$$k_s = 0.5[0.4696 + (0.4464 - 0.4696)(37 - 39.85)]$$

$$k_s = 0.02087 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$Re_{pe} = \frac{4(\dot{m}_{p,t})}{\pi(d_e)\mu_s}$$

$$Re_{pe} = \frac{4(2.525 \times 10^{-3})}{\pi(10.287 \times 10^{-3})(5.57 \times 10^{-3})}$$

$$Re_{pe} = 55.997$$

Calculando el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu_s C_{p,s}}{k_s}$$

$$Pr = \frac{(5.57 \times 10^{-3})(2139)}{0.02087}$$

$$Pr = 570.87$$

Teniendo la ecuación para el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_{pe} = \frac{\mu_s C_{p,s}^3 (T_{sup} - T_{sat})^2 g(\rho_s - \rho_v)}{A h_{fg}^2 (C_{sf} Pr_l^n)^3 g \sigma}$$

Sustituyendo:

$$h_{pe} = \frac{(5.57 \times 10^{-3})(2139)^3 (T_e - 10)^2}{(\pi * 10.287 \times 10^{-3})(2608.8)^2 (0.0130 * 570.87)^3} * \frac{(1553 - 0.0094)}{0.064975}$$

$$h_{pe} = 14551.95(T_e - 10)^2$$

La resistencia térmica para la superficie exterior es:

$$R_e = \frac{1}{(h_{pe})(A_e)}$$

Dónde:

h_{pe} : Coeficiente de convección en el exterior de los tubos

A_e : Área exterior de los tubos

R_e : Resistencia térmica en el exterior de los tubos

Sustituyendo:

$$R_e = \frac{1}{(14551.95(T_e - 37)^2)(\pi)(10.287 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = 0.0021263(T_e - 10)^{-2} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Teniendo la resistencia térmica en el exterior, del acero y en el interior de los tubos, podemos tener el balance de energía en la tubería del absorbedor, el cual queda:

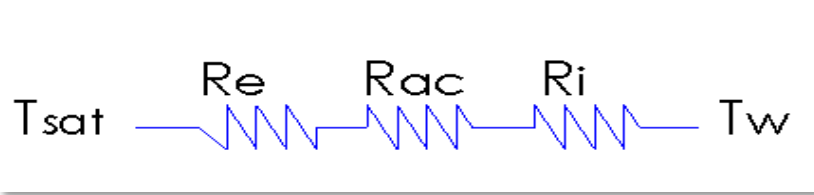


FIGURA 3.2.6.5.1 Perfil de resistencias en un tubo del absorbedor

De acuerdo a la figura 3.2.6.5.1 se tiene:

$$\frac{(T_e - 10)}{R_e} = \frac{T_i - T_e}{R_{ac}} = \frac{27.5 - T_i}{R_i}$$

$$\frac{(T_e - 10)}{0.0021263(T_e - 37)^{-2}} = \frac{T_i - T_e}{4.57 \times 10^{-3}} = \frac{27.5 - T_i}{50.49 \times 10^{-3}}$$

Igualando el segundo y tercer término de ecuación:

$$\frac{T_e - T_i}{4.57 \times 10^{-3}} = \frac{27.5 - T_i}{50.49 \times 10^{-3}}$$

$$11.048(T_e - T_i) = 27.5 - T_i$$

$$11.048 T_e = 27.5 + 10.048 T_i$$

$$10.048 T_i = 11.048 T_e - 27.5$$

$$T_i = 1.099 T_e - 2.74$$

Igualando el primer y tercer término de ecuación:

$$470.30(T_e - 10)^3 = \frac{27.5 - T_i}{50.49 \times 10^{-3}}$$

$$0.60503(T_e - 10)^3 = 27.5 - T_i$$

$$27.5 - 0.60503(T_e - 10)^3 = T_i$$

Luego, igualando ecuaciones:

$$T_e = 12.98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Conocidas la temperatura T_e , se sustituyen datos en ecuación de h_e , y se tiene:

$$h_{pe} = 14551.95(T_e - 10)^2$$

$$h_{pe} = 14551.95(12.98 - 10)^2$$

$$h_{pe} = 129227.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

La resistencia térmica en el tubo es:

$$R_e = 0.0021263(T_e - 10)^{-2}$$

$$R_e = 0.0021263(12.98 - 10)^{-2}$$

$$R_e = 2.44 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

Cálculo del coeficiente global de convección:

El coeficiente global de transferencia de calor, se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

Sustituyendo:

$$U_e = \frac{1}{[(\pi)(10.287 \times 10^{-3})][(14.2 \times 10^{-3}) + (4.52 \times 10^{-3}) + (2.44 \times 10^{-4})]}$$

$$U_e = 1631.67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Considerando un factor de incrustación de 0.0002 para tubos de acero :

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{1631.67} + 0.0002$$

$$U_{op} = 1230.21 \frac{W}{^{\circ}C \cdot m^2}$$

3.2.6.6 CÁLCULO PARA LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO Y LONGITUD

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$A_{total} = \frac{Q_{AB}}{U_{op} \Delta T_m}$$

Sustituyendo:

$$A_{total} = \frac{0.6283 \times 10^3}{(1230.21)(10)}$$

$$A_{total} = 0.01796 \text{ m}^2$$

Se calcula el flujo másico del agua de enfriamiento:

$$\dot{m}_{H2O} = \frac{Q_{AB}}{C_p \Delta T}$$

Sustituyendo queda:

$$\dot{m}_{H2O} = \frac{0.6283 \times 10^3}{(4178.6)(30 - 25)}$$

$$\dot{m}_{H2O} = 0.030 \frac{kg}{s}$$

Con esto ya podemos determinar el área para cada tubo:

$$A_t = \frac{\dot{m}_{H2O}}{(\rho)(v)}$$

Sustituyendo:

$$A_t = \frac{0.030}{(996.3)(0.4)}$$

$$A_t = 7.3276 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Determinando el número de tubos:

$$A_t = n_t \left[\frac{\pi(d_i)^2}{4} \right]$$

Despejando:

$$n_t = A_t / \left[\frac{\pi(d_i)^2}{4} \right]$$

$$n_t = 7.3276 \times 10^{-5} / \left[\frac{\pi(6.83 \times 10^{-3})^2}{4} \right]$$

$$n_t = 2$$

Se calcula la longitud de cada tubo considerando dos pasos por tubo:

$$L_t = \frac{A_{total}}{(N_t)(n_t)\pi(d_e)}$$

Sustituyendo:

$$L_t = \frac{0.01796}{1(2)\pi(10.287 \times 10^{-3})}$$

$$L_t = 0.56 \text{ m}$$

Entonces la longitud para cada tubo del absorbedor será de 0.60 m

3.2.6.7 CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS

La estimación empírica de d_b esta dada por:

$$d_b = d_e \left(\frac{n_t}{k_1} \right)^{\frac{1}{C_1}}$$

Dónde:

d_b : Diámetro del haz de tubos

d_e : Diámetro externo de tubos

n_t : Número de tubos

k_1, C_1 : Constantes empíricas

Para determinar las constantes empíricas se vale de la tabla del anexo 5

Sustituyendo:

$$d_b = 10.287 \left(\frac{2}{0.156} \right)^{\frac{1}{2.291}}$$

$$d_b = 42.39 \text{ mm} = 4.239 \text{ cm} = 0.04239 \text{ m}$$

3.2.6.8 PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBO

- Pérdidas de carga del lado de la carcasa

Cálculo de diámetro de la carcasa del absorbedor

Para el cálculo del diámetro de la carcasa se utiliza la siguiente expresión:

$$D_{carcasa} = D_b + C$$

Dónde:

D_b : Diámetro del haz de tubo

C : Clarencia diametral (Tomada del gráfico del anexo 6)

Utilizando un tipo de intercambiador de cabeza fija, con el diámetro del haz de tubos e interceptando la curva se encuentra la clarencia diametral. $C = 10 \text{ mm}$

$$D_{carcasa} = 42.39 + 10$$

$$D_{carcasa} = 52.39 \text{ mm}$$

$$D_{carcasa} = 0.05239 \text{ m}$$

Área transversal de flujo en la carcasa (a_s):

$$a_s = (\text{Área de coraza}) - (\text{Área de tubos})$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} d_c^2 - \frac{\pi}{4} d_e^2 = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4} ((0.05239)^2 - 2(10.28 \times 10^{-3})^2)$$

$$a_s = 0.001823 \text{ m}^2$$

Velocidad másica G_s :

$$G_s = \frac{\dot{m}_2}{a_s} = \frac{0.030}{0.001823}$$

$$G_s = 3.8261 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Diámetro Equivalente

$$D_e = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t}$$

Sustituyendo:

$$D_e = \frac{4(0.001823)}{\pi(10.28 \times 10^{-3})(2)}$$

$$D_e = 0.0564 \text{ m}$$

Cálculo de diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$):

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_e + \pi d_e n_t}$$

Sustituyendo:

$$D_{e'} = \frac{4(0.001823)}{\pi(10.28 \times 10^{-3}) + \pi(10.28 \times 10^{-3})(2)}$$

$$D_{e'} = 0.04513 \text{ m}$$

Número de Reynolds corregido:

$$R_{e'} = \frac{D_{e'} G_s}{\mu}$$

$$R_{e'} = \frac{(0.04513)(3.8261)}{0.000189}$$

$$R_{e'} = 913.608$$

La caída de presión también es proporcional a la distancia recorrida por el fluido a través del haz de tubos cada vez que este lo cruza, la cual puede representarse por el diámetro de carcasa.

$$\Delta P_s = f \left[\frac{D_{carcasa}}{D_e} \right] \left[\frac{G_s^2}{2\rho} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}$$

$$f = 1.728 Re^{-0.188}$$

$$f = 1.728(913.608)^{-0.188}$$

$$f = 0.47 \cong 0.5$$

$$\text{Para } Re > 500 \quad D_{Carcasa} = 0.05239 \text{ m}$$

$$\Delta P_s = (0.5) \left[\frac{0.05239 \text{ m}}{0.0564} \right] \left[\frac{(3.8261)^2}{2(1553)} \right] (1)^{0.14}$$

$$\Delta P_s = 2.08 \times 10^{-3} \text{ Pa}$$

- Pérdida de carga para el lado de los tubos

Área Transversal de flujo en tubería (a_t)

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p}$$

Sustituyendo:

$$a_t = \frac{2(1.46 \times 10^{-4})}{1}$$

$$a_t = 2.92 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Velocidad de Flujo Másico (G_t):

$$G_t = \frac{m_{H2O}}{a_t}$$

$$G_t = \frac{0.030}{2.92 \times 10^{-4}}$$

$$G_t = 497.95 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento en el absorbedor se tiene un $R_e = 4002.78$

Para la zona turbulenta puede utilizarse la ecuación de Drew, Koo y Mc Adams:

$$f = 0.0014 + 0.125R_e^{-0.32}$$

$$f = 0.0014 + 0.125(4002.78)^{-0.32}$$

$$f = 10.1131 \times 10^{-3}$$

Ahora se procede a calcular la pérdida de carga en los tubos se calcula a partir de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(f)(n_p) \left(\frac{L(G_t^2)}{D_i 2\rho} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a$$

Donde el exponente "a" vale -0.14 para régimen turbulento y -0.25 para régimen laminar.

$$\Delta P_t = 4(10.1131 \times 10^{-3})(1) \left(\frac{(0.60)(497.95^2)}{(6.83 \times 10^{-3})2(996.3)} \right) (1)^{-0.14}$$

$$\Delta P_t = 442.21 \text{ Pa}$$

- Cálculo de pérdida por retorno

La pérdida de carga correspondiente a los cambios de dirección que se producen en los cabezales de los intercambiadores multipaso.

Donde n es el número de pasos en los tubos. Siendo n=1 no existe pérdidas de carga por cambios de dirección como ocurre en los intercambiadores de múltiple paso, $\Delta P_r = 0 \text{ Pa}$

La pérdida de carga total se puede calcular entonces como:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 442.21 \text{ Pa}$$

3.2.6.9 CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS

Tabla 3.2.6.9.1 Resumen de Propiedades del Absorbedor

PROPIEDADES TERMICAS	
T_{sat}	10 °C
P_{sat}	1.20 kPa
Q_{Ab}	0.628Kw
m_{H2O}	0.030kg/s
ΔP_s	2.08×10^{-3} Pa
ΔP_T	442.21 Pa

PROPIEDADES MECANICAS	
d_n de Tubos	10.287×10^{-3} m
L_t	0.60 m
n_t	2 tubos
Configuracion	Cuadrada
Diámetro de Carcasa	0.05239 m
Material de Tubos	Acero Inoxidable
Material de Carcasa	Acero Inoxidable

3.2.7 DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE SOLUCIÓN

Un Intercambiador de Calor es un equipo utilizado para enfriar un fluido que está más caliente de lo deseado, transfiriendo este calor a otro fluido que esta frío y necesita ser calentado. La transferencia de calor se realiza a través de una pared metálica o de un tubo que separa ambos fluidos. Las aplicaciones de los intercambiadores de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres:

- Intercambiador de Calor: Realiza la función doble de calentar y enfriar dos fluidos.
- Condensador: Condensa un vapor o mezcla de vapores.
- Enfriador: Enfría un fluido por medio de agua.
- Calentador: Aplica calor sensible a un fluido.
- Rehervidor: Conectado a la base de una torre fraccionadora proporciona el calor de reebulición que se necesita para la destilación. (Los hay de termosifón, de circulación forzada, de caldera.)
- Vaporizador: Un calentador que vaporiza parte del líquido

A continuación se mencionan algunos de los principales tipos de intercambiadores de calor:

- Intercambiadores de tubería doble
- Intercambiadores enfriados por aire
- Intercambiadores de tipo placa
- Intercambiadores de casco y tubo

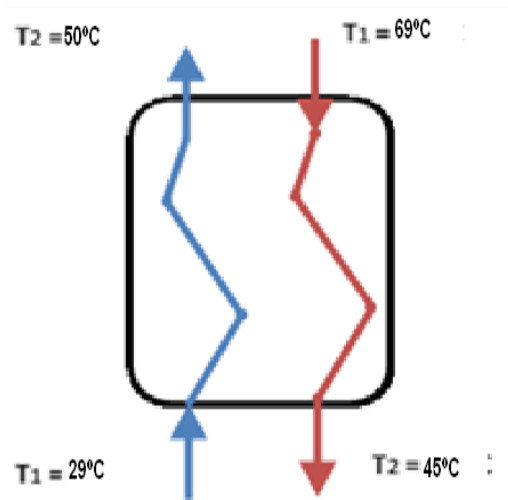


FIGURA 3.2.7.1 Esquema del Intercambiador de Solución

3.2.7.1 DIAGRAMA TÉRMICO

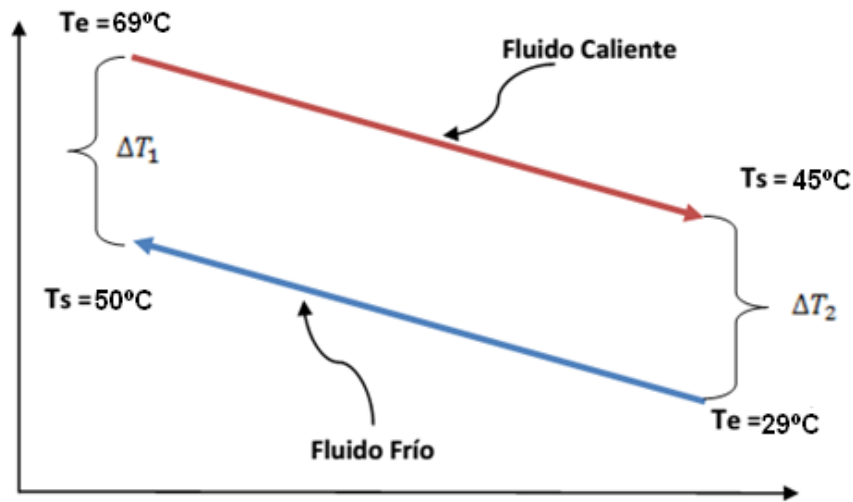


FIGURA 3.2.7.1.1 Diagrama térmico del Intercambiador de Solución

3.2.7.2 SELECCIÓN DE DIÁMETRO, ESPESOR, MATERIAL Y CONFIGURACIÓN DE LOS TUBOS

Para el diseño se utiliza una tubería de acero inoxidable, con las siguientes características:

$$d_n = \frac{1}{8} \text{ in, cedula numero 40}$$

$$d_e = 0.405 \text{ in} = 10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 0.269 \text{ in} = 6.83 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La configuración en los tubos se considera de tipo cuadrada, por su facilidad de limpieza mecánica. Donde de acuerdo a la norma TEMA^[19] el paso por tubo se define por la siguiente fórmula:

$$P_t = 1.25d_e$$

Entonces sustituyendo datos se tiene:

$$P_t = 1.25 * 10.287 \times 10^{-3} = 12.86 \text{ mm}$$

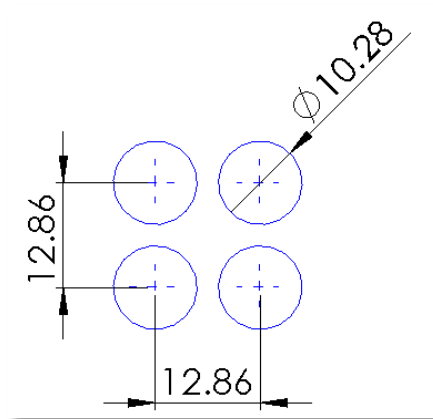


FIGURA 3.2.7.2.1 Arreglo de tubos para el intercambiador de calor (cotas en mm)

3.2.7.3 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA

La figura presenta el perfil de temperaturas para las corrientes que circulan en el intercambiador de calor, en dichas corrientes se denotan sus incrementos los cuales se utilizan para el cálculo de la temperatura media logarítmica.

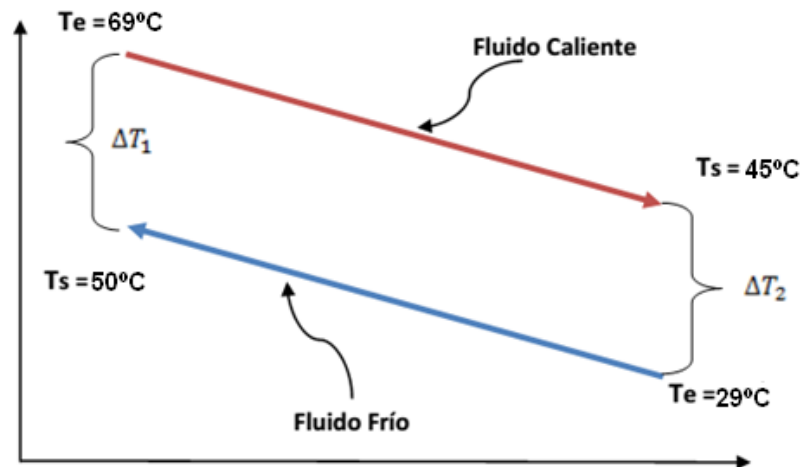


FIGURA 3.2.7.3.1 Perfil de temperaturas en el intercambiador de solución

La temperatura media logarítmica se determina mediante la siguiente relación:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_m = \frac{69 - 50 - (45 - 29)}{\ln \frac{69-50}{45-29}}$$

$$\Delta T_m = 17.45^\circ C$$

3.2.7.4 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor total necesaria es:

$$Q_{in} = U_o A_T \Delta T_m$$

Calculando

$$Q_{in} = m_3(h_4 - h_3)$$

$$Q_{in} = (2.74 \times 10^{-3})(102.2 - 54.54)$$

$$Q_{in} = 0.1303 \text{ kw}$$

Para iniciar la determinación de las propiedades físicas es necesario definir por donde pasa cada uno de los fluidos que intercambia calor. Debido a que la solución concentrada entra al intercambiador (punto 3) con una presión mayor suministrada por la bomba, ésta pasará por el interior de los tubos; la solución diluida o débil pasara a través del tubo de la coraza.

Habiendo definido lo anterior se puede comenzar determinando el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos del intercambiador. Para esto, se evalúan las propiedades a temperatura promedio de la solución.

La temperatura de la solución concentrada a la entrada es de 29 °C y a la salida 50 °C.

$$T_{pro} = \frac{T_4 + T_3}{2} = \frac{50 + 29}{2} = 39.5^\circ C$$

A continuación se presentan correlaciones que describen a las propiedades, en dichas correlaciones aparece frecuentemente el factor 273.15 esto se debe a que dichas ecuaciones aparecen originalmente en la literatura para que el valor de la temperatura sea introducido en kelvin, sin embargo para homogenizar estas ecuaciones, estas son modificadas para que el valor de la temperatura sea introducido en grados Celsius.

Densidad:

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 0.2288(48)^2 - 6.0579(48) + 1252.5 - 0.91652667(39.5 - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 1483.015 \text{ kg/m}^3$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

ρ_s : Densidad de la solución en kg/m³

Ecuación del calor específico vrs concentración

El valor del calor específico de la solución depende casi exclusivamente de la concentración variando muy poco con el cambio de otras propiedades, por lo que es razonable modelar es parámetro como dependiente únicamente de la concentración

Calculando el calor específico de la solución:

$$C_{p,s} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4$$

$$C_{p,s} = 0.0976(48)^2 - 37.512(48) + 3825.4$$

$$C_{p,s} = 2250 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

$C_{p,s}$: Calor específico de la solución en J/kg.K

Viscosidad dinámica de la solución LiBr – H2O

$$\mu_s = 0.001EXP \left[A_1 + \frac{A_2}{T_s + 273.15} + A_3 \ln|T_s + 273.15| \right]$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

μ_s : Viscosidad dinámica de la solución en Pa.s

Con:

$$A_1 = -494.122 + 16.3967x - 0.14511x^2$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967(48) - 0.14511(48)^2$$

$$A_1 = -41.41$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568x + 8.52755x^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568(48) + 8.52755(48)^2$$

$$A_2 = 3395$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014x + 0.0207809x^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014(48) + 0.0207809(48)^2$$

$$A_3 = 5.457$$

Sustituyendo:

$$\mu_s = 0.001EXP \left[-41.41 + \frac{3395}{39.5 + 273.15} + (5.457) \ln|39.5 + 273.15| \right]$$

$$\mu_s = 4.087 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

El rango de aplicación es de:

$$45 < x < 65\% \text{ BrLi}$$

Conductividad térmica de la solución:

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_2 - K_1)(T_s - 39.85)] \text{ para } T_s \geq 39.85^\circ\text{C}$$

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_3 - K_1)(T_s - 39.85)] \text{ para } T_s < 39.85^\circ\text{C}$$

Dónde:

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_2 = -0.003191x + 0.65388$$

$$K_3 = -0.00291897x + 0.59821$$

Calculando la conductividad térmica de la solución:

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_2 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s \geq 39.85^\circ\text{C}$$

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_3 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s < 39.85^\circ\text{C}$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en $^\circ\text{C}$

k_s : Conductividad térmica de la solución en $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$

Con:

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_1 = -0.003081(48) + 0.62979$$

$$K_1 = 0.4819$$

$$K_2 = -0.003191795x + 0.65388$$

$$K_2 = -0.003191795(48) + 0.65388$$

$$K_2 = 0.5007$$

$$K_3 = -0.00291897x + 0.59821$$

$$K_3 = -0.00291897(48) + 0.59821$$

$$K_3 = 0.4581$$

Como nuestra temperatura de saturación es de 47 °C, se usa:

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_2 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s \geq 39.85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_s = 0.05[0.4819 + (0.5007 - 0.4819)(39.5 - 39.85)]$$

$$k_s = 0.02377 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Numero de Prandtl:

$$P_r = \frac{C_p \mu_{sol}}{k_{sol}}$$

$$P_r = \frac{(2250)(4.087 \times 10^{-3})}{(0.02377)}$$

$$P_r = 386.9$$

Conociendo las propiedades involucradas se inicia el cálculo del intercambiador de calor.

El número de Reynolds, considerando una velocidad promedio de 0.77 m/s:

$$R_e = \frac{\rho_{sol} v d_i}{\mu_{sol}}$$

$$R_e = \frac{1483.015 \times 0.77 \times 6.83 \times 10^{-3}}{4.087 \times 10^{-3}}$$

$$R_e = 1908.32$$

Luego, se determina el área para cada tubo:

$$A_t = \frac{m_3}{\rho_{sol} v}$$

$$A_t = \frac{2.743 \times 10^{-3}}{1483.015 (0.77)}$$

$$A_t = 1.47 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Determinación del número de tubos:

$$A_t = n_t \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$1.47 \times 10^{-4} = n_t \frac{\pi (6.83 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$n_t = 4$$

El número de Nusselt está dado por la ecuación para flujos turbulentos completamente desarrollados en tubos lisos, con parámetros de $0.7 \leq Pr \leq 160$ y $Re > 10000$ sustituyendo datos se tiene:

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} P_r^n \quad \text{Dónde } n = 0.4 \text{ para calentamiento}$$

$$N_u = 0.023(1908.32)^{0.8}(386.9)^{0.4} = 105.024$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos del intercambiador es:

$$h_i = N_u \frac{k}{d_i}$$

$$h_i = (105.024) \frac{(0.02377)}{(6.83 \times 10^{-3})}$$

$$h_i = 365.51$$

La resistencia térmica en el interior del tubo es:

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i}$$

$$R_i = \frac{1}{365.51 * \pi * 6.83 \times 10^{-3}} = 0.1275 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

Para la resistencia térmica en la pared del tubo se necesita evaluar su conductividad térmica a temperatura de saturación. Correlacionando comportamiento de conductividad térmica para acero inoxidable [21] a la temperatura de saturación de 40°C, se tiene:

$$k_{ac} = 14.67 \frac{\text{w}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

La resistencia térmica del acero, por unidad de longitud de tubería, es:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_{ac}}$$

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{10.287 \times 10^{-3}}{6.83 \times 10^{-3}}\right)}{2\pi * 14.67}$$

$$R_{ac} = 4.4432 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{w}$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor externo se evalúan las propiedades a temperatura promedio de la solución diluida utilizando las mismas ecuaciones.

$$T_{pro} = \frac{T_5 + T_6}{2} = \frac{69 + 45}{2} = 57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad:

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 0.2288(52)^2 - 6.0579(52) + 1252.5 - 0.91652667(57 - 33.1054264)$$

$$\rho_s = 1534.26 \text{ kg/m}^3$$

Dónde:

x: concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en $^\circ\text{C}$

ρ_s : Densidad de la solución en kg/m^3

Calculamos el calor específico de la solución:

$$C_{p,s} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4$$

$$C_{p,s} = 0.0976(52)^2 - 37.512(52) + 3825.4$$

$$C_{p,s} = 2139 \frac{\text{J}}{\text{Kg. } ^\circ\text{C}}$$

Dónde:

x: concentración en peso de Bromuro de Litio

$C_{p,s}$: Calor específico de la solución en J/kg.K

Viscosidad dinámica de la solución LiBr – H₂O

$$\mu_s = 0.001EXP \left[A_1 + \frac{A_2}{T_s + 273.15} + A_3 \ln|T_s + 273.15| \right]$$

Dónde:

x: concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en $^\circ\text{C}$

μ_s : Viscosidad dinámica de la solución en Pa.s

Con:

$$A_1 = -494.122 + 16.3967x - 0.14511x^2$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967(52) - 0.14511(52)^2$$

$$A_1 = -33.87$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568x + 8.52755x^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568(52) + 8.52755(52)^2$$

$$A_2 = 3067$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014x + 0.0207809x^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014(52) + 0.0207809(52)^2$$

$$A_3 = 4.369$$

Sustituyendo:

$$\mu_s = 0.001EXP \left[-33.87 + \frac{3067}{57 + 273.15} + (4.369) \ln |57 + 273.15| \right]$$

$$\mu_s = 5.306 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

El rango de aplicación es de:

$$45 < x < 65\% \text{ BrLi}$$

Calculando la conductividad térmica de la solución:

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_2 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s \geq 39.85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_3 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s < 39.85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en $^\circ\text{C}$

k_s : Conductividad térmica de la solución en $\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$

Con:

$$K_1 = -0.003081x + 0.62979$$

$$K_1 = -0.003081(52) + 0.62979$$

$$K_1 = 0.469$$

$$K_2 = -0.003191795x + 0.65388$$

$$K_2 = -0.003191795(52) + 0.65388$$

$$K_2 = 0.4879$$

$$K_3 = -0.00291897x + 0.59821$$

$$K_3 = -0.00291897(52) + 0.59821$$

$$K_3 = 0.4464$$

Como nuestra temperatura es de 57 °C, se usa:

$$k_s = 0.05[K_1 + (K_2 - K_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s \geq 39.85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_s = 0.05[0.469 + (0.487 - 0.469)(57 - 39.85)]$$

$$k_s = 0.0392 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Numero de Prandtl:

$$P_r = \frac{C_p \mu_{sol}}{k_{sol}}$$

$$P_r = \frac{(2139)(5.306 \times 10^{-4})}{(0.0392)}$$

$$P_r = 289.05$$

Con el objetivo de mejorar el diseño, reduciendo así la longitud de los tubos, lo cual hace más compacto el intercambiador de calor, se presenta un diseño donde no se considera el dimensionamiento y ubicación de deflectores. El procedimiento y ecuaciones son las mismas que se utilizaron en el diseño de

los elementos anteriores. De la primera propuesta de diseño se considera el mismo comportamiento, mismas ecuaciones y resultados para la determinación del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos, para el coeficiente externo se sustituye los valores de las propiedades de la solución ya determinadas con ecuación y haciendo las iteraciones necesarias se determina la temperatura en el exterior.

Encontrando la entalpía de evaporación:

$$Q_{in} = m_5 h_{fg}$$

$$h_{fg} = \frac{Q_{in}}{m_5}$$

$$h_{fg} = \frac{0.1303 \text{ kw}}{2.53 \times 10^{-3}}$$

$$h_{fg} = 51.50 \text{ kJ/kg}$$

Sustituyendo en la ecuación para el coeficiente de convección externo se tiene:

$$h_e = 0.725 \frac{\rho^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d N (T_e - T_{sat})}^{1/4}$$

$$h_e = 0.725 \frac{(1534.26)^2 (9.81) (51.50) (0.0392)^3}{(5.306 \times 10^{-3}) (10.287 \times 10^{-3}) (T_e - 40)}^{1/4}$$

$$h_e = 137.99 (T_e - 40)^{-1/4}$$

La resistencia térmica es:

$$R_e = \frac{1}{h_e A_e}$$

$$R_e = \frac{1}{(137.99 (T_e - 40)^{-1/4}) (\pi * 10.287 \times 10^{-3})}$$

$$R_e = \frac{(T_e - 40)^{1/4}}{4.4595}$$

El balance térmico en el intercambiador de calor es:



FIGURA 3.2.7.4.1 Perfil de Resistencias térmicas en los tubos del intercambiador

De la figura 3.2.7.4.1 se tiene:

$$\frac{(T_e - T_{sat})}{R_e} = \frac{T_e - T_i}{R_{ac}} = \frac{T_i - T_w}{R_i}$$

Sustituyendo datos:

$$\frac{(T_e - 40)}{\frac{(T_e - 40)^{1/4}}{4.4595}} = \frac{T_e - T_i}{4.4432 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 57}{0.1275}$$

$$4.4595(T_e - 40)^{3/4} = \frac{T_e - T_i}{4.4432 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 57}{0.1275}$$

Igualando el segundo y tercer término de ecuación:

$$\frac{T_e - T_i}{4.4432 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - 57}{0.1275}$$

$$28.695(T_e - T_i) = T_i - 57$$

$$28.695T_e = 29.695T_i - 57$$

$$29.695T_i = 28.695T_e + 57$$

$$T_i = 0.9663T_e + 1.5828$$

Igualando primer y tercer término de ecuación:

$$4.4595(T_e - 40)^{3/4} = \frac{T_i - 47}{0.1275}$$

$$0.5560(T_e - 40)^{3/4} = T_i - 47$$

$$0.5560(T_e - 40)^{3/4} + 47 = T_i$$

Luego, igualando ecuaciones obteniendo:

$$T_e = 50.31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Conocidas las temperaturas, se sustituye datos en ecuación, se tiene:

$$h_e = 137.99(T_e - 40)^{-1/4}$$

$$h_e = 77 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Luego la resistencia en el exterior es:

$$R_e = \frac{(T_e - 40)^{1/4}}{4.4595}$$

$$R_e = \frac{(50.31 - 40)^{1/4}}{4.4595}$$

$$R_e = 0.4018 \text{ } ^\circ C/W$$

El coeficiente global de transferencia de calor, por unidad de longitud de tubería, es:

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

Sustituyendo datos:

$$U_e = \frac{1}{\pi * 10.287 * 10^{-3} (0.1275 + 4.44 * 10^{-3} + 0.4018)}$$

$$U_e = 57.97 \text{ } W/^\circ C \cdot m^2$$

Considerando factor de incrustación de 0.0002:

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{57.97} + 0.0002$$

$$U_{op} = 57 \text{ } W/^\circ C \cdot m^2$$

3.2.7.5 CÁLCULO PARA LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO Y LONGITUD

La superficie de intercambio se obtiene por medio de la ecuación.

$$A_{total} = \frac{Q_{in}}{U_{op} \Delta T_m}$$

Sustituyendo:

$$A_{total} = \frac{0.1303 \times 10^3}{57 * 17.5}$$

$$A_{total} = 0.07013 \text{ m}^2$$

Determinación de longitud para cada tubo del Intercambiador

$$L_t = \frac{A_{total}}{N_p \times n_t \times \pi \times d_e}$$

$$L_t = \frac{0.07013}{1 \times 4 \times \pi \times 10.28 \times 10^{-3}}$$

$$L_t = 0.54 \text{ m}$$

Entonces la longitud para cada tubo del Intercambiador será de 0.50 m

3.2.7.6 CÁLCULO DE DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS

Estimación empírica de D_b :

$$D_b = d_e \left(\frac{n_t}{k_1} \right)^{\frac{1}{c_1}}$$

Dónde:

D_b : Diámetro del haz de tubos

n_t : Número de tubos

d_e : Diámetro externo de tubos en mm

k_1, C_1 : Constantes empíricas (Estos valores se toman de la tabla del anexo 5)

Sustituyendo:

$$D_b = 10.28 \left(\frac{4}{0.215} \right)^{\frac{1}{2.207}}$$

$$D_b = 38.66 \text{ mm} \cong 0.038 \text{ m}$$

3.2.7.7 PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LA CARCASA Y TUBO

- Pérdidas del lado de la carcasa

Cálculo de diámetro de la carcasa del intercambiador:

Para el cálculo del diámetro de la carcasa se utiliza la siguiente expresión:

$$D_{carcasa} = D_b + C$$

Dónde:

D_b : Diámetro del haz de tubo

C : Clarencia diametral (Dada por el grafico del anexo 6)

Utilizando tipo de intercambiador de cabeza fija, con el diámetro del haz de tubos e interceptando la curva se encuentra la clarencia diametral. $C = 15$ mm

$$D_{carcasa} = 38.66 + 15$$

$$D_{carcasa} = 53.66 \text{ mm}$$

$$D_{carcasa} = 0.05366 \text{ m}$$

Área transversal de flujo en la carcasa (a_s):

$$a_s = (\text{Area de coraza}) - (\text{Area de tubos})$$

$$a_s = \frac{\pi}{4} d_c^2 - \frac{\pi}{4} d_e^2 = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - n_t d_e^2)$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$a_s = \frac{\pi}{4} ((0.05366)^2 - 4(10.28 \times 10^{-3})^2)$$

$$a_s = 1.9295 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad másica G_s :

$$G_s = \frac{m}{a_s} = \frac{2.525 \times 10^{-3}}{1.9295 \times 10^{-3}}$$

$$G_s = 1.3086 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Diámetro Equivalente:

$$D_e = \frac{4a_s}{\pi d_e n_t}$$

Sustituyendo:

$$D_e = \frac{4(1.9295 \times 10^{-3})}{\pi(10.28 \times 10^{-3})(4)}$$

$$D_e = 0.05975 \text{ m}$$

Cálculo de diámetro equivalente corregido ($D_{e'}$):

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\text{perimetro humedo friccional}}$$

$$D_{e'} = \frac{4a_s}{\pi d_e + \pi d_e n_t}$$

$$D_{e'} = \frac{4(1.9295 \times 10^{-3})}{\pi(10.28 \times 10^{-3}) + \pi(10.28 \times 10^{-3})(4)}$$

$$D_{e'} = 0.04779 \text{ m}$$

Numero de Reynolds corregido:

$$R_{e'} = \frac{D_{e'} G_s}{\mu}$$

$$R_{e'} = \frac{0.04779 (1.3086)}{4.89 \times 10^{-4}}$$

$$R_{e'} = 127.89$$

La caída de presión también es proporcional a la distancia recorrida por el fluido a través del haz de tubos cada vez que este lo cruza, la cual puede representarse por el diámetro de carcasa.

$$\Delta P_s = f \left[\frac{D_{carcasa}}{D_e} \right] \left[\frac{G_s^2}{2\rho} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}$$

$$f = \exp[5.1858 - 1.7645 \ln(R_e) + 0.13357(\ln(R_e))^2]$$

$$f = \exp[5.1858 - 1.7645 \ln(127.89) + 0.13357(\ln(127.89))^2]$$

$$f = 0.7939$$

$$\text{Para } Re < 500 \quad D_{\text{carcasa}} = 0.05366 \text{ m}$$

$$\Delta P_s = (0.7939) \left[\frac{0.05366}{0.05975} \right] \left[\frac{(1.3086)^2}{2(1534.26)} \right] (1)^{0.14}$$

$$\Delta P_s = 3.9789 \times 10^{-4} \text{ Pa}$$

- Caída de presión en los tubos

Área Transversal de flujo en tubería (a_t):

$$a_t = \frac{n_t A_t}{N_p}$$

$$a_t = \frac{4(1.47 \times 10^{-4})}{1}$$

$$a_t = 5.88 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Velocidad de Flujo Másico (G_t):

$$G_t = \frac{m}{a_t}$$

$$G_t = \frac{2.11 \times 10^{-3}}{5.88 \times 10^{-4}}$$

$$G_t = 3.59 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

De cálculos anteriores para tubería de agua de enfriamiento se tiene un $R_e = 805.71$.

Para la zona turbulenta puede utilizarse la ecuación de Drew, Koo y Mc Adams:

$$f = 0.0014 + 0.125 R_e^{-0.32}$$

$$f = 0.0014 + 0.125(805.71)^{-0.32}$$

$$f = 16.087 \times 10^{-3}$$

Ahora se procede a calcular la pérdida de carga en los tubos se calcula a partir de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(f)(n_p) \left(\frac{L(G_t^2)}{D_i 2\rho} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a$$

Donde el exponente “a” vale -0.14 para régimen turbulento y -0.25 para régimen laminar.

$$\Delta P_t = 4(16.087 \times 10^{-3})(4) \left(\frac{(0.5)(3.59^2)}{(6.83 \times 10^{-3})^2 (1483.015)} \right) (1)^{-0.14}$$

$$\Delta P_t = 0.0818 \text{ Pa}$$

- Cálculo de pérdida por retorno

La pérdida de carga correspondiente a los cambios de dirección que se producen en los cabezales de los intercambiadores multipaso.

Donde n es el número de pasos en los tubos. Siendo n=1 no existe perdidas de carga por cambios de dirección como ocurre en los intercambiadores de múltiple paso, $\Delta P_r = 0 \text{ Pa}$

La pérdida de carga total se puede calcular entonces como:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 0.0818 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_T = 0.0818 \text{ Pa}$$

3.2.7.8 CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS

Tabla 3.2.7.8.1 Resumen de Propiedades del Intercambiador de Solución

PROPIEDADES TERMICAS	
T_{sat}	40°C
P_{sat}	7.4 kPa
Q_{EV}	0.5 Kw
m	$2.11 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$
ΔP_s	$3.9789 \times 10^{-4} \text{ Pa}$
ΔP_T	0.0818 Pa

PROPIEDADES MECANICAS	
d_n de Tubos	$10.287 \times 10^{-3} \text{ m}$
L_t	0.5 m
n_t	4 tubos
Configuración	Cuadrada
Diámetro de Carcasa	0.05366m
Material de Tubos	Acero Inoxidable
Material de Carcasa	Acero Inoxidable

3.2.8 DISEÑO DEL GENERADOR

Como último elemento del banco de refrigeración por absorción se precede a diseñar uno de los elementos más importantes, como lo es el generador.

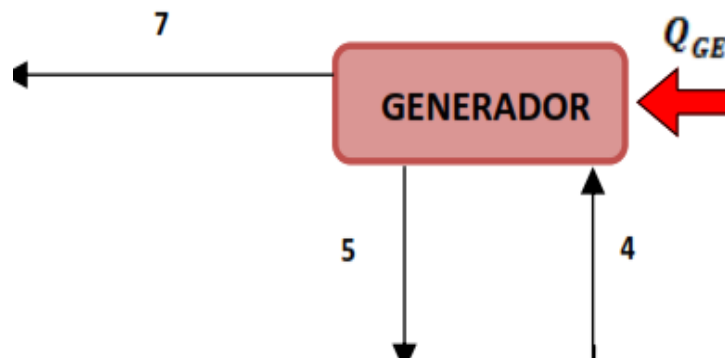


FIGURA 3.2.8.1 Esquema del Generador

3.2.8.1 SELECCIÓN DE FUENTE DE CALOR

Utilizando el método de puntos ponderados se procede a determinar que fuente de energía es ideal para aplicar en el generador del sistema de absorción.

Tabla 3.2.8.1.1 Factores a considerar y asignación de peso

FACTORES	PESO ASIGNADO %
Costo de Adquisición del Equipo	15%
Contaminación Ambiental	15%
Factor de operación (mantenimiento de temperatura en generador)	20%
Manejo del Equipo	20%
Mantenimiento	10%
Costo de Operación	20%
TOTAL	100%

ESCALAS DE EVALUACIÓN

Tabla 3.2.8.1.2 Escalas de Evaluación

Bajo Costo de Adquisición y Construcción del Equipo

Rango	Calificación
\$1-\$100	10
\$101-\$200	8
\$201-\$300	6
\$301-\$400	4
Más de 400	2

Baja Contaminación Ambiental

Criterio	Calificación
No genera emisiones contaminantes	10
Genera emisiones contaminantes dentro de lo permitido	7
Genera emisiones contaminantes excesivas	3

Factor de Operación

Criterio	Calificación
Fácil regulación de temperatura en generador	10
Intermedia regulación de temperatura en generador	7
Difícil regulación temperatura generador	3

Manejo del Equipo

Criterio	Calificación
Fácil uso y regulación del Equipo	10
Uso y regulación del Equipo Intermedio	7
Difícil uso y regulación del Equipo	3

Mantenimiento

Criterio	Calificación
Fácil Mantenimiento	10
Mantenimiento Intermedio	7
Difícil Mantenimiento	3

Bajo Costo de Operación del Equipo

Rango	Calificación
\$1-\$100	10
\$101-\$200	8
\$201-\$300	6
\$301-\$400	4
Más de 400	2

El método de puntos ponderados indica construir el generador para trabajar con gas propano por la obtención de su mayor puntaje. El uso de la energía proveniente del GLP (gas licuado de petróleo) se respalda por la fácil adquisición de este, su manejo fácil y seguro, poco mantenimiento del sistema y muy práctico para los fines didácticos a los que nos estamos enfocando, sobre todo por la disponibilidad que tendríamos de la fuente de calor debido a que el uso del sistema no siempre será en el día, a la misma hora y la misma cantidad de tiempo, lo que hace necesaria una fuente de calor que esté disponible en cualquier momento.

Tabla 3.2.8.1.3 Tabla Comparativa

FACTOR	Porcentaje Asignado	Resistencia eléctrica		Biomasa		Gas propano		Solar	
		Puntos	%	Puntos	%	Puntos	%	Puntos	%
COSTO DE ADQUISICION Y CONSTRUCCION DEL EQUIPO	15%	10	1.5	8	1.2	10	1.5	6	0.9
CONTAMINACION AMBIENTAL	15%	10	1.5	3	0.4 5	7	1.0 5	10	1.5
FACTOR DE OPERACIÓN	20%	10	2	3	0.6	7	1.4	3	0.6
MANEJO DEL EQUIPO	20%	10	2	7	1.4	10	2	3	0.6
MANTENIMIENTO	10%	7	0.7	3	0.3	10	1	10	1
COSTO DE OPERACIÓN	20%	4	0.8	8	1.6	10	2	10	2
TOTAL	100%		8.5		5.6		8.9		6.6

3.2.8.2 DATOS DE ENTRADA

- ✓ Calor de entrada al generador: 2298 KJ/h
- ✓ Flujo másico de solución débil proveniente del intercambiador: 9.879kg/h
- ✓ Flujo másico de solución concentrada que sale del generador: 9.108 kg/h
- ✓ Flujo másico de vapor de agua que sale hacia el condensador:
0.7668 Kg/h

3.2.8.3 CUADRO RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DETERMINADOS

Tabla 3.2.8.3.1 Resumen de Propiedades del Generador

PROPIEDADES TERMICAS	
T_{sat}	40 °C
P_{sat}	7.4 Kpa
Q_{GE}	0.6384 Kw
PROPIEDADES MECANICAS	
<i>Longitud de generador</i>	0.5 m
<i>Material</i>	Acero Inoxidable

3.2.9 CARACTERISTICAS DE TRABAJO DEL BANCO DE REFRIGERACIÓN

Tabla 3.2.9.1 Resumen de Características de Trabajo de banco de Refrigeración

Tipo de refrigeración	Rango de Refrigeración Comercial específicamente para verduras que comprende el Rango de 7°C y 14 °C
Área a refrigerar	El espacio a refrigerar se considera con un área de 1 m ² (10.76 pies ²)
Energía generada de refrigeración	$Q_{evaporador} = 0.5 \text{ KW} = 1800 \text{ KJ/h}$
Energía de activación	$Q_{generador} + w_B = 2298 \text{ KJ/h}$
Coefficiente de operación	$COP = 0.78$

4. CONSTRUCCIÓN

En este capítulo se desarrollará la metodología a seguir para la construcción del banco de refrigeración por absorción.

4.1 REQUERIMIENTOS DE DISEÑO VRS. DISPONIBILIDAD EN EL MERCADO

Tabla 4.1.1 Requerimientos de Diseño vrs. Disponibilidad en el Mercado

Aspecto a considerar	Requerimiento de diseño	Disponibilidad en el mercado	Justificación del cambio
Diámetro de Tubo	Acero Inoxidable y de 1/8"	Acero Inoxidable si el componente opera con bromuro de litio. El resto de cobre y de 1/4"	No se encontró tubo de acero inoxidable de 1/8", comercialmente es factible el tubo de 1/4" de diámetro.
Material del Condensador (tubo y carcasa)	Diseñados de Acero Inoxidable	Carcasa de latón y tubos de cobre	En términos económicos es más rentable este material y la sustancias de trabajo es solamente agua, no es corrosivo, técnicamente también es viable.
Configuración del Evaporador (tubo y carcasa)	Diseñados de Acero Inoxidable, y de tipo carcasa y tubo.	Tubo de Cobre, Tipo de Placa Plana.	En términos de viabilidad es más funcional un área de refrigeración con su tubo entre placas ya dimensionado, que correr el riesgo de hacerlo y no poder desarrollar las pruebas de refrigeración adecuadamente.
Espacio a Refrigerar (m^2)	Diseñado para $1 m^2$	Se encuentra de 0.50 m de ancho x 0.25m de alto	Comercialmente nos es más factible encontrar un área a refrigerar con esas dimensiones

4.1.2 PROCEDIMIENTO DE CONSTRUCCIÓN GENERAL

Se detalla un procedimiento general a seguir en la construcción de dichos intercambiadores de calor, cada uno con las dimensiones detalladas en la etapa de diseño, pero por tratarse del mismo elemento, se limita a describir pasos generales de construcción para un intercambiador de calor.

4.1.2.1 FABRICACIÓN DEL HAZ DE TUBOS

El haz de tubos es el conjunto de tubos que irán en el interior de la carcasa según la geometría propuesta en el diseño de cada uno de los intercambiadores de nuestro sistema.

Procedimiento a seguir para su fabricación:

- 1) Con una cinta métrica medir la longitud de tubo correspondiente y poner una marca con un rayador.
- 2) Con una sierra para acero cortar sobre la marca previamente puesta la cantidad de tubos requerida.
- 3) De la lámina de acero cortar con ayuda de una sierra una porción suficiente de lámina para hacer el trazado del espejo fijo, marcando la posición de los tubos según la configuración establecida en el diseño.
- 4) Con un taladro realizar los agujeros previamente marcados a la lámina.
- 5) Luego de tener los espejos perforados se procede al rectificado en el torno para dejarlos con una circunferencia precisa para poder introducirlos en la carcasa y así facilitar el ensamble y soldadura.

- 6) Con ayuda de un sistema de soldadura, en nuestro caso de soldadura de arco Eléctrico, electrodo para acero inoxidable 3/32, realizar las uniones entre tubos y espejos fijos, debiendo ser una soldadura de calidad para que no vaya a ocasionar problemas de fugas u otros daños al sistema, por lo que se requiere que este trabajo sea hecho por un técnico especializado.

4.1.2.2 FABRICACIÓN DE CARCASA

La carcasa del intercambiador de calor es la parte que envuelve el haz de tubos y además sirve como la cámara en la cual se da la transferencia de calor.

Procedimiento a seguir para su fabricación

- 1) Con ayuda de una sierra, cortar una porción del tubo de acero inoxidable según las medidas proporcionadas en la etapa de diseño, esto debe ser 10 cm. más largo que el haz de tubo.
- 2) Con un rayador trazar los orificios donde se soldarán posteriormente las boquillas.
- 3) Con un taladro realizar los agujeros donde se ubicarán las boquillas.
- 4) Las boquillas se seleccionan para trabajar con mangueras de presión con medida de 3/8 de in. Así se asegura el flujo másico dado en el diseño en función de la velocidad a la que este debe pasar por la carcasa.
- 5) Con ayuda de un sistema de soldadura se deben soldar ambas boquillas (entrada y salida), y como lo será en todas las soldaduras debe ser una soldadura de calidad.

4.1.2.3 FABRICACIÓN DE CABEZALES

Los cabezales son las cámaras de entrada y salida al que van conectados los tubos, en otras palabras en esta parte se acumula la solución a la entrada para distribuirla a todos los tubos que conforman el haz, parte del cabeza es el canal donde se ubica la boquilla ya sea de entrada o salida del fluido.

Procedimiento a seguir para su fabricación:

- 1) Para la fabricación del cabezal primero se debe trazar un tramo de lámina que sea suficiente para hacer los dos tapones de los extremo de la carcasa,
- 2) Luego soldar el haz de tubo dentro de la carcasa dejando 5 cm. de espacio desde los extremos.
- 3) Luego se marca en la carcasa dentro 5 cm. de separación entre el haz de tubos y el extremos de la carcasa, los orificios donde irán las boquillas de entrada al cabezal.
- 4) Proceder a perforar con un taladro el cabezal y con ayuda del sistema de soldadura, soldar las boquillas.
- 5) Se corta lámina para fabricar los tapones del cabezal y luego rectificar en el torno a la medida necesaria de manera análoga a los espejos del haz de tubos.
- 6) Soldar lo tapones del cabezal al intercambiador.
- 7) Con ayuda de una pulidora, se pulen todos los cordones de soldadura.
- 8) Luego con lija para agua N°220 se lija todo el cuerpo del intercambiador para que tenga una mejor apariencia.

4.1.2.4 ENSAMBLE DE COMPONENTES DE CADA INTERCAMBIADOR DE CALOR

Procedimiento a seguir para su ensamble:

- 1) Sobre el banco previamente construido, establecer la posición de cada uno de los componentes.
- 2) Con las abrazaderas sujetar cada uno de los intercambiadores, asegurándolas en el panel del banco.
- 3) Ya ubicados los dispositivos, medir las dimensiones de tubería que se necesitan.
- 4) Luego marcar la tubería y cortar a las medidas previamente obtenidas.
- 5) Soldar la tubería a las boquillas de cada uno de los intercambiadores.
- 6) Instalar todos los dispositivos de control en posiciones estratégicas de fácil visualización.

4.1.2.5 ACOPLE DE LOS DIFERENTES DISPOSITIVOS DEL SISTEMA



FIGURA 4.1.2.5.1 Acople del Sistema de Refrigeración

4.1.2.6 IMÁGENES DE LOS COMPONENTES

*FIGURA 4.1.2.6.1 Absorbedor**FIGURA 4.1.2.6.2 Absorbedor**FIGURA 4.1.2.6.3 Intercambiador**FIGURA 4.1.2.6.4 Intercambiador*

4.1.3 CONDICIONES DE TRABAJO DE CADA ELEMETO

4.1.3.1 RESUMEN DEL CONDENSADOR

PROPIEDADES MECANICAS	
<i>d_n de Tubos</i>	$\frac{1}{4}$ in
<i>L_t</i>	19.68 in
<i>n_t</i>	3
<i>Configuracion</i>	cuadrada
<i>d_c</i>	3 1/2 in
<i>Material de Tubos</i>	Cobre
<i>Material de Carcasa</i>	Latón

4.1.3.2 RESUMEN DEL EVAPORADOR

PROPIEDADES MECANICAS	
<i>d_n de Tubos</i>	3/8in
<i>L_t</i>	19.68 in
<i>n_t</i>	12
<i>Configuracion</i>	Tubos Aleteados
<i>Material de Tubos</i>	Aluminio

4.1.3.3 RESUMEN DEL ABSORBEDOR

PROPIEDADES MECANICAS	
<i>d_n de Tubos</i>	1/4in
<i>L_t</i>	19.68 in
<i>n_t</i>	2
<i>Configuracion</i>	Cuadrada
<i>d_c</i>	3 1/2 in
<i>Material de Tubos</i>	Acero Inoxidable
<i>Material de Carcasa</i>	Acero Inoxidable

4.1.3.4 RESUMEN DEL GENERADOR

PROPIEDADES MECANICAS	
<i>Longitud</i>	19.68 in
<i>d_c</i>	3 in
<i>Material de Carcasa</i>	Acero Inoxidable

4.1.3.5 RESUMEN DEL INTERCAMBIADOR DE SOLUCIÓN

PROPIEDADES MECANICAS	
d_n de Tubos	$\frac{1}{4}$ in
L_t	19.68 in
n_t	4
Configuración	cuadrada
d_c	3 in
Material de Tubos	Acero Inoxidable
Material de Carcasa	Acero Inoxidable

Tabla 4.1.4.1 Resumen de Características de Trabajo del banco de Refrigeración

Tipo de refrigeración	Rango de Refrigeración Comercial específicamente para verduras que comprende el Rango de 7°C y 14 °C
Área a refrigerar	El espacio a refrigerar se considera con un área de 0.12 m ²
Energía generada de refrigeración	$Q_{evaporador} = 0.7490 \text{ KW} = 2667.24 \text{ KJ/h}$
Energía de activación	$Q_{generador} + w_B = 2304.044 \text{ KJ/h}$
Coeficiente de operación	$COP \cong 1$

4.2 SELECCIÓN DEL AISLAMIENTO ^[22]

El banco de refrigeración por absorción requiere aislamiento principalmente para evitar la humedad y la consiguiente acción corrosiva sobre las superficies. También se puede emplear para reducir las temperaturas excesivas y cubrir las tuberías calientes expuestas a contacto. Algunos de los componentes que requieren aislamiento son:

1. Tuberías de refrigerante enfriado y bomba.
2. Carcasa del generador.
3. Tuberías del generador.
4. Intercambiador de calor de la solución.
5. Tubería de solución caliente.

El cálculo del aislamiento para los elementos mencionados se hará en base al reglamento español para las instalaciones térmicas (RITE) [22]

Según el RITE toda tubería por la que circulen fluidos arriba de los 40 °C debe ser aislada, así como aquellas tuberías en las que circulen fluidos con temperatura menor a la del ambiente, de acuerdo a lo anterior será necesario aislar no solo los elementos que se han mencionado antes sino aquellos que según el RITE lo requieran.

El procedimiento simplificado es válido para potencias nominales instaladas menores o iguales a 70 kW donde se facilitan los espesores mínimos de aislamiento térmico de las tablas presentadas, estos espesores varían en función del diámetro exterior de la tubería o conducto sin aislar y de la temperatura del fluido o aire de la red.

Estos espesores son válidos para materiales de aislamiento térmico con una conductividad térmica de referencia a 10 °C de 0,040 W/(m.K). Si se deciden utilizar materiales de aislamiento térmico distintos se deberán calcular los espesores mínimos aplicando las ecuaciones incluidas en el RITE para superficies planas y circulares.

El cálculo del espesor se hará de acuerdo a las siguientes tablas las cuales son extraídas de RITE:

Tabla 4.2.1 Espesor mínimo de aislamiento (mm) para tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el exterior de edificios.

Diámetro Exterior (mm)	Temperatura Máxima del Fluido (°C)		
	40.....60	>60.....100	>100.....180
D ≤ 35	35	35	40
35 < D ≤ 60	40	40	50
60 < D ≤ 90	40	40	50
90 < D ≤ 140	40	50	60
140 < D	45	50	60

Tabla 4.2.2 Espesor mínimo de aislamiento (mm) para tuberías que transportan fluidos fríos que discurren por el exterior de edificios.

Diámetro Exterior (mm)	Temperatura Máxima del Fluido (°C)		
	>-10.....0	>0.....10	>10
D ≤ 35	50	40	40
35 < D ≤ 60	60	50	40
60 < D ≤ 90	60	50	50
90 < D ≤ 140	70	60	50
140 < D	70	60	50

El aislante utilizado es el elastómero Rubatex con una conductividad térmica promedio de 0.038 w/m.k , por lo que se presenta a continuación el resumen de espesores recomendados.

Tabla 4.2.3 Resumen de los tramos de tubería a aislar y su espesor recomendado

Tramo del Circuito	Temperatura Aproximada	Diámetro Nominal de Tubería (in)	Diámetro externo de Tubería (mm)	Espesor de Aislamiento (mm)	Espesor de Aislamiento nominal (in)
1	10	3/8	17.145	40	1 1/2
4	50	1/4	13.716	35	1
5	69	1/4	13.716	35	1
6	45	1/4	13.716	35	1
7	62	1/4	13.716	35	1
8	40	1/4	13.716	35	1
9	10	1/4	13.716	40	1 1/2

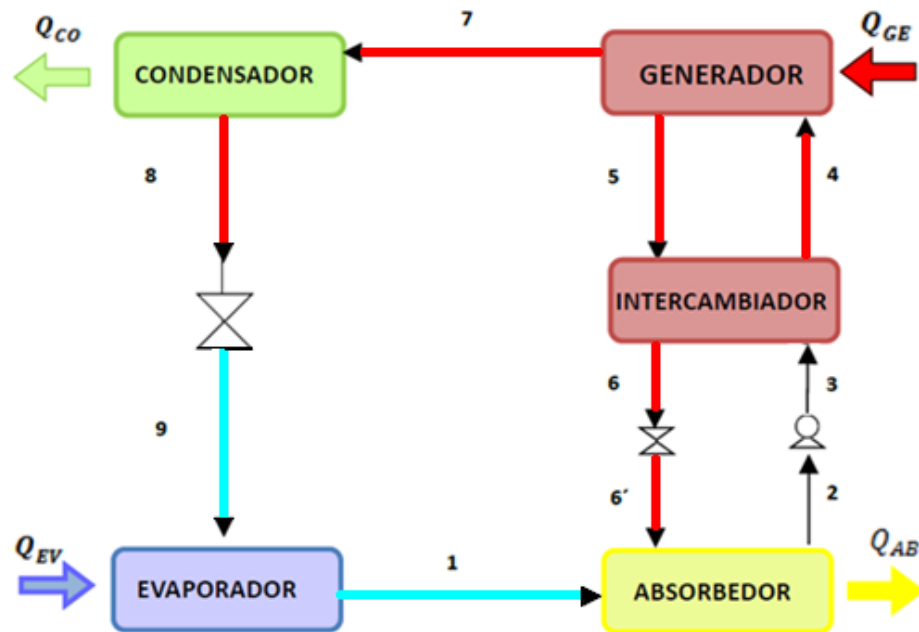


FIGURA 4.2.1 Esquema del aislamiento en sistema de refrigeración por absorción

Tabla 4.2.4 Resumen de los elementos a aislar y su espesor recomendado

Elemento	Temperatura Aproximada mayor	Diámetro Nominal de Tubería (in)	Diámetro externo de Tubería (mm)	Espesor de Aislamiento (mm)	Espesor de Aislamiento nominal (in)
Generador	69	3	88.9	40	1 1/2
Intercambiador de Calor	69	3	88.9	40	1 1/2

4.3 CAÍDAS DE PRESIÓN [23]

Tabla 4.3.1 Resumen de caídas de presión en tramos de circuitos de refrigeración

Tramo de Tubería	Caudal m^3/min	Longitud (m)	Diámetro Interior (mm)	Presión de servicio Absoluta (bar)
1	1.2784×10^{-5}	0.51	12.52	1.0122
2	1.6525×10^{-4}	0	9.2456	1.04
3	1.6525×10^{-4}	0.35	9.2456	1.04
4	1.66×10^{-4}	0.40	9.2456	1.1235
5	1.5516×10^{-4}	0.20	9.2456	1.29
6	1.53×10^{-4}	0.42	9.2456	1.095
7	1.5456×10^{-4}	0.43	9.2456	1.218
8	1.288×10^{-5}	0.49	9.2456	1.074
9	1.2784×10^{-5}	0.49	9.2456	1.0122

Realizando el Cálculo de Caída de Presión en los tramos de tubería y con los datos detallados en la tabla anterior se comprueba que el circuito no tendrá problemas de caídas de presión ya que su valor es casi nulo y no presenta un riesgo para el funcionamiento.

4.4 ELEMENTOS DE CONTROL DE SEGURIDAD

El sistema de absorción debe estar provisto de controles de seguridad para correcto funcionamiento.

1. Termómetro, punto de control de temperatura para evaporador. Cuando la temperatura en el evaporador disminuye es censado por el bulbo de un termómetro.
2. Manómetro, punto de control de la presión en el generador.

3. Visor de vapor, nos muestra el paso de vapor por la línea del generador hacia el condensador.

4. Válvulas de apertura, cierre y control de flujo de solución en el generador y hacia el intercambiador.

5. Válvulas Anti retorno, para evitar retorno de vapor en líneas del circuito y evitar elevaciones de presión.

4.5 COSTOS DE FABRICACIÓN

Tabla 4.5.1 Costos de Fabricación

Nº	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO TOTAL (\$)
1	LAMINA DE LATÓN 0.5 MM 2X4 (FT)	1	28.740
2	TUBERÍA DE COBRE 1/4" (4 FT)	1	3
3	TUBO DE ACERO INOXIDABLE 304 1/4"	1	29.308
4	LIBRA DE ACERO INOXIDABLE (TUBOS)	25	65
5	LIBRAS DE ACERO INOXIDABLE (LAMINA)	10	20
6	ACOPLE MACHO MANGUERA DE PRESIÓN	12	52.79
7	PERNOS 5/16"	3	5.25
8	FLAUTA DE DISTRIBUCION	1	10.60
9	TUBOS CUADRADOS 1 1/2" CHAPA 18	3	21
10	LIBRA DE ELECTRODO 3/32	1	0.75
11	EVAPORADOR	1	15
12	RUEDA DE PLANCHA DE 8	1	17
13	PLYWOOD DE 1/2 PULG.	1	23
14	TEE GLVANIZADA 3/8	1	80.23
15	NIPLE GALVANIZADO 3/8X1 1/2	1	0.43

16	VALVULA CHECK ANTIRETORNO	2	58
17	CONECTORES DE BRONCE FLARE 3/8 X 3/8 NPT	2	2.40
18	REDUCTOR GALVANIZADO 3/8-1/4	1	0.5
19	MANOMETRO GLICERINA 200 PSI	1	11
20	UNION DE COMPRESION 3/8	1	1.9
21	UNION DE BRONCE TIPO FLARE 3/8	2	1.8
22	TUERCA FLARE PESADA 3/8	4	3.41
23	PIE TUBO DE COBRE 3/8	2	1.54
24	PIE TUBO DE COBRE 1/4	2	1.17
25	PIE TUBO DE COBRE 5/16	2	1.26
26	TUERCA FLARE PESADA 5/16	4	2.03
27	VARILLA DE PLATA AL 5%	1	1.76
28	TUBO CAPILAR DE 0.036	1	3.26
29	BOMBA	2	117
30	ACOPLES HEMBRA PARA PRESION 3/8	7	25.63
31	PERNOS COCHE 3/8 X 2.1/2	12	4.50
32	PERNO HEXAGONAL 1/4 X 1	25	3.75
33	CINTA TEFLON	1	0.25
34	ABRASADERA DE 1/2	10	2.50
35	CODO GALVANIZADO 90° 1/4	2	1.3
36	TERMINAL PARA MANGUERA 3/8 X 1/4 NPT	4	3.48
37	VALVULA DE BOLA 1/4	1	3.77
38	ACERO INOX 1/4 TODO ROSCA	1	0.75
39	VALVULA REGULADORA DE COCINA TROPIGAS	1	6.75
40	SOLDADURA DE NIPLES EN CONDENSADOR		8
41	TERMINAL PARA MANGUERA 3/8 X 3/8 NPT	4	5.60
42	VALVULA DE BOLA 3/8	1	3.77
43	REDUCTOR BRONCE CAMPANA 3/8X1/2	2	5.19
44	TUBO DE COBRE 5/8 1 PIE	1	1.33

45	TERMNAL PARA MANGUERA 3/8 X 1/4 NPT	2	1.80
46	ABRAZADERA ACERO INOX 7/8	6	3.90
47	VALVULA REGULADORA DE PASO DE GAS	1	3.90
48	TERMOMETRO ANALOGICO	1	11
49	VENTILADOR	1	11
50	TRANSPORTE Y COMBUSTIBLE	-	40
51	MANO DE OBRA FABRICACIÓN DE CONDENSADOR	-	25
52	MANO DE OBRA FABRICACIÓN DE GENERADOR, ABSORBEDOR, E INTERCAMBIADOR DE SOLUCIÓN	-	140
53	MANO DE OBRA FABRICACIÓN DE BANCO	-	20
54	MANO DE OBRA TEC. REFRIGERACION	-	30
55	MANO DE OBRA PINTURA	-	20
56	FLETE DE TRANSPORTE DEL BANCO	-	59
		TOTAL	\$988.37

5. FUNCIONAMIENTO GENERAL

5.1 INSTRUCCIONES GENERALES

- PARA OPERAR EL EQUIPO



FIGURA 5.1.1 Instrucciones para Operar el Equipo

- PARA CARGAR Y DESCARGAR EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN



FIGURA 5.1.2 Instrucciones para Cargar y Descargar el Equipo

5.2 CONDICIONES DE TRABAJO Y DESCRIPCIÓN DEL CICLO DE ABSORCIÓN

- Temperatura de Refrigeración: 7-14 °C
- Temperatura del agua en evaporador: 10-20°C
- Temperatura en el Condensador: 30-40°C
- Concentración Alta de Bromuro de Litio: 52%
- Carga de Refrigerante: 0.5 kg BrLi
- Capacidad Calorífica: 0.5 kW
- Espacio de Refrigeración: 0.125 m²
- Fuente de alimentación Bombas: 110V / 60Hz

Para explicar el funcionamiento, se inicia en el generador, donde la solución acuosa (denominada solución diluida) contiene un 48% de LiBr.

Se le hace el aporte de la energía necesaria para hacer funcionar el sistema por medio del mechero de bunsen. Mientras, en el interior del generador, o sea en el circuito de refrigeración, la presión absoluta es de 7.4 kPa. Como efecto del calor aportado por la llama del mechero, el agua de la solución diluida entra en ebullición y el vapor formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el condensador. Debido a esta separación de vapor, la solución restante, denominada solución concentrada, se concentra hasta un 52% de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el intercambiador de calor.

Mientras, en el condensador, el vapor de agua es enfriado hasta 40°C gracias al circuito de agua procedente, y que entra a la máquina a una temperatura menor, condensando el vapor de agua y convirtiéndolo en líquido. Este líquido refrigerante, es introducido por diferencia de presión en el evaporador donde se mantiene una presión absoluta de 1.2 kPa, por lo que se

evapora a 10°C. Al mismo tiempo, la solución concentrada al 52% de LiBr procedente del generador fluye en el absorbedor que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua contenido en este absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua, diluyendo la concentración de LiBr de nuevo al 48%. Ello permite eliminar el vapor a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 1.2 kPa en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador. Finalmente, la solución diluida al 48% de LiBr por la absorción del vapor, es aspirada por la bomba de solución para enviarla de nuevo al generador donde se reinicia el proceso, pasando previamente por un intercambiador de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo.

5.3 PREPARACIÓN DE SOLUCIÓN AGUA-BROMURO DE LITIO

A continuación se dan una serie de datos técnicos para la correcta preparación de la mezcla de agua con Bromuro de Litio.

5.3.1 DATOS TÉCNICOS

Apariencia

- Forma: Líquido (La sal absorbe humedad)
- Color: Blanco

Data de seguridad

- pH: No hay datos disponibles.
- Punto de fusión: 880 °C/1616 °F
- Punto de ebullición: No hay datos disponibles.
- Punto de encendido: No hay datos disponibles.
- Punto de ignición: No hay datos disponibles.

- Punto de auto ignición: No hay datos disponibles.
- Límite mínimo de explosión: No hay datos disponibles.
- Límite máximo de explosión: No hay datos disponibles.
- Presión de vapor: No hay datos disponibles.
- Densidad relativa: 1.4 g/cm³ a 25 °C (77 °F)
- Solubilidad en agua: 28.9 g/L a 20°C
- Coeficiente de partición n-octanol/agua: No hay datos disponibles.
- Densidad de vapor relativa: No hay datos disponibles.
- Olor: No hay datos disponibles.
- Umbral de olor: No hay datos disponibles.
- Velocidad de evaporación: No hay datos disponibles.

5.3.2 CARGA DEL SISTEMA

Para cargar el sistema se hace en la bomba de solución, preparando la solución agua bromuro de litio al 52%.

Es obligatorio el uso del equipamiento de protección personal

Protección respiratoria

Use respirador de partículas o mascarilla adecuada.

Protección de manos

- Manipule con guantes. Los guantes tienen que ser inspeccionados antes de ser usados.
- Use una técnica apropiada de remoción de guantes (sin tocar la superficie externa del guante) para evitar que la piel entre en contacto con este producto. Elimine el guante contaminado después de su uso de acuerdo a las leyes vigentes y a las buenas prácticas de laboratorio.
- Lávese y séquese las manos.

Protección ocular

- Use lentes de protección con protección lateral.

Ambiente Adecuado

- Asegúrese que el lugar de trabajo tenga una ventilación adecuada para extraer vapores o gases generados.

PROCESO

- Pesar 500 gramos de bromuro de litio que es el caudal necesario en la bomba de solución y el 48% en peso de agua desmineralizada, para ello utilizamos:
 - Balanza Gravimétrica
 - Bromuro de Litio
 - Agua Desmineralizada



FIGURA 5.3.2.1 Balanza Gravimétrica



FIGURA 5.3.2.2 Bromuro de Litio

- Combinar ambas partes utilizando guantes, mascarilla y lentes de protección lateral para evitar cualquier contacto provocando irritación u otros daños.
- La solución se debe depositar en la bomba de solución la cual aspira en el momento de su activación.

5.4 PROCEDIMIENTO DE OPERACIÓN

Se dan a conocer los pasos a seguir para la correcta operación del equipo

5.4.1 INICIO DE OPERACIÓN DEL EQUIPO

- a) Utilizar el equipo de protección personal recomendado y asegurar ventilación en el lugar.
- b) Verificar que el sistema este cargado en la bomba de solución. En caso contrario cargue el sistema antes con el método descrito.
- c) Verificar que la bomba este cebada y evitar que la bomba opere en seco. (Basta con remover el tornillo adjunto a la salida de bomba)
- d) Abrir válvula del circuito de refrigeración e iniciar la bomba de agua fría, hasta verificar que los intercambiadores de calor (condensador y absorbedor) estén totalmente llenos entre carcasa y tubos.
- e) Una vez cargado el equipo y verificado, abrir la válvula de gas y encender la flauta de distribución y verificar hasta obtener una llama neutra (color azul)
- f) Aperturar totalmente la válvula del generador e iniciar la bomba de solución, confirmando que la solución en su totalidad sea enviada al generador; luego cierre en su totalidad la misma válvula, de manera que opere como caldera; mantener así por 15 min.
- g) Aperturar la válvula de servicio a la salida del condensador a los 10 min transcurridos (utilice la llave allen), funcionando como purga del sistema de generación de vapor y cerrar nuevamente dicha válvula.

h) El refrigerador inicia la operación de dilución. Esperar hasta que el termómetro censé la temperatura esperada 10°C o inicialmente una disminución de temperatura drástica.

i) Al momento que la temperatura en el interior del espacio encerrado no registre disminución de la temperatura, apertura la válvula del generador en su totalidad y la válvula de servicio del condensador para recircular la solución y poder seguir el proceso de bombeo de la solución, repita los pasos desde el literal f) en adelante.

j) Inspeccione periódicamente el manómetro, verificando la presión de trabajo, ejecutar labores de paro del equipo si la presión es mayor a los 10 bar.

5.4.2 PARO DE OPERACIÓN DEL EQUIPO

a) Cerrar la válvula de gas (flauta de distribución y del tambo de gas)

b) Abrir totalmente la válvula del generador y la válvula de servicio del condensador, y desconecte la bomba de solución, para drenar toda la solución del sistema.

c) Cerrar totalmente la válvula del circuito de enfriamiento y desconectar la bomba de dicho circuito.

d) Verificar el total drenaje de agua de enfriamiento y desecharla.

e) Verificar el retorno de la solución BrLi-Agua en su totalidad al depósito de la bomba, portar el equipo de protección personal mencionado para descargar el sistema, reenvasar la solución en depósitos provistos.

5.5 MANTENIMIENTO

El banco de refrigeración por absorción debe ser revisado periódicamente, tanto durante el período de tiempo de funcionamiento y apagado, para mantener su buen funcionamiento y la seguridad de funcionamiento, es por ello se presenta el programa de mantenimiento.

Nº	OPERACIÓN DE MANTENIMIENTO	FRECUENCIA			
		diario	semanal	mensual	anual
1	Limpieza General del Banco	X			
2	Revisión de Fugas		X		
3	Revisión de Material Aislante			X	
4	Revisión de Tuberías		X		
5	Revisión de Manómetro			X	
6	Revisión de Termómetro			X	
7	Revisión de hermeticidad de los elementos			X	
8	Revisión de Válvulas			X	
9	Revisión de Estructura y Pernos				X
10	Revisión de Concentración y Limpieza de la Solución Agua-Bromuro de Litio			X	
11	Revisión de Bombas				X
12	Revisión de conexiones y cables eléctricos		X		

Descripción de ítems que se proponen en el programa de Mantenimiento.

1. Limpieza general

Comprende todas las actividades relacionadas con retirar del área o banco, todo objeto extraño, líquidos y cualquier cuerpo que dificulte la movilidad dentro del área de manipulación por parte de los estudiantes en sus prácticas.

2. Revisión de fugas

Los acoples, deben ser inspeccionados para garantizar que no exista pérdida de agua o solución. Las fugas se presentan con mayor frecuencia en aquellos puntos donde la presión en el sistema es más alta; por lo tanto, la salida de la bomba, salida y entrada del generador debe de ser especialmente supervisadas. Pero no deben de dejarse a un lado las demás conexiones tales como entradas y salidas del agua de enfriamiento de cada uno de los elementos.

3. Revisión de estado del material aislante.

El equipo está provisto de material aislante para proteger la eficiencia del sistema ante pérdidas de calor por convección. Revisar la sujeción del mismo a los elementos.

4. Revisión de tuberías.

Las uniones por medio de los codos, acoples en entradas y salidas de los elementos deben ser revisadas periódicamente.

5. Revisión de presiones de trabajo y manómetros.

Para garantizar el buen funcionamiento del sistema, manteniendo así la temperatura de saturación, es necesario censar a periodos frecuentes la

presión del generador, para eso se instala manómetro a la salida de dicho elemento por medio del cual su funcionamiento es verificado. Es decir, que el manómetro no se encuentre pegado ni tenga alguna avería por defecto de fábrica.

6. Revisión de temperaturas y funcionamiento de termómetros.

Las temperaturas del sistema tendrán que ser censadas cada dos semanas y los termómetros deben de limpiarse en su base de instalación. Idealmente estos equipos son de acero inoxidable, lo que reduce la necesidad de un mantenimiento más estricto. Una medición importante es la temperatura del evaporador.

7. Revisión de la hermeticidad de los elementos.

Significa revisar cuidadosamente todo el contorno de los componentes especialmente uniones por soldadura, para verificar que no haya fugas.

8. Revisión en válvulas.

El tubo capilar que controlará la presión en el evaporador, como las válvulas de apertura, cierre y control de flujo son muy importantes, para garantizar el buen funcionamiento en este elemento.

9. Revisión de estructura y pernos.

Verificar que el banco no sea expuesto a soportar peso que no sea el del sistema, que esté libre de sustancias que lo dañen o deterioren. Con respecto a la estructura del soporte, observar las uniones que fijan a los componentes.

10. Revisión de la solución de Agua-LiBr

Si la solución de bromuro de litio se enturbia y se vuelve de color rojo oscuro, negro o verde, que debe ser tratada.

Existen dos métodos para el tratamiento de la solución, método de deposición que consiste poner la solución de bromuro de litio en un recipiente grande, después de un cierto período de tiempo, los depósitos se depositan en el fondo del recipiente y la solución será puesta de manifiesto una vez más. Se extrae la solución limpia superior y volver a utilizarlo.

Y el método de filtrado, usar un filtro con sus mallas para filtrar la solución. Mientras que la solución de filtrado que contiene depósitos, se recomienda filtrar después de que se ha depositado durante 1 o 2 días.

11. Revisión de Bomba

Comprobar para ver si no hay ningún ruido inusual. Si la fuente de alimentación no es superior o inferior al necesario. Recomendamos una revisión más profunda sobre los 5 años.

12. Revisión de Conexiones y Cables Eléctricos

Comprobar que todas las conexiones y tomas estén aisladas y protegidas.

CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó un banco de refrigeración por absorción para uso didáctico utilizando agua y sales de bromuro de litio, cumpliendo con los objetivos planteados en este trabajo de graduación, enfatizando en las ventajas e inconvenientes que este tipo de equipos presenta comparado con el sistema de refrigeración por compresión de vapor. Dando un insumo a la Facultad de Ingeniería y Arquitectura y a la comunidad estudiantil para el manejo de alternativas viables para el desarrollo del país, ayudando a la no dependencia de la energía derivada del petróleo, fomentando el uso de energías renovables y el uso eficiente de los recursos energéticos.

Algunos parámetros de funcionamiento son:

- Temperatura de Refrigeración: 7-14 °C
- Temperatura del agua en evaporador: 10-20°C
- Temperatura en el Condensador: 30-40°C
- Concentración Alta de Bromuro de Litio: 52%
- Carga de Refrigerante: 0.5 kg BrLi
- Capacidad Calorífica: 0.5 kW
- Espacio de Refrigeración 0.125 m²
- Fuente de alimentación Bombas: 110V / 60Hz

Se muestra el detalle del método de diseño y fabricación de cada componente, los costos de fabricación y materiales utilizados. Las guías de laboratorio como una serie de pasos para impulsar la formación en la refrigeración por absorción. Un manual de operaciones para hacer correcto uso del banco de refrigeración

por absorción y manipular segura y responsablemente las sustancias de trabajo.

RECOMENDACIONES

- Utilizar responsablemente el equipo de refrigeración por absorción, siguiendo los pasos establecidos en el manual de operación.
- Revisar periódicamente el banco de refrigeración por absorción, durante el período de operación y parada para mantener su buen funcionamiento y seguridad, siguiendo un plan de mantenimiento como el recomendado.
- Siempre portar el equipo de seguridad recomendado para la manipulación, carga o descarga de solución Agua-BrLi del equipo.
- Establecer comunicación con empresas distribuidoras de bromuro de litio en el país a fin de facilitar su adquisición en la Facultad.
- Investigar más sobre el funcionamiento de estos equipos con el fin de mejorar el funcionamiento de este banco como por ejemplo, automatizarlo incorporando o sustituyendo más elementos de control.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Antecedentes de refrigeración. Visitado 15 de 3 de 2015. Disponible:http://bibliotecnica.upc.es/bib240/serveis/fhct/expo_et/refrig.pdf
- [2] Refrigeración Térmica. Visitado 15 de 3 de 2015. Disponible:<http://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/principio-y-antecedentes-historicos-del-ciclo-de-refrigeracion-por-absorcion>
- [3] Glosario de refrigeración. Visitado 20 de 3 de 2015. Disponible: <http://www.simulsa.com.mx/glosario-de-refrigeracion-y-aire-acondicionado/>
- [4] Fundamentos Maquinas Térmicas de Refrigeración. Visitado 14 de 3 de 2015. Disponible: <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c18/Maquinas%20termicas%20de%20refrigeracion.pdf>
- [5] CENGEL, Y. A., & BOLES, M. (2009). TERMODINAMICA (6ª Edición). MEXICO: EDAMSA IMPRESIONES S.A de C.V. Capitulo 11. Ciclos de Refrigeración.
- [6] Refrigeración de Termodinámica. Visitado 15 de 3 de 2015. Disponible: <http://miguelhadzich.com/wp-content/uploads/2012/10/Libro-Termodinamica-Cap-15-Refrigeraci%C3%B3n-Hadzich.pdf>
- [7] Refrigerantes. Visitado 5 de 4 de 2015. Disponible:http://bibliotecnica.upc.es/bib240/serveis/fhct/expo_et/refrig.pdf
- [8] Antecedentes Históricos de la Refrigeración por Absorción. Visitado 6 de 4 de 2015. Disponible:

<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAP%CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

- [9] A Marcilla Gomis (1998). Introducción a las operaciones de separación, cálculo por etapas de equilibrio, Editorial Textos docentes, Edición Electrónica Espagrafic, capítulo 1: Operaciones Unitarias
- [10] Maquinas de Refrigeración por Absorción. Visitado 10 de 4 de 2015. Disponible:<http://www.forofrio.com/index.php/noticias2/318-refrigeracion-mediante-el-ciclo-de-absorcion>
<http://www.jhg.cl/Documentos/Diplomado/refrigeracion%20absorcion%207-8-07.pdf>
- [11] Sistemas de Refrigeración por Absorción con amoniaco. Visitado 15 de 4 de 2015. Disponible:
<http://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2009/03/refrigeracion-con-amoniaco/>
<http://energiasolarve.jimdo.com/refrigeraci%C3%B3n-solar/>
- [12] Antoni Jaén Gonzales (1998). Tecnología energética y medio ambiente, volumen 2
- [13] Sistemas de Refrigeración por Absorción con Agua-Bromuro de Litio. Visitado 20 de 4 de 2015. Disponible:
<http://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/funcionamiento-del-ciclo-de-absorcion-de-doble-efecto-con-bromuro-de-litio-y-agua-llama>
- [14] Comparación de Refrigeración por Compresión y Refrigeración por Absorción. Visitado 10 de 01 de 2016. Disponible:
http://www.itson.mx/publicaciones/rieeyc/Documents/v8/art2vf_simulacion_y_comparacion_energetica_de_un_sistema_de_enfriamiento_por_ciclo_de_absorcion.pdf

- [15] MARN (2014). Boletín Climatológico Anual. Visitado 10 del 12 del 2015. Disponible: <http://www.snet.gob.sv/>
- [16]ASHRAE (2009). Handbook—Fundamentals (SI), Thermophysical Properties of Refrigerants.
- [17]Carrier Air Conditioning Company. Manual de aire acondicionado (Handbook of air conditioning system desing). Calculo de Carga Térmica y Cargas por Transmisión
- [18]Yunus, Cengel. (2003). Transferencia de Calor (2ª Edición), McGrawHill. Intercambiadores de Calor.
- [19]TEMA. (Standars of the Tubular Exchangers Manufacturers Association).
- [20] Chemica Logic Steam Tab Companion. Thermodynamic and Transport Properties Water and Steam. Version1.0 (Based on the IAPWS-95 Formulation)
- [21] INCO Aceros Inoxidables.Catálogos y Propiedades. Visitado 10 de 12 de 2015. Disponible: <http://inco.com.uy/institucional/propiedades/>
- [22] RITE (2013). Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios. Extracto. Visitado 22 del 1 del 2016.
Disponible:<http://www.armacell.com/WWW/armacell/INETArmacell.nsf/standard/A3F5547AE36BB9308025778B005296F5>
- [23] Káiser Compresores. Calculadora de Caída de Presión en Mangueras. Visitado 22 del 2 del 2016.
Disponible:http://www.kaeser.es/Online_Services/Toolbox/Pressure_drop/default.asp

ANEXOS

1. TABLA DE CARGA DE TRANSMISIÓN DE CALOR EN PAREDES

Aislamiento (Pulggs.)		Carga de Trasmisión de Calor (BTU por 24 Hrs. por 1 pie ² de Superficie Exterior)																				
Corcho o Lana Mineral	Fibra de Vidrio o Poliestireno	Uretano Espreado K=0,16	Uretano Aplicado en el lugar R K=0,12	Reducción de temperatura en °F (Temperatura exterior del aire menos Temperatura del cuarto)																		
				1	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	
	1			4	5.10	204	230	255	281	306	332	357	383	408	434	459	485	510	536	561	587	612
	2			8	3.40	136	153	170	187	204	221	238	255	272	289	306	323	340	357	374	391	408
	3	2		12,6	1.80	72	81	90	99	108	117	126	135	144	153	162	171	180	189	198	207	216
	4		2	16,4	1,44	58	65	72	79	87	94	101	108	115	122	130	137	144	151	159	166	173
	5	3		19,6	1,20	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144
	6	4	3	25	0,90	36	41	45	50	54	59	63	68	72	77	81	86	90	95	99	104	108
	8		4	33	0,72	29	32	36	40	43	47	50	54	58	61	65	68	72	76	79	83	86
	10	6		38,7	0,60	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72
			6	50	0,48	19	22	24	26	29	31	34	36	38	41	43	46	48	51	53	55	58
	Ventana de vidrio sencilla			9	27,00	1080	1220	1350	1490	1620	1760	1890	2030	2160	2290	2440	2560	2700	2840	2970	3100	3240
	Ventana de vidrio doble			2,2	11,00	440	500	550	610	660	715	770	825	880	936	990	1050	1100	1160	1210	1270	1320
	Ventana de vidrio triple			3,4	7,00	280	320	350	390	420	454	490	525	560	595	630	665	700	740	770	810	840
	Piso de concreto de 6"			4,8	5,00	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600

Nota: Los factores "K" de aislamiento arriba indicados [Conductividad Térmica, BTU por (hora) (pie²) (°F por pulg. de espesor)] y factores de ganancias de calor para el corcho y ventanas de vidrio son extraídos y reimprimos con permiso de ASHRAE.

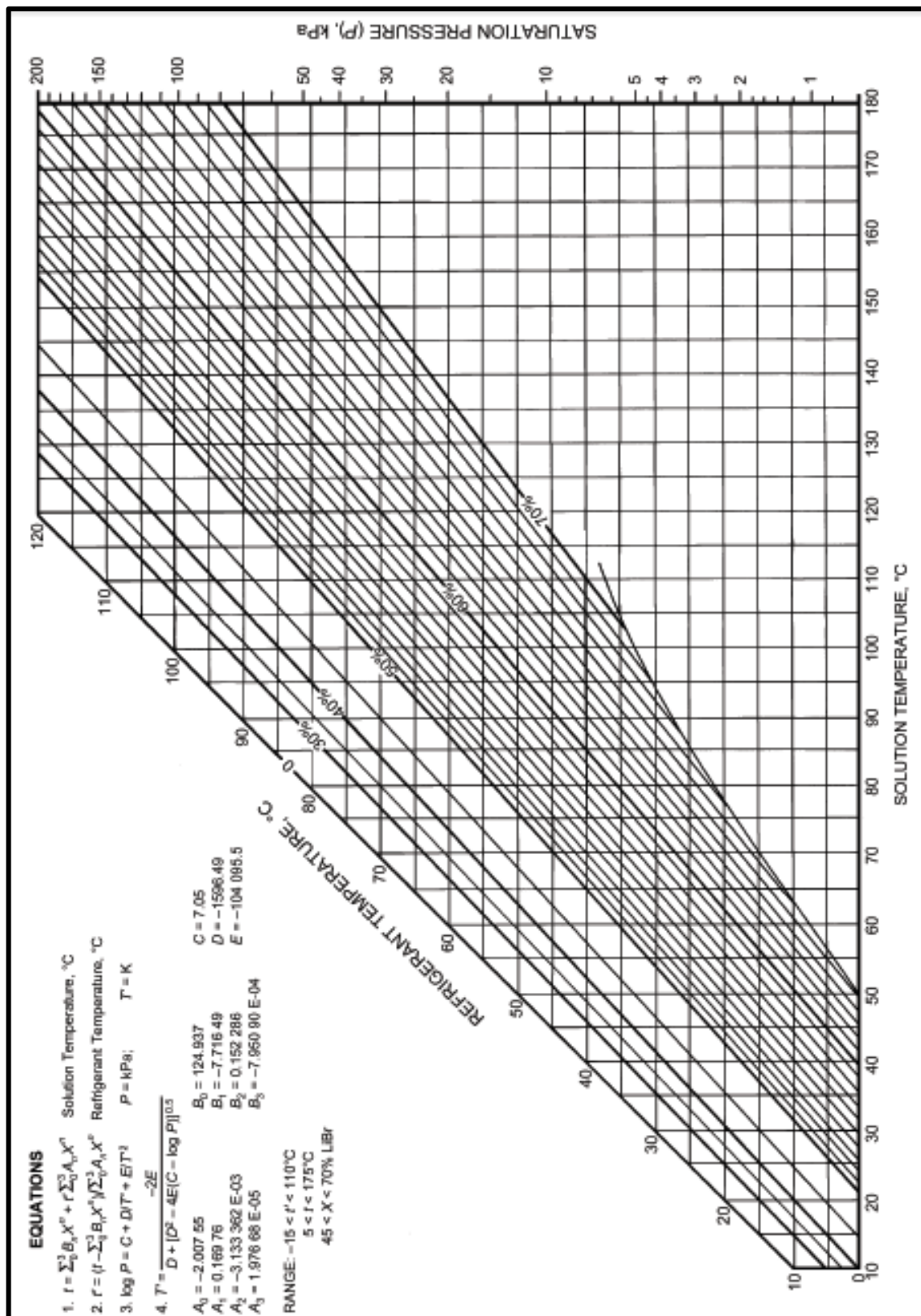
2. TABLA DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, Volume, kg/m ³ m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat, c _p , kJ/(kg·K)		Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, Temp.,* mN/m °C		
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor			
		c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p	c _p			
0.01 ^a	0.00061	999.8	205.990	0.00	2500.92	0.0000	9.1555	4.220	1.884	1.329	1402	409.0	1791.2	9.22	561.0	17.07	75.65	0.01
5	0.00087	999.9	147.010	21.02	2510.06	0.0763	9.0248	4.205	1.889	1.328	1426	412.6	1518.3	9.34	570.5	17.34	74.94	5
10	0.00123	999.7	106.300	42.02	2519.21	0.1511	8.8998	4.196	1.895	1.328	1447	416.2	1306.0	9.46	580.0	17.62	74.22	10
15	0.00171	999.1	77.8750	62.98	2528.33	0.2245	8.7803	4.189	1.900	1.328	1466	419.7	1137.6	9.59	589.3	17.92	73.49	15
20	0.00234	998.2	57.7570	83.91	2537.43	0.2965	8.6660	4.184	1.906	1.327	1482	423.2	1001.6	9.73	598.4	18.23	72.74	20
25	0.00317	997.0	43.3370	104.83	2546.51	0.3672	8.5566	4.182	1.912	1.327	1497	426.6	890.1	9.87	607.2	18.55	71.97	25
30	0.00425	995.6	32.8780	125.73	2555.55	0.4368	8.4520	4.180	1.918	1.327	1509	430.0	797.4	10.01	615.5	18.89	71.19	30
35	0.00563	994.0	25.2050	146.63	2564.55	0.5051	8.3517	4.180	1.925	1.327	1520	433.4	719.3	10.16	623.3	19.24	70.40	35
40	0.00738	992.2	19.5150	167.53	2573.51	0.5724	8.2555	4.180	1.931	1.327	1529	436.7	653.0	10.31	630.6	19.60	69.60	40
45	0.00959	990.2	15.2520	188.43	2582.43	0.6386	8.1633	4.180	1.939	1.327	1536	440.0	596.1	10.46	637.3	19.97	68.78	45
50	0.01235	988.0	12.0270	209.34	2591.29	0.7038	8.0748	4.182	1.947	1.328	1542	443.2	546.8	10.62	643.6	20.36	67.94	50
55	0.01576	985.7	9.5643	230.26	2600.09	0.7680	7.9898	4.183	1.955	1.328	1547	446.4	504.0	10.77	649.2	20.77	67.10	55
60	0.01995	983.2	7.6672	251.18	2608.83	0.8313	7.9081	4.185	1.965	1.328	1551	449.5	466.4	10.93	654.3	21.19	66.24	60
65	0.02504	980.5	6.1935	272.12	2617.50	0.8937	7.8296	4.187	1.975	1.329	1553	452.6	433.2	11.10	659.0	21.62	65.37	65
70	0.03120	977.7	5.0395	293.07	2626.10	0.9551	7.7540	4.190	1.986	1.330	1555	455.6	403.9	11.26	663.1	22.07	64.48	70
75	0.03860	974.8	4.1289	314.03	2634.60	1.0158	7.6812	4.193	1.999	1.331	1555	458.5	377.7	11.43	666.8	22.53	63.58	75
80	0.04741	971.8	3.4052	335.01	2643.02	1.0756	7.6111	4.197	2.012	1.332	1554	461.4	354.3	11.59	670.0	23.01	62.67	80
85	0.05787	968.6	2.8258	356.01	2651.33	1.1346	7.5434	4.201	2.027	1.333	1553	464.2	333.3	11.76	672.8	23.51	61.75	85
90	0.07018	965.3	2.3591	377.04	2659.53	1.1929	7.4781	4.205	2.043	1.334	1550	466.9	314.4	11.93	675.3	24.02	60.82	90
95	0.08461	961.9	1.9806	398.09	2667.61	1.2504	7.4151	4.210	2.061	1.335	1547	469.6	297.3	12.10	677.3	24.55	59.87	95
99.97 ^b	0.10133	958.4	1.6732	419.06	2675.53	1.3069	7.3544	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.8	12.27	679.1	25.09	58.92	99.97
100	0.10142	958.3	1.6718	419.17	2675.57	1.3072	7.3541	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.7	12.27	679.1	25.10	58.91	100
105	0.12090	954.7	1.4184	440.27	2683.39	1.3633	7.2952	4.222	2.101	1.339	1538	474.7	267.6	12.44	680.5	25.66	57.94	105
110	0.14338	950.9	1.2093	461.42	2691.06	1.4188	7.2381	4.228	2.124	1.341	1533	477.1	254.7	12.61	681.7	26.24	56.96	110

3. TABLA DE TEMPERATURAS Y ENTALPÍAS PARA BROMURO DE LITIO

Temp., ($t = ^\circ\text{C}$)		Percent LiBr										
		0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70
20	t'	20.0	19.1	17.7	15.0	9.8	5.8	-0.4	-7.7	-15.8	-23.4#	-29.3#
	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.0#	145.0#
30	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	8.6	1.0	-7.3	-15.2#	-21.6#
	h	125.8	103.3	84.0	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t'	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	-7.0#	-14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96.0	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t'	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	-6.3#
	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	195.0#
60	t'	60.0	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t'	70.0	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	9.0#
	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t'	80.0	78.6	76.7	73.0	66.0	60.8	53.4	44.8	35.6	26.0	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.2	245.7#
90	t'	90.0	88.6	86.5	82.6	75.4	70.0	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	t'	100.0	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32.0
	h	419.0	357.6	307.9	263.8	231.0	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t'	110.0	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251.0	271.4	296.3
120	t'	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281.0	267.0	259.0	260.0	270.2	289.5	313.4
130	t'	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55.0
	h	546.5*	468.4*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281.0	280.4	289.1	306.9	330.2

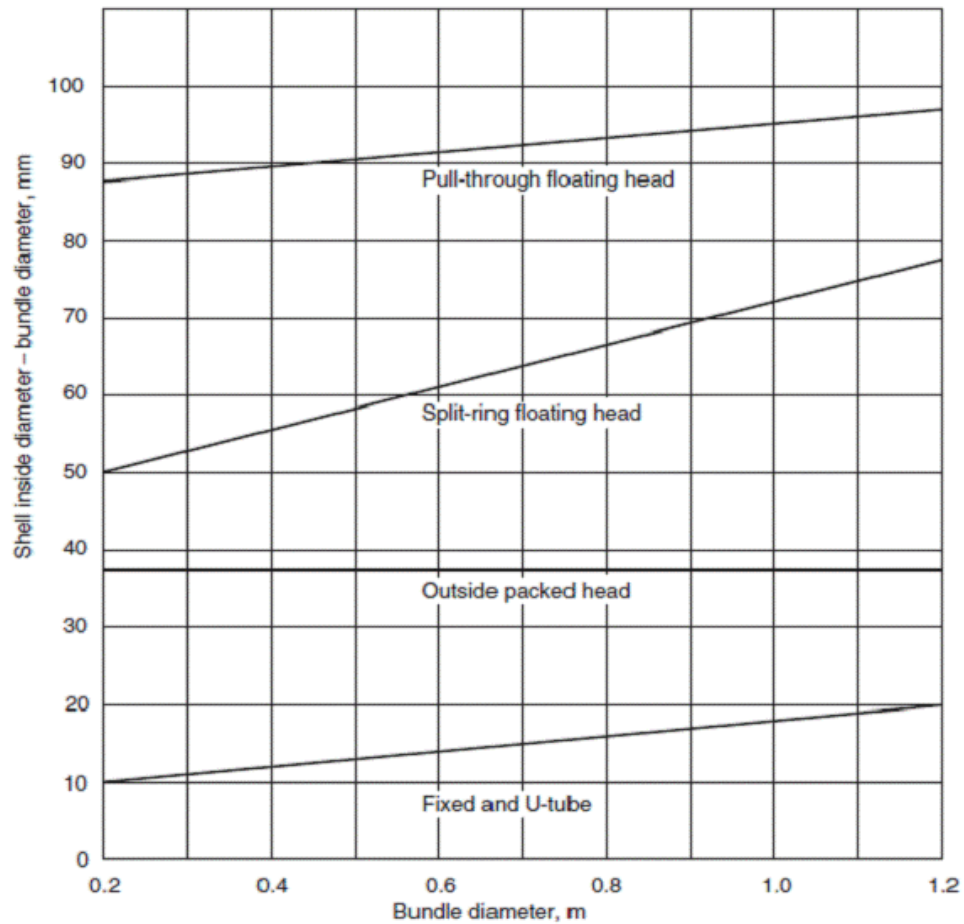
4. CARTA DE EQUILIBRIO PARA LA SOLUCIÓN ACUOSA DE BROMURO DE LITIO



5. TABLA DE CONSTANTES EMPÍRICAS PARA CALCULAR EL DIÁMETRO DEL HAZ DE TUBOS

Al tresbolillo triangular, $P = 1.25d$					
$\frac{t}{o}$	1	2	4	6	8
Nº pasos por los tubos					
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
c_1	2.142	2.207	2.285	5.499	2.675
Cuadrada, $P = 1.25d$					
$\frac{t}{o}$	1	2	4	6	8
Nº pasos por los tubos					
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
c_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

6. GRÁFICA PARA DETERMINAR LA CLARENCIA DIAMETRAL



7. GLOSARIO DE FÓRMULAS UTILIZADAS

➤ Fórmulas para el Diseño Termodinámico

Balance en el absorbedor:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{entrante} &= \dot{m}_{saliente} \\ \dot{m}_1 + \dot{m}_6 &= \dot{m}_2 \\ \dot{m}_6 &= \dot{m}_2 - \dot{m}_1\end{aligned}$$

Balance de masa-concentración en el absorbedor:

$$\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_2 x_2$$

Balance de masa en el intercambiador de calor:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{entrada} &= \dot{m}_{salida} \\ \dot{m}_3 + \dot{m}_5 &= \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \\ \dot{m}_5 &= \dot{m}_4 + \dot{m}_6 - \dot{m}_3\end{aligned}$$

Balance masa-entalpía:

$$\begin{aligned}\dot{m}_5 h_5 &= \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_3 h_3 \\ h_4 &= \frac{\dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_4} = \frac{\dot{m}_5 (h_5 - h_6) + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_4}\end{aligned}$$

Balance en el generador:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{entrada} &= \dot{m}_{salida} \\ \dot{m}_4 &= \dot{m}_5 + \dot{m}_7\end{aligned}$$

Despejando flujo másico en 7, se tiene:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 - \dot{m}_5$$

Calor absorbido en el evaporador:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{entrada} h_{entrada} &= \dot{m}_{salida} h_{salida} \\ \dot{m}_9 h_9 + Q_{EV} &= \dot{m}_1 h_1; \text{ como } \dot{m}_1 = \dot{m}_9 \\ Q_{EV} &= \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_9 h_9\end{aligned}$$

Calor rechazado en el absorbedor:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{entrada} h_{entrada} &= \dot{m}_{salida} h_{salida} \\ \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 &= Q_{AB} + \dot{m}_2 h_2 \\ Q_{AB} &= \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_2 h_2\end{aligned}$$

Calor absorbido en el generador:

$$\dot{m}_{entrada}h_{entrada} = \dot{m}_{salida}h_{salida}$$

$$\dot{m}_7h_7 + \dot{m}_5h_5 = \dot{m}_4h_4 + Q_{GE}$$

$$Q_{GE} = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_4h_4$$

$$Q_{GE} = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_4h_4$$

Calor rechazado en el condensador:

$$\dot{m}_{entrada}h_{entrada} = \dot{m}_{salida}h_{salida}$$

$$\dot{m}_7h_7 = Q_{CONDENSADOR} + \dot{m}_8h_8$$

$$Q_{CONDENSADOR} = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_8h_8; \text{ como } \dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

Trabajo realizado por la bomba sobre el sistema:

$$w_B = \frac{\dot{m}(P_3 - P_2)}{\gamma_{Solucion}}$$

La primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado está dada por:

$$Q - w = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP$$

Balance energético de todo el sistema:

$$Q_{evaporador} + Q_{generador} = Q_{condensador} + Q_{Absorbedor} + w_B$$

Coefficiente de operación:

$$COP = \frac{Q_{Evaporador}}{Q_{generador} + w_B}$$

➤ Fórmulas para el Diseño Mecánico

Paso por tubo:

De acuerdo a la norma TEMA el paso por tubo se define por la siguiente fórmula:

$$P_t = 1.25d_e$$

Temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

La transferencia de calor total necesaria es:

$$Q_{in} = U_o A_T \Delta T_m$$

$$Q_{in} = m_3 (h_4 - h_3)$$

Temperatura promedio de la solución:

$$T_{pro} = \frac{T_4 + T_3}{2}$$

Numero de Prandtl:

$$Pr = \frac{C_p \mu_{sol}}{k_{sol}}$$

El número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho_{sol} v d_i}{\mu_{sol}}$$

Área para cada tubo:

$$A_t = \frac{m}{\rho_{sol} v}$$

Número de tubos:

$$n_t = \frac{4(A_t)}{\pi d_i^2}$$

El número de Nusselt:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

Dónde $n = 0.4$ para calentamiento y 0.3 para enfriamiento desarrollados en tubos lisos con parámetros de $0.7 \leq Pr \leq 160$ y $Re > 10000$

Y también:

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{\frac{1}{3}}$$

Para Tubos Lisos $3000 < Re < 5 \times 10^6$

Para determinar el factor de fricción tenemos:

$$f = [0.79 \ln(Re_{pe}) - 1.64]^{-2}$$

Coeficiente de Transferencia de Calor:

La transferencia de calor en la ebullición en estanque:

$$\dot{q} = \mu_l h_{fg} \left[\frac{C_p(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3 \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{g\sigma}$$

Utilizando la ecuación de transferencia de calor por convección en la ebullición expresada en base a la ley de Newton, podemos despejar de ella el coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_e = \frac{q}{A(T_s - T_{sat})}$$

$$h_e = \frac{\mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{g\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_p(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3}{A(T_s - T_{sat})}$$

Utilizando la ecuación de transferencia de calor por convección en la condensación. Si los tubos de un condensador están dispuestos en columnas, Nusselt analizo el caso de una columna de tubos horizontales y encontró que el coeficiente de transferencia calorífica promedio para una columna de N tubos se expresa por la ecuación:

$$h_e = 0.729 \frac{\rho^2 g h_{fg} k_f^3}{\mu d N (T_{sat} - T_e)}^{1/4}$$

Resistencia térmica por convección:

$$R = \frac{1}{hA}$$

Resistencia por conducción:

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k_{ac}}$$

Coeficiente Global de Transferencia de Calor:

$$U_e = \frac{1}{A_e(R_i + R_{ac} + R_e)}$$

Coeficiente Global de Transferencia de Calor en Operación:

Considerando factor de incrustación (R_f):

$$\frac{1}{U_{op}} = \frac{1}{U_e} + R_f$$

Superficie de intercambio:

$$A_{total} = \frac{Q}{U_e \Delta T_m}$$

Flujo másico del agua de calentamiento:

$$\dot{m}_{in_{H_2O}} = \frac{Q}{C_p \Delta T}$$

Longitud de cada tramo de tubo:

$$L_t = \frac{A_{total}}{(N_e)(n_t)\pi(d_e)}$$

Diámetro del haz de tubos:

$$D_b = d_e \left(\frac{n_t}{k_1} \right)^{\frac{1}{c_1}}$$

Diámetro de la carcasa:

$$D_{carcasa} = D_b + C$$

Caída de presión para el lado de la coraza:

$$\Delta P_s = f \left[\frac{D_s}{D_e} \right] \left[\frac{G_s^2}{2\rho} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}$$

Caída de presión en los tubos:

$$\Delta P_t = 4(f)(n) \left(\frac{L(G_t^2)}{D_i 2\rho} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a$$

La pérdida de regreso:

$$\Delta P_r = 4(n) \left(\frac{G_t^2}{2\rho} \right)$$

La caída de presión total del lado de los tubos:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

8. GLOSARIO DE TÉRMINOS TÉCNICOS

Absorbente: Sustancia con la habilidad de tomar o absorber otra sustancia.

Absorbedor: Elemento donde se produce la absorción del vapor refrigerante.

Absorción: Es la extracción de uno o más componentes de una mezcla de gases cuando los gases y los líquidos entran en contacto. El proceso se caracteriza por un cambio en el estado físico o químico de los componentes.

Acumulador: Tanque de almacenamiento que recibe refrigerante líquido del evaporador, evitando que fluya hacia la línea de succión antes de evaporarse.

Aire acondicionado: Proceso que enfría, limpia y circula el aire, controlando además, su contenido de humedad. En condiciones ideales obtiene todo lo indicado en forma de manera simultánea. Como el término 'enfriar' significa eliminar calor, otro término utilizado para indicar refrigeración, es aire acondicionado.

Aislamiento térmico: Es un material que presenta un bajo coeficiente como conductor de calor. Debido a esto, se utiliza para retardar o disminuir el flujo de calor. Los materiales aislantes más conocidos son la fibra de vidrio, los plásticos espumados (poliuretano y poliestireno), el corcho, entre otros.

Balance de Energía: Nombre alternativo para los modelos termodinámicos.

Bromuro de Litio: compuesto químico de litio y bromuro que debido a su alta absorción de agua se usa como un agente de secado en acondicionadores de aire.

Bomba de calor: Sistema del ciclo de compresión, utilizado para abastecer o transferir calor de una fuente con baja temperatura (agua, aire, etc.) a un espacio de temperatura controlada.

BTU (British Thermal Unit): Es la cantidad de calor que se requiere para elevar la temperatura en un grado Fahrenheit a una libra de agua (de 59°F a 60°F). Equivalencias: $-3.967 \text{ BTU} = 1 \text{ Caloría} = 4 \text{ BTU}$

Calor: El calor es una forma de energía, creada principalmente por la transformación de otros tipos de energía en energía de calor; por ejemplo, la energía mecánica que opera una rueda causa fricción y crea calor.

Capacidad Calorífica: Sistema de calificación de refrigeración generalmente medida en BTU por hora (o Btu/h).

Ciclo: Repetición de cualquier fenómeno periódico, en el que, transcurrido cierto tiempo, el estado del sistema o algunas de sus magnitudes vuelven a una configuración anterior.

Ciclo Simple Efecto: Maquina de Refrigeración por Absorción que trabaja con una fase de generación o un generador.

Ciclo Doble Efecto: Maquina de Refrigeración por Absorción que trabaja con dos fases de generación o dos generadores.

Compresor: Comúnmente denominado el corazón del sistema, como su nombre lo indica, comprime el gas refrigerante tomando para ello potencia del motor mediante una transmisión de correa.

Condensador: Es donde ocurre la disipación del calor. El condensador tiene gran parecido con el radiador debido a que ambos cumplen la misma función.

COP: coeficiente de operatividad o rendimiento.

Efecto: Hace referencia al generador de la máquina, si tiene solo uno es de simple efecto, si tiene dos o más es de múltiple efecto.

Etapa: Hace referencia al absorbedor de la máquina si tiene solo uno es de simple etapa, si tiene dos o más es de múltiple etapa.

Energías Alternativas: Aquellas fuentes de energía planteadas como alternativa a las tradicionales o clásicas.

Entalpía: la cantidad de energía calorífica contenida en una sustancia. Designa a aquel fenómeno mediante el cual la magnitud termodinámica de un cuerpo o elemento es igual a la suma que resulta de su propia energía interna más el resultado de su volumen por la presión exterior.

Entropía: es una magnitud física que, mediante cálculo, permite determinar la parte de la energía que no puede utilizarse para producir trabajo.

Evaporador: El evaporador sirve para absorber tanto el calor como el exceso de humedad dentro del mismo.

Evaporador de casco y tubos: Evaporador del tipo inundado, utilizado principalmente para enfriar líquidos. Generalmente, el líquido circula por los tubos que están dentro del casco cilíndrico, o viceversa.

Evaporador de expansión directa: Evaporador que utiliza como dispositivo de control de líquido, una válvula de expansión automática, o una de termo.

Expansión directa: Proceso de tratamiento del aire efectuado por evaporación del fluido frigorífico.

Fluido de Trabajo: Un fluido hacia y desde el cual se transfiere calor mientras experimenta un ciclo.

Generador: Dispositivo donde se produce el vapor refrigerante mediante ebullición.

HFC (Refrigerantes): Siglas que corresponden a las sustancias conocidas como 'Hidrofluorocarburos'. Los hidrofluorocarburos se componen, como su nombre indica, de Hidrógeno (H), Flúor (F) y Carbono (C).

Inhibidor: Cualquier sustancia que retrasa o evita reacciones químicas.

Intensidad del calor: Concentración de calor en una sustancia, como se indica por la temperatura de esa sustancia, mediante el uso de un termómetro.

Intercambiador de calor: Dispositivo utilizado para transferir calor de una superficie caliente a una superficie menos caliente. (Los evaporadores y condensadores son intercambiadores de calor).

Isoterma: Nombre con el que se conoce a la línea o líneas que en una gráfica, representan un cambio a temperatura constante.

Isotérmica: Expansión o contracción. Es la acción que se lleva a cabo sin un cambio de temperatura.

Isotérmico: Cambio de volumen o *presión* bajo condiciones de temperatura constante.

Kilocaloría (kcal): Unidad de medida térmica equivalente al calor necesario para elevar 1°C la temperatura de 1 kilogramo de agua.

Lado de alta: Partes de un sistema de refrigeración, que se encuentran bajo la presión de condensación o alta presión.

Lado de baja: Partes de un sistema de refrigeración, que se encuentran por abajo de la presión de evaporación o baja presión.

Lado de succión: Lado de baja presión del sistema, que se extiende desde el control de refrigerante, pasando por el evaporador, la línea de succión, hasta la válvula de servicio de entrada al compresor.

Manómetro: Instrumento para medir presiones de gases y vapores. Es un tubo de vidrio (o plástico) en forma de "U", con una cantidad de líquido (agua o mercurio) y los extremos abiertos.

Máquina de Refrigeración por Absorción: Máquina de producir frío que, al igual que en el sistema de refrigeración por compresión, aprovecha que las sustancias absorben calor al cambiar de estado, de líquido a gaseoso.

Pérdida de Carga: es la pérdida de presión que se produce en un fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las conduce.

Potencia: La potencia es trabajo mecánico que incorpora en su valor el parámetro tiempo. Es decir, la potencia se expresa con un número que cuantifica el trabajo efectuado durante un lapso de tiempo. Mientras más rápido se realiza el trabajo la potencia que se desarrolla es mayor.

Refrigeración: Proceso por el que se reduce la temperatura de un espacio determinado y se mantiene esta temperatura baja con el fin, de enfriar alimentos, conservar sustancias o conseguir un ambiente agradable.

Refrigerante: fluido en un sistema frigorífico que adquiere calor mediante su evaporación a baja temperatura y baja presión y entrega este calor mediante su condensación a alta presión y alta temperatura.

Refrigeración Térmica: El principio de funcionamiento es semejante al ciclo de compresión en el cual el refrigerante absorbe calor al evaporarse y después se condensa para recomenzar el ciclo, pero la diferencia estriba en que en vez de un compresor, como su nombre indica, en estos sistemas de refrigeración el ciclo se cierra mediante la absorción del refrigerante por un medio de transporte (o absorbente) y posterior separación de la disolución por medio del calor para recomenzar el ciclo.

Refrigeración Mecánica: Método de refrigeración que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado dividido en dos zonas: de alta y baja presión, con el propósito de que el fluido absorba calor del ambiente, en el evaporador en la zona de baja presión y lo ceda en la de alta presión, en el condensador.

Válvula de alivio: Válvula de seguridad en sistemas sellados. Abre para liberar fluidos, antes que alcancen presiones peligrosas.

Temperatura: Es la escala usada para medir la intensidad del calor y es el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía de calor. También puede definirse como el grado de calor sensible que tiene un cuerpo en comparación con otro.

Termostato: Mecanismo empleado en el sistema de refrigeración para controlar el caudal de líquido refrigerante que se desvía hacia el radiador. Está formado por una válvula que se acciona por temperatura.

Termodinámica: Es una rama de la ciencia que trata sobre la acción mecánica del calor. Hay ciertos principios fundamentales de la naturaleza, llamados Leyes Termodinámicas, que rigen nuestra existencia aquí en la tierra, varios de los cuales son básicos para el estudio de la refrigeración. La primera y la más importante de estas leyes dice: La energía no puede ser creada ni destruida, sólo puede transformarse de un tipo de energía en otro.

Válvula: Accesorio utilizado para controlar el paso de un fluido.

Válvula de expansión: Tipo de control de refrigerante, la cual mantiene presión constante en el lado de baja del sistema de refrigeración. La válvula es operada por la presión en el lado de baja o de succión. Con frecuencia, se le refiere como válvula de expansión automática.

Válvula de flotador: Tipo de válvula que opera con un flotador, sobre la superficie del líquido, controlando su nivel.

Zeotrópica, Mezcla: Mezcla de dos o más líquidos de diferente volatilidad. Cuando se usa como refrigerante, al hervir en el evaporador, se evapora un mayor porcentaje del componente más volátil, y cambia el punto de ebullición del líquido remanente.

Serpentín: Se denomina serpentín o serpentina a un tubo de forma frecuentemente espiral, utilizado comúnmente para enfriar vapores provenientes de la destilación en una caldera y así condensarlos en forma líquida. Suele ser de vidrio, cobre u otro material que conduzca calor fácilmente.

9. GUÍAS DE LABORATORIO

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMOMECHANICOS



ASIGNATURA: _____

CICLO: _____ **AÑO:** _____

GUÍA DE LABORATORIO N° 1

“Identificación de los Componentes Básicos del Circuito de Refrigeración por Absorción”

OBJETIVOS:

- Conocer los Componentes del Circuito de Refrigeración por Absorción
- Identificar el funcionamiento del Circuito de Refrigeración por Absorción

MARCO TEÓRICO

Refrigeración es el proceso de remover calor de una sustancia y transferirlo a otra. El primer contacto con la manipulación de las bajas temperaturas se realizó en algunas culturas cuando al observar que lagos o ríos se congelaban optaron por cortar bloques y trasladarlos a lugares más cercanos para su uso posterior, siendo esto propio de algunos reyes que lo usaban para realizar postres o para uso de climatización de algún palacio o cuarto. Posteriormente comenzaron a hacerse estudios químicos, mecánicos, electrónicos, etc. que dieron a la luz diversidad de inventos y descubrimientos entre ellos la

refrigeración. Los primeros refrigeradores eran lo más parecido a un mueble en el cual depositaban una cantidad de hielo en un compartimento que daba paso a la intromisión de alimentos o bebidas, conforme avanzo el tiempo se hizo el uso de refrigerantes y de la compresión.

En la actualidad un refrigerador por absorción consta de elementos como un absorbedor, un evaporador, una bomba, un suministro de calor para el sistema (pudiendo ser gas, resistencias eléctricas o paneles solares), un condensador y en algunos casos pueden tener un tanque para el refrigerante.

1) Condensador: Aquí existe un cambio de estado del refrigerante en estado gaseoso a estado líquido, en este caso se debe de asegurar que no existan agujeros que permitan la perdida de refrigerante lo cual sería algo dañino para el equipo.

2) Evaporador: Aquí se absorbe el calor de la región fría al refrigerante que experimenta un cambio de fase a temperatura constante, al igual que en el condensador se debe de verificar si no existen agujeros que abran la posibilidad de futuras fugas o en todo caso que exista la presencia de residuos del refrigerante que provoquen el poco paso de refrigerante y por lo tanto que disminuya la eficiencia del equipo.

3) Absorbedor: Este elemento se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias de absorber otra sustancia, lo cual se da en todo el proceso debido a las propiedades químicas de la mezcla que se utilice (Agua-bromuro de Litio), aquí también se debe de asegurar que no exista la presencia de agujeros que den parte a una posible fuga.

4) Generador: Aquí se encuentra la mezcla refrigerante y de esta partirán a las demás partes del ciclo de absorción, se debe de asegurar que no tenga fugas y evitar la cristalización del refrigerante o la formación de lodo proveniente del mismo, esto para poder hacer más eficiente al equipo.

5) Quemador de gas: Este elemento es el encargado de suministrar la cantidad necesaria de gas y proporcionar la chispa para poder manifestar la presencia del fuego y con ello la aplicación de una nueva fuente de calor para beneficio de nuestro proceso en nuestra máquina frigorífica.

Transferencia de calor: La transferencia de calor es un proceso donde se transporta energía. Para que exista dicha transferencia, es necesario un gradiente de temperatura y un medio transmisor.

Existen tres tipos de transferencia de calor que son: conducción, convección y radiación.

Intercambiador de calor: El intercambiador de calor es un instrumento diseñado con el fin de transferir calor de un fluido a otro que permanezca en contacto a través de una barrera. Para ello se necesita de un gradiente de temperatura entre los dos fluidos.

El equipo es un sistema de simple efecto, esto se refiere a que solo hay una etapa de separación de la solución agua-bromuro de Litio.

Para establecer el rango de temperaturas se seleccionó en el rango de refrigeración comercial específicamente la refrigeración para verduras que comprende el rango de 7°C - 14°C.

El fluido utilizado en el ciclo de refrigeración empleado es una solución de Agua y sales de Bromuro de Litio, siendo el refrigerante el agua y el absorbente las sales de bromuro de litio.

Una importante ventaja es que estos agentes utilizados son totalmente inocuos para el medio ambiente. El ciclo aprovecha la gran afinidad del agua con el bromuro de litio, siendo utilizada el agua como agente frigorífico dado que es fácilmente absorbido por éstas sales.

EQUIPOS Y MATERIALES A UTILIZAR

- Equipo de Refrigeración por Absorción
- Termómetros Digital o Termocuplas
- Balanza Gravimétrica
- Bromuro de Litio
- Agua Desmineralizada
- Equipo de Protección (mascarilla, lentes, guantes)

Nota: Todo estudiante debe estar bajo la supervisión de un profesor.

PROCEDIMIENTO

1. Verificar la carga de Refrigerante
2. Accionar y regular el generador
3. Encender el equipo de absorción (conectar bombas, aperturar válvulas, etc.) siguiendo el proceso descrito en el manual de operación

CUESTIONARIO

1. Explicar el fenómeno de transferencia de calor que se dio en el intercambiador de calor
2. ¿Qué tipos de transferencia de calor existe y en qué consisten?
3. ¿Describir los tipos de intercambiadores de calor existen?
4. Destacar la importancia del Estudio de Transferencia de Calor
5. Describir el funcionamiento del Ciclo de Refrigeración por Absorción de Simple Efecto.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMOMECAVICOS



ASIGNATURA: _____

CICLO: _____ **AÑO:** _____

GUÍA DE LABORATORIO N° 2

“Balanceo de masa de los Componentes Básicos del Circuito de Refrigeración por Absorción”

OBJETIVOS:

- Conocer los Componentes del Circuito de Refrigeración por Absorción
- Identificar las temperaturas en el sistema
- Determinar el flujo másico necesario para cada componente del circuito de Refrigeración por Absorción

MARCO TEÓRICO

Refrigeración es el proceso de remover calor de una substancia y transferirlo a otra substancia. El primer contacto con la manipulación de las bajas temperaturas se realizó en algunas culturas cuando al observar que lagos o ríos se congelaban optaron por cortar bloques y trasladarlos a lugares más cercanos para su uso posterior, siendo esto propio de algunos reyes que lo usaban para realizar postres o para uso de climatización de algún palacio o cuarto.

Posteriormente comenzaron a hacerse estudios químicos, mecánicos, electrónicos, etc. que dieron a la luz diversidad de inventos y descubrimientos entre ellos la refrigeración. Los primeros refrigeradores eran lo más parecido a un mueble en el cual depositaban una cantidad de hielo en un compartimento que daba paso a la intromisión de alimentos o bebidas, conforme avanzó el tiempo se hizo el uso de refrigerantes y de la compresión.

En la actualidad un refrigerador por absorción consta de elementos como un absorbedor, un evaporador, una bomba, un suministro de calor para el sistema (pudiendo ser gas, resistencias eléctricas o paneles solares), un condensador y en algunos casos pueden tener un tanque para el refrigerante.

Transferencia de calor: La transferencia de calor es un proceso donde se transporta energía. Esta puede darse trabajo o calor. Para que exista dicha transferencia, es necesario un gradiente de temperatura y un medio transmisor.

Existen tres tipos de transferencia de calor que son: conducción, convección y radiación.

Intercambiador de calor: el intercambiador de calor es un instrumento diseñado con el fin de transferir calor de un fluido a otro que permanezca en contacto a través de una barrera. Para ello se necesita de un gradiente de temperatura entre los dos fluidos.

1) Condensador: Aquí existe un cambio de estado del refrigerante en estado gaseoso a estado líquido, en este caso se debe de asegurar que no existan agujeros que permitan la pérdida de refrigerante lo cual sería algo dañino para el equipo.

2) Evaporador: Aquí se absorbe el calor de la región fría al refrigerante que experimenta un cambio de fase a temperatura constante, al igual que en el condensador se debe de verificar si no existen agujeros que abran la posibilidad de futuras fugas o en todo caso que exista la presencia de residuos del refrigerante que provoquen el poco paso de refrigerante y por lo tanto que disminuya la eficiencia del equipo.

3) Absorbedor: Este elemento se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias de absorber otra sustancia, lo cual se da en todo el proceso debido a las propiedades químicas de la mezcla que se utilice (Agua-bromuro de Litio), aquí también se debe de asegurar que no exista la presencia de agujeros que den parte a una posible fuga.

4) Generador: Aquí se encuentra la mezcla refrigerante y de esta partirán a las demás partes del ciclo de absorción, se debe de asegurar que no tenga fugas y evitar la cristalización del refrigerante o la formación de lodo proveniente del mismo, esto para poder hacer más eficiente al equipo.

5) Quemador de gas: Este elemento es el encargado de suministrar la cantidad necesaria de gas y proporcionar la chispa para poder manifestar la presencia del fuego y con ello la aplicación de una nueva fuente de calor para beneficio del proceso en nuestra máquina frigorífica.

El equipo es un sistema de simple efecto, esto se refiere a que solo hay una etapa de separación de la solución agua-bromuro de Litio.

Para establecer el rango de temperaturas se seleccionó en el rango de refrigeración comercial específicamente la refrigeración para verduras que comprende el rango de 7°C - 14°C.

El fluido utilizado en el ciclo de refrigeración empleado es una solución de agua y sales de bromuro de litio, siendo el refrigerante el agua y el absorbente las sales de bromuro de litio. Una importante ventaja es que estos agentes utilizados son totalmente inocuos para el medio ambiente. El ciclo aprovecha la gran afinidad del agua con el bromuro de litio, siendo utilizada el agua como agente frigorífico dado que es fácilmente absorbido por éstas sales.

EQUIPOS Y MATERIALES A UTILIZAR

- Equipo de Refrigeración por Absorción
- Termómetros Digital o Termocuplas
- Balanza Gravimétrica
- Bromuro de Litio
- Agua Desmineralizada
- Equipo de Protección (mascarilla, lentes, guantes)

Nota: Todo estudiante debe estar bajo la tutela y supervisión de un profesor.

PROCEDIMIENTO

1. Verifique carga de Refrigerante
2. Accione y regule el generador
3. Encienda el equipo de absorción (conecte bombas, apertura de válvulas, etc.)
siguiendo el proceso descrito en el manual de operación

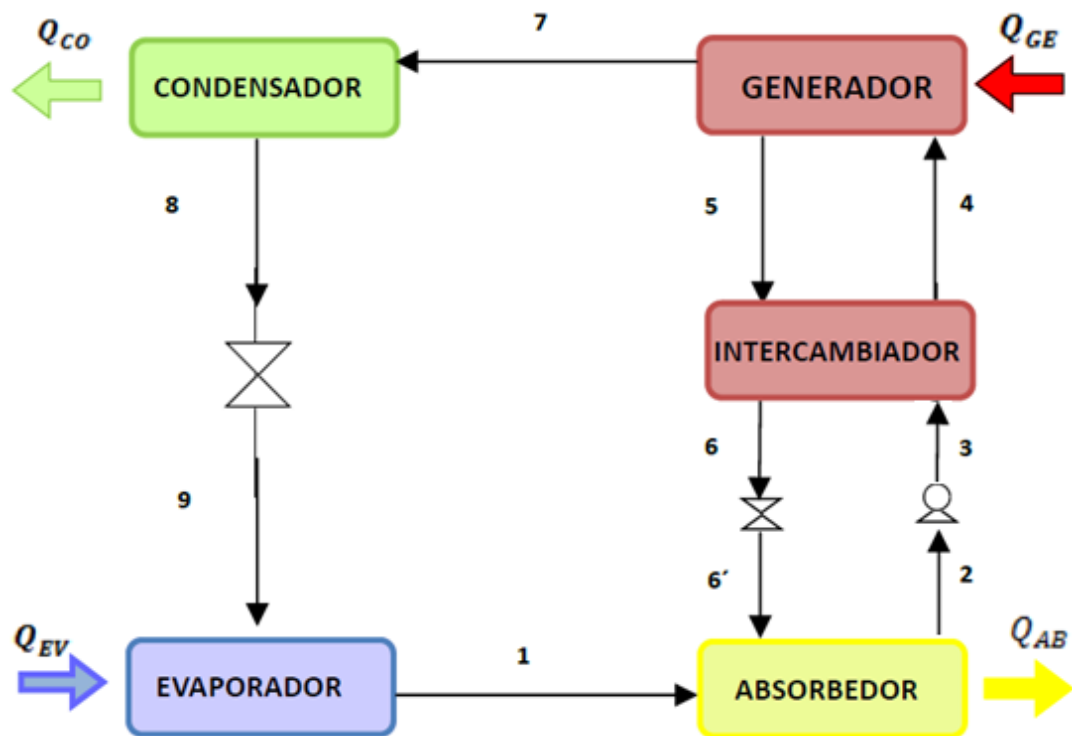


FIGURA 1. Esquema del circuito de Refrigeración por Absorción

3. Tomar temperaturas de los componentes

Tabla 1. Temperatura de Componentes

Punto	T (°C)
1	
2	
3	
4	
5	
6	
6'	
7	
8	
9	

6. Determinación de Presiones y Entalpías del Ciclo de Refrigeración

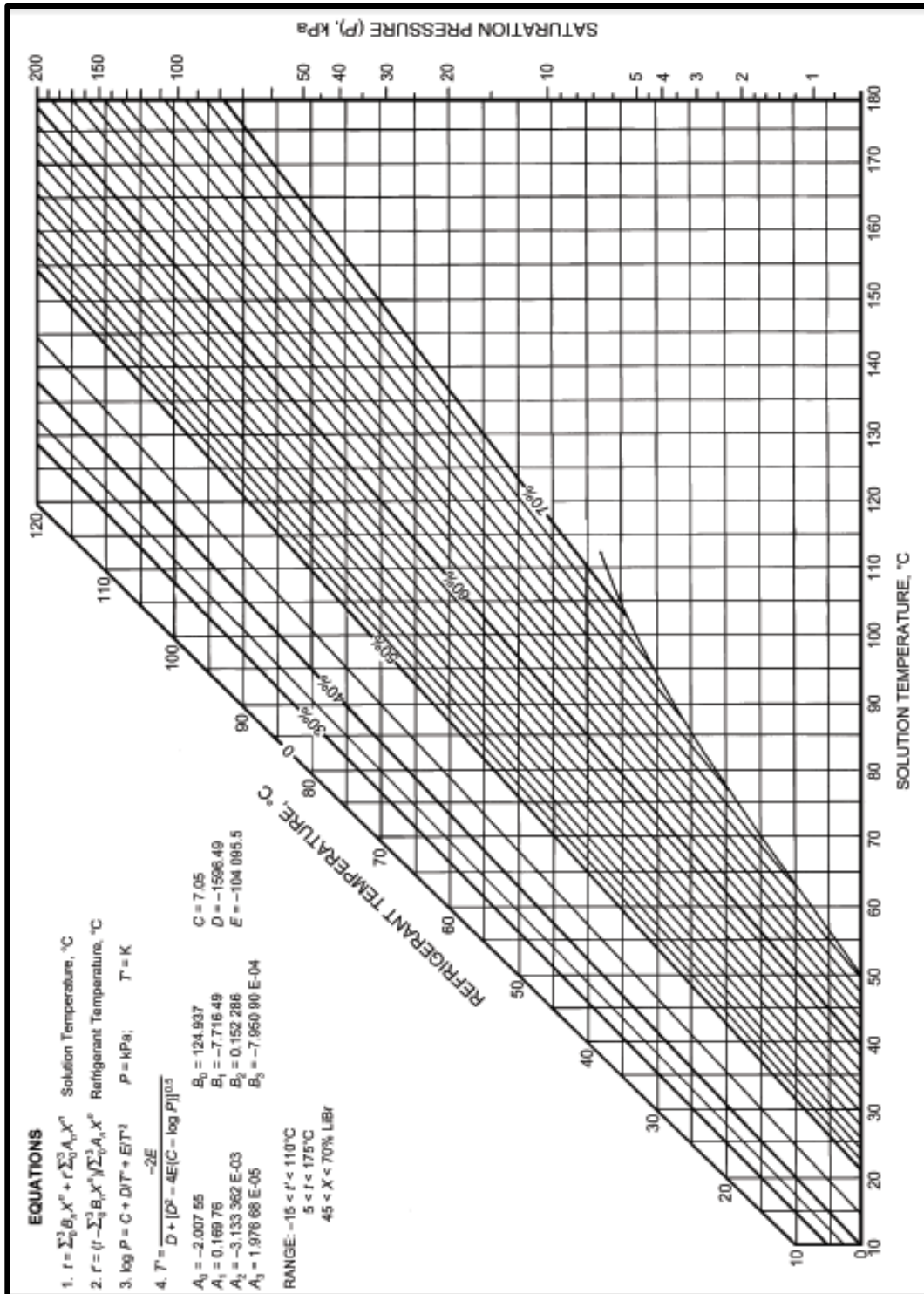


Gráfico 1. Diagrama de Equilibrio Agua-Bromuro de Litio

Refrigerant 718 (Water/Steam) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, Volume, kg/m ³ m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c_p , kJ/(kg·K)		c_p/c_v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, Temp., mN/m °C	
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01 ^a	0.00061	999.8	205.990	0.00	2500.92	0.0000	9.1555	4.220	1.884	1.329	1402	409.0	1791.2	9.22	561.0	17.07	75.65	0.01
5	0.00087	999.9	147.010	21.02	2510.06	0.0763	9.0248	4.205	1.889	1.328	1426	412.6	1518.3	9.34	570.5	17.34	74.94	5
10	0.00123	999.7	106.300	42.02	2519.21	0.1511	8.8998	4.196	1.895	1.328	1447	416.2	1306.0	9.46	580.0	17.62	74.22	10
15	0.00171	999.1	77.8750	62.98	2528.33	0.2245	8.7803	4.189	1.900	1.328	1466	419.7	1137.6	9.59	589.3	17.92	73.49	15
20	0.00234	998.2	57.7570	83.91	2537.43	0.2965	8.6660	4.184	1.906	1.327	1482	423.2	1001.6	9.73	598.4	18.23	72.74	20
25	0.00317	997.0	43.3370	104.83	2546.51	0.3672	8.5566	4.182	1.912	1.327	1497	426.6	890.1	9.87	607.2	18.55	71.97	25
30	0.00425	995.6	32.8780	125.73	2555.55	0.4368	8.4520	4.180	1.918	1.327	1509	430.0	797.4	10.01	615.5	18.89	71.19	30
35	0.00563	994.0	25.2050	146.63	2564.55	0.5051	8.3517	4.180	1.925	1.327	1520	433.4	719.3	10.16	623.3	19.24	70.40	35
40	0.00738	992.2	19.5150	167.53	2573.51	0.5724	8.2555	4.180	1.931	1.327	1529	436.7	653.0	10.31	630.6	19.60	69.60	40
45	0.00959	990.2	15.2520	188.43	2582.43	0.6386	8.1633	4.180	1.939	1.327	1536	440.0	596.1	10.46	637.3	19.97	68.78	45
50	0.01235	988.0	12.0270	209.34	2591.29	0.7038	8.0748	4.182	1.947	1.328	1542	443.2	546.8	10.62	643.6	20.36	67.94	50
55	0.01576	985.7	9.5643	230.26	2600.09	0.7680	7.9898	4.183	1.955	1.328	1547	446.4	504.0	10.77	649.2	20.77	67.10	55
60	0.01995	983.2	7.6672	251.18	2608.83	0.8313	7.9081	4.185	1.965	1.328	1551	449.5	466.4	10.93	654.3	21.19	66.24	60
65	0.02504	980.5	6.1935	272.12	2617.50	0.8937	7.8296	4.187	1.975	1.329	1553	452.6	433.2	11.10	659.0	21.62	65.37	65
70	0.03120	977.7	5.0395	293.07	2626.10	0.9551	7.7540	4.190	1.986	1.330	1555	455.6	403.9	11.26	663.1	22.07	64.48	70
75	0.03860	974.8	4.1289	314.03	2634.60	1.0158	7.6812	4.193	1.999	1.331	1555	458.5	377.7	11.43	666.8	22.53	63.58	75
80	0.04741	971.8	3.4052	335.01	2643.02	1.0756	7.6111	4.197	2.012	1.332	1554	461.4	354.3	11.59	670.0	23.01	62.67	80
85	0.05787	968.6	2.8258	356.01	2651.33	1.1346	7.5434	4.201	2.027	1.333	1553	464.2	333.3	11.76	672.8	23.51	61.75	85
90	0.07018	965.3	2.3591	377.04	2659.53	1.1929	7.4781	4.205	2.043	1.334	1550	466.9	314.4	11.93	675.3	24.02	60.82	90
95	0.08461	961.9	1.9806	398.09	2667.61	1.2504	7.4151	4.210	2.061	1.335	1547	469.6	297.3	12.10	677.3	24.55	59.87	95
99.97 ^b	0.10133	958.4	1.6732	419.06	2675.53	1.3069	7.3544	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.8	12.27	679.1	25.09	58.92	99.97
100	0.10142	958.3	1.6718	419.17	2675.57	1.3072	7.3541	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.7	12.27	679.1	25.10	58.91	100
105	0.12090	954.7	1.4184	440.27	2683.39	1.3633	7.2952	4.222	2.101	1.339	1538	474.7	267.6	12.44	680.5	25.66	57.94	105
110	0.14338	950.9	1.2093	461.42	2691.06	1.4188	7.2381	4.228	2.124	1.341	1533	477.1	254.7	12.61	681.7	26.24	56.96	110

Gráfico 2. Tabla de Propiedades del Agua

Refrigerant Temperature ($t' = ^\circ\text{C}$) and Enthalpy ($h = \text{kJ/kg}$) of Lithium Bromide Solutions												
Temp., ($t = ^\circ\text{C}$)	Percent LiBr											
	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	
20	t'	20.0	19.1	17.7	15.0	9.8	5.8	-0.4	-7.7	-15.8	-23.4#	-29.3#
	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.0#	145.0#
30	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	8.6	1.0	-7.3	-15.2#	-21.6#
	h	125.8	103.3	84.0	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t'	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	-7.0#	-14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96.0	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t'	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	-6.3#
	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	195.0#
60	t'	60.0	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t'	70.0	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	9.0#
	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t'	80.0	78.6	76.7	73.0	66.0	60.8	53.4	44.8	35.6	26.0	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.2	245.7#
90	t'	90.0	88.6	86.5	82.6	75.4	70.0	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	t'	100.0	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32.0
	h	419.0	357.6	307.9	263.8	231.0	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t'	110.0	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251.0	271.4	296.3
120	t'	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281.0	267.0	259.0	260.0	270.2	289.5	313.4
130	t'	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55.0
	h	546.5*	468.4*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281.0	280.4	289.1	306.9	330.2

Gráfico 3: Tabla de Entalpía y Temperaturas del Bromuro de Litio

7. Calculo de los flujos másicos y calores de los Componentes

Los balances energéticos correspondientes a las etapas individuales se refieren únicamente a magnitudes caloríficas y entálpicas, excepto en el caso de la bomba en la cual intervienen las presiones.

- **Evaporador**

Se inicia con el evaporador porque es el componente donde se tiene la carga térmica ya determinada.

Se tiene que:

$$Q_{eva} = \dot{m}_1(\Delta h_{1-9})$$

Dónde:

$$Q_{eva} = 0.5 \frac{kJ}{s}$$

$$\dot{m} = \text{flujo másico en } \frac{Kg}{s}$$

$$\Delta h = \text{Diferencia de entalpía en } \frac{kJ}{kg}$$

Despejando el flujo másico queda:

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{eva}}{(h_1 - h_9)}$$

Sustituyendo:

$$\dot{m}_1 = \frac{Kg}{s} = \frac{Kg}{h} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Para la determinación de los diferentes flujos másicos es necesario realizar balances de masa, energía y concentración en los diferentes componentes del sistema:

- **Absorbedor**

Se tiene que:

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sale}$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_{6'} = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_{6'} = \dot{m}_2 - \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_{6'} = \dot{m}_2 - 1.81$$

Realizando un balance de masa-concentración de agua en el absorbedor:

$$\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{6'} x_{6'} = \dot{m}_2 x_2$$

Dónde la concentración de agua será: $X_1 = 99.5 \%$, $X_2 = 44 \%$ y $X_{6'} = 48 \%$

Con las dos ecuaciones planteadas podemos encontrar las dos incógnitas.

$$\dot{m}_2 = \frac{\text{Kg}}{h} = \frac{\text{Kg}}{s} = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_{6'} = \frac{\text{Kg}}{h} = \frac{\text{Kg}}{s} = \dot{m}_6 = \dot{m}_5$$

- **Intercambiador de calor**

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{salida}$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6$$

Se realiza un balance de masa-entalpía:

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_3 h_3$$

Despejando la entalpía del punto 4, queda:

$$h_4 = \frac{\dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_4} = \frac{\dot{m}_5 (h_5 - h_6) + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_4}$$

Sustituyendo los valores que se encuentran previamente, se puede determinar:

$$h_4 = \text{_____KJ/kg}$$

Nota: Concluir sobre la importancia de este proceso de balance de masas en el estudio de la Refrigeración por Absorción

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMOMECANICOS



ASIGNATURA: _____

CICLO: _____ **AÑO:** _____

GUÍA DE LABORATORIO N° 3

“Cálculo de Intercambio de Calor de los Componentes Básicos del Circuito de Refrigeración por Absorción”

OBJETIVOS:

- Identificar las temperaturas en el sistema.
- Determinar la cantidad de calor que es transferido de un fluido a otro a través de su paso por el intercambiador de calor tipo tubo carcasa.
- Comprobar y calcular el COP del sistema por absorción.

MARCO TEÓRICO

Refrigeración es el proceso de remover calor de una sustancia y transferirlo a otra sustancia. El primer contacto con la manipulación de las bajas temperaturas se realizó en algunas culturas cuando al observar que lagos o ríos se congelaban optaron por cortar bloques y trasladarlos a lugares más cercanos para su uso posterior, siendo esto propio de algunos reyes que lo usaban para realizar postres o para uso de climatización de algún palacio o cuarto.

Posteriormente comenzaron a hacerse estudios químicos, mecánicos, electrónicos, etc. que dieron a la luz diversidad de inventos y descubrimientos entre ellos la refrigeración. Los primeros refrigeradores eran lo más parecido a un mueble en el cual depositaban una cantidad de hielo en un compartimento que daba paso a la intromisión de alimentos o bebidas, conforme avanzó el tiempo se hizo uso de refrigerantes y de la compresión. En la actualidad un refrigerador por absorción consta de elementos como un absorbedor, un evaporador, una bomba, un suministro de calor para el sistema (pudiendo ser gas, resistencias eléctricas o paneles solares), un condensador y en algunos casos pueden tener un tanque para el refrigerante.

1) Condensador: Aquí existe un cambio de estado del refrigerante en estado gaseoso a estado líquido, en este caso se debe de asegurar que no existan agujeros que permitan la pérdida de refrigerante lo cual sería algo dañino para el equipo.

2) Evaporador: Aquí se absorbe el calor de la región fría al refrigerante que experimenta un cambio de fase a temperatura constante, al igual que en el condensador se debe de verificar si no existen agujeros que abran la posibilidad de futuras fugas o en todo caso que exista la presencia de residuos del refrigerante que provoquen el poco paso de refrigerante y por lo tanto que disminuya la eficiencia del equipo.

3) Absorbedor: Este elemento se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias de absorber otra sustancia, lo cual se da en todo el proceso debido a las propiedades químicas de la mezcla que se utilice (Agua-bromuro de Litio), aquí también se debe de asegurar que no exista la presencia de agujeros que den parte a una posible fuga.

4) Generador: Aquí se encuentra la mezcla refrigerante y de esta partirán a las demás partes del ciclo de absorción, se debe de asegurar que no tenga fugas y evitar la cristalización del refrigerante o la formación de lodo proveniente del mismo, esto para poder hacer más eficiente al equipo.

5) Quemador de gas: Este elemento es el encargado de suministrar la cantidad necesaria de gas y proporcionar la chispa para poder manifestar la presencia del fuego y con ello la aplicación de una nueva fuente de calor para beneficio de nuestro proceso en nuestra máquina frigorífica.

El equipo es un sistema de simple efecto, esto se refiere a que solo hay una etapa de separación de la solución agua-bromuro de Litio.

Para establecer el rango de temperaturas se seleccionó en el rango de refrigeración comercial específicamente la refrigeración para verduras que comprende el rango de temperaturas entre 7 °C y 14 °C.

El fluido utilizado en el ciclo de refrigeración empleado es una solución de agua y sales de bromuro de litio, siendo el refrigerante el agua y el absorbente las sales de bromuro de litio.

Una importante ventaja es que estos agentes utilizados son totalmente inocuos para el medio ambiente. El ciclo aprovecha la gran afinidad del agua con el bromuro de litio, siendo utilizada el agua como agente frigorífico dado que es fácilmente absorbido por éstas sales.

EQUIPOS Y MATERIALES A UTILIZAR

- Equipo de Refrigeración por Absorción
- Termómetro Digital o Termocuplas
- Balanza Gravimétrica
- Bromuro de Litio
- Agua Desmineralizada
- Equipo de Protección (mascarilla, lentes, guantes)

Nota: Todo estudiante debe estar bajo la supervisión de un profesor.

PROCEDIMIENTO

1. Verificar la carga del Refrigerante
2. Accionar y regular el generador
3. Encender el equipo de absorción (conectar bombas, aperturar válvulas, etc.) siguiendo el proceso descrito en el manual de operación.

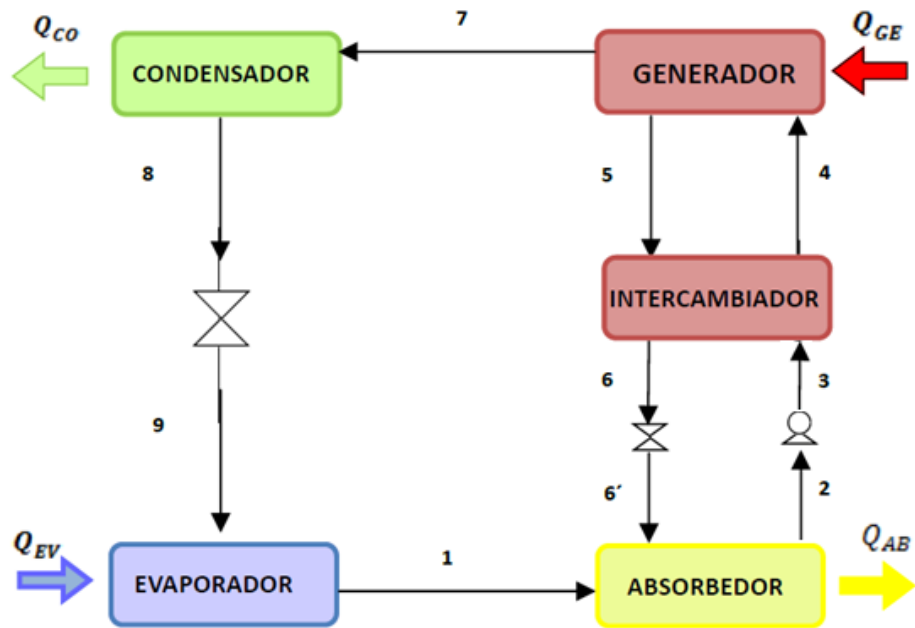


FIGURA 1. Esquema del circuito de Refrigeración por Absorción

4. Tomar temperaturas de los componentes

Tabla 1. Temperatura de Componentes

Punto	T (°C)
1	
2	
3	
4	
5	
6	
6'	
7	
8	
9	

6. Determinación de Presiones y Entalpías del Ciclo de Refrigeración

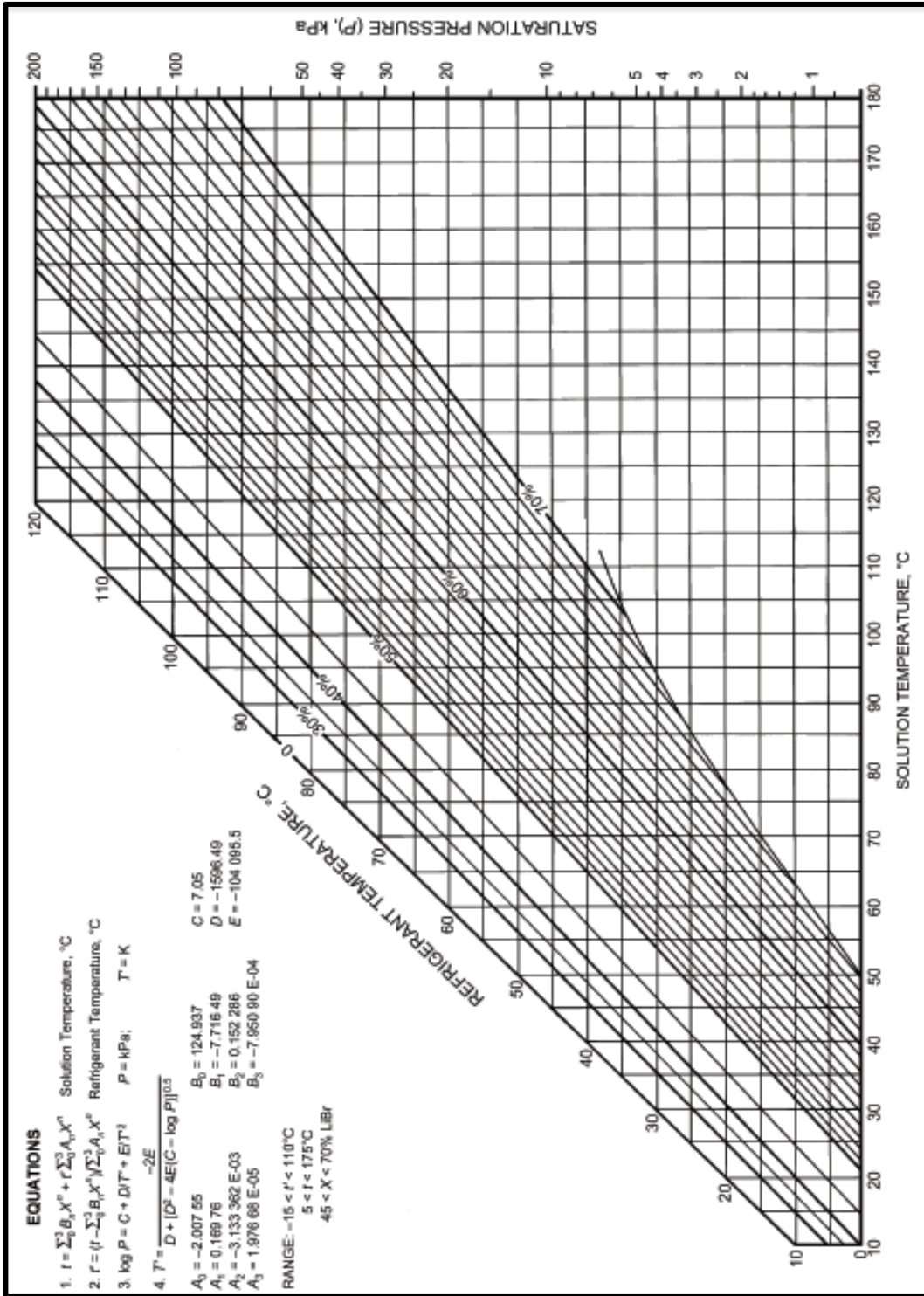


Gráfico 1. Diagrama de Equilibrio Agua-Bromuro de Litio

Refrigerant 718 (Water/Steam) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, Volume, kg/m ³ m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c_p , kJ/(kg·K)		c_p/c_v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, Temp., mN/m °C	
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01 ^a	0.00061	999.8	205.990	0.00	2500.92	0.0000	9.1555	4.220	1.884	1.329	1402	409.0	1791.2	9.22	561.0	17.07	75.65	0.01
5	0.00087	999.9	147.010	21.02	2510.06	0.0763	9.0248	4.205	1.889	1.328	1426	412.6	1518.3	9.34	570.5	17.34	74.94	5
10	0.00123	999.7	106.300	42.02	2519.21	0.1511	8.8998	4.196	1.895	1.328	1447	416.2	1306.0	9.46	580.0	17.62	74.22	10
15	0.00171	999.1	77.8750	62.98	2528.33	0.2245	8.7803	4.189	1.900	1.328	1466	419.7	1137.6	9.59	589.3	17.92	73.49	15
20	0.00234	998.2	57.7570	83.91	2537.43	0.2965	8.6660	4.184	1.906	1.327	1482	423.2	1001.6	9.73	598.4	18.23	72.74	20
25	0.00317	997.0	43.3370	104.83	2546.51	0.3672	8.5566	4.182	1.912	1.327	1497	426.6	890.1	9.87	607.2	18.55	71.97	25
30	0.00425	995.6	32.8780	125.73	2555.55	0.4368	8.4520	4.180	1.918	1.327	1509	430.0	797.4	10.01	615.5	18.89	71.19	30
35	0.00563	994.0	25.2050	146.63	2564.55	0.5051	8.3517	4.180	1.925	1.327	1520	433.4	719.3	10.16	623.3	19.24	70.40	35
40	0.00738	992.2	19.5150	167.53	2573.51	0.5724	8.2555	4.180	1.931	1.327	1529	436.7	653.0	10.31	630.6	19.60	69.60	40
45	0.00959	990.2	15.2520	188.43	2582.43	0.6386	8.1633	4.180	1.939	1.327	1536	440.0	596.1	10.46	637.3	19.97	68.78	45
50	0.01235	988.0	12.0270	209.34	2591.29	0.7038	8.0748	4.182	1.947	1.328	1542	443.2	546.8	10.62	643.6	20.36	67.94	50
55	0.01576	985.7	9.5643	230.26	2600.09	0.7680	7.9898	4.183	1.955	1.328	1547	446.4	504.0	10.77	649.2	20.77	67.10	55
60	0.01995	983.2	7.6672	251.18	2608.83	0.8313	7.9081	4.185	1.965	1.328	1551	449.5	466.4	10.93	654.3	21.19	66.24	60
65	0.02504	980.5	6.1935	272.12	2617.50	0.8937	7.8296	4.187	1.975	1.329	1553	452.6	433.2	11.10	659.0	21.62	65.37	65
70	0.03120	977.7	5.0395	293.07	2626.10	0.9551	7.7540	4.190	1.986	1.330	1555	455.6	403.9	11.26	663.1	22.07	64.48	70
75	0.03860	974.8	4.1289	314.03	2634.60	1.0158	7.6812	4.193	1.999	1.331	1555	458.5	377.7	11.43	666.8	22.53	63.58	75
80	0.04741	971.8	3.4052	335.01	2643.02	1.0756	7.6111	4.197	2.012	1.332	1554	461.4	354.3	11.59	670.0	23.01	62.67	80
85	0.05787	968.6	2.8258	356.01	2651.33	1.1346	7.5434	4.201	2.027	1.333	1553	464.2	333.3	11.76	672.8	23.51	61.75	85
90	0.07018	965.3	2.3591	377.04	2659.53	1.1929	7.4781	4.205	2.043	1.334	1550	466.9	314.4	11.93	675.3	24.02	60.82	90
95	0.08461	961.9	1.9806	398.09	2667.61	1.2504	7.4151	4.210	2.061	1.335	1547	469.6	297.3	12.10	677.3	24.55	59.87	95
99.97 ^b	0.10133	958.4	1.6732	419.06	2675.53	1.3069	7.3544	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.8	12.27	679.1	25.09	58.92	99.97
100	0.10142	958.3	1.6718	419.17	2675.57	1.3072	7.3541	4.216	2.080	1.337	1543	472.2	281.7	12.27	679.1	25.10	58.91	100
105	0.12090	954.7	1.4184	440.27	2683.39	1.3633	7.2952	4.222	2.101	1.339	1538	474.7	267.6	12.44	680.5	25.66	57.94	105
110	0.14338	950.9	1.2093	461.42	2691.06	1.4188	7.2381	4.228	2.124	1.341	1533	477.1	254.7	12.61	681.7	26.24	56.96	110

Gráfico 2. Tabla de Propiedades del Agua

Refrigerant Temperature ($t' = ^\circ\text{C}$) and Enthalpy ($h = \text{kJ/kg}$) of Lithium Bromide Solutions												
Temp., ($t = ^\circ\text{C}$)	Percent LiBr											
	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	
20	t'	20.0	19.1	17.7	15.0	9.8	5.8	-0.4	-7.7	-15.8	-23.4#	-29.3#
	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.0#	145.0#
30	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	8.6	1.0	-7.3	-15.2#	-21.6#
	h	125.8	103.3	84.0	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t'	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	-7.0#	-14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96.0	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t'	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	-6.3#
	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	195.0#
60	t'	60.0	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t'	70.0	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	9.0#
	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t'	80.0	78.6	76.7	73.0	66.0	60.8	53.4	44.8	35.6	26.0	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.2	245.7#
90	t'	90.0	88.6	86.5	82.6	75.4	70.0	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	t'	100.0	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32.0
	h	419.0	357.6	307.9	263.8	231.0	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t'	110.0	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251.0	271.4	296.3
120	t'	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281.0	267.0	259.0	260.0	270.2	289.5	313.4
130	t'	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55.0
	h	546.5*	468.4*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281.0	280.4	289.1	306.9	330.2

Gráfico 3: Tabla de Entalpía y Temperaturas del Bromuro de Litio

7. Teniendo todos los flujos másicos del sistema, proceder a calcular los calores en los distintos componentes.

- **Evaporador**

En el evaporador será el mismo calor que se estará suministrando al sistema.

$$Q_{\text{evaporador}} = 500 \text{ W} = 0.5 \text{ kJ/s} = 1800 \text{ kJ/h}$$

- **Absorbedor**

Se hace un balance de energía, sabiendo que en este componente se debe extraer calor del Sistema:

$$E_{\text{entra}} = E_{\text{sale}}$$

$$\dot{m}_{\text{entrada}} h_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}} h_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 = Q_{AB} + \dot{m}_2 h_2$$

Despejando:

$$Q_{AB} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_2 h_2$$

Sustituyendo:

$$Q_{AB} = \text{_____} \text{ KJ/h}$$

$$Q_{AB} = \text{_____} \text{ J/s} = \text{_____} \text{ W}$$

- **Generador**

Se tiene que:

$$E_{\text{entra}} = E_{\text{sale}}$$

$$\dot{m}_{\text{en}} h_{\text{en}} = \dot{m}_{\text{sal}} h_{\text{sal}}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + Q_{GE} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5$$

Despejando:

$$Q_{GE} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4$$

Sustituyendo:

$$Q_{GE} = \text{_____ KJ/h}$$

- **Condensador**

Haciendo un balance de energía:

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$m_{entrada} h_{entrada} = m_{salida} h_{salida}$$

$$\dot{m}_7 h_7 = Q_{cond} + \dot{m}_8 h_8$$

Despejando:

$$Q_{cond} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8; \text{ donde } \dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

Sustituyendo:

$$Q_{cond} = \text{_____ KJ/h}$$

- **Bomba**

El trabajo realizado por la bomba sobre el sistema, está dado por:

$$W_B = \frac{\dot{m}_2 (P_3 - P_2)}{\gamma_{solucion}}$$

Dónde:

$$\dot{m} = 6.975 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$P_2 = \text{_____ kPa}$$

$$P_3 = \text{_____ kPa}$$

Ecuación de la densidad para solución de Agua-Bromuro de Litio:

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.5 - 0.91652667(T_s - 33.1054264)$$

$$\rho_s = \text{_____ } kg/m^3$$

Dónde:

x : concentración en peso de Bromuro de Litio

T_s : Temperatura de la solución en °C

ρ_s : Densidad de la solución en kg/m^3

Sustituyendo:

$$w_B = \text{_____} \frac{KJ}{s} = \text{_____} kW = \text{_____} KJ/h$$

- **Coeficiente de Operación**

También llamado coeficiente térmico de funcionamiento se determina por medio de la división entre el calor que absorbe para el enfriamiento y el calor de activación tal como se expresa:

$$COP = \frac{Q_{Evaporador}}{Q_{generador} + w_B}$$

Calculo del coeficiente de operación:

$$COP = \text{_____}$$

- **Caracterización completa del Sistema de Refrigeración por Absorción**

Con los cálculos realizados, completar la siguiente tabla:

Tabla 2. Caracterización de los puntos del sistema

Punto	T (°C)	Y (%H ₂ O)	X (%BrLi)	P(kPa)	h (KJ/Kg)	ṁ (Kg/h)
1						1.81
2						
3						
4						
5						
6						
6'						
7						
8						
9						

Tabla 3. Caracterización de los elementos del Sistema

Elemento	Q (KJ/h)	Rangos de Temperaturas en el Interior de Tubos	Rangos de Temperaturas en el Exterior de Tubos
Generador			
Condensador			
Evaporador			
Absorbedor			

La caracterización del sistema nos muestra los parámetros de funcionamiento de cada elemento que compone nuestro sistema de refrigeración por absorción esquematizado, dando las bases fundamentales para el diseño mecánico de los mismos y posteriormente la puesta en marcha del equipo de refrigeración.

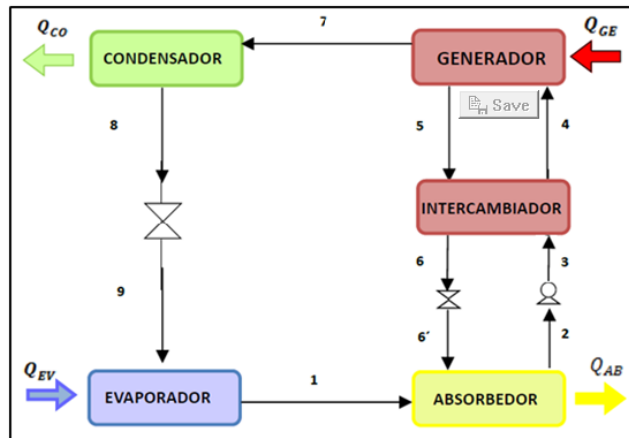
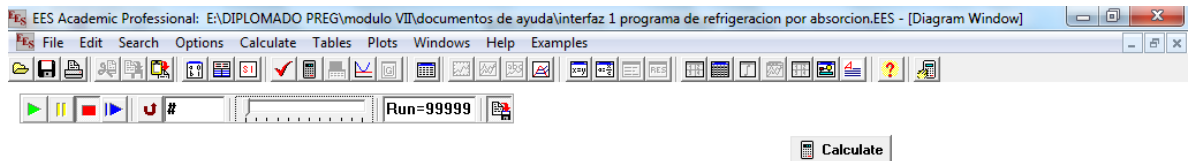
Comparar los datos obtenidos con los datos teóricos haciendo uso del Programa de Simulación.

Para hacer uso del programa de simulación, seguir los siguientes pasos:

1. Encender la PC y cargar el programa EES de Simulación de Refrigeración por Absorción
2. Abrir el programa y seleccionar con que refrigerantes se trabajará, posteriormente ingresar datos de entrada que se le pide en las unidades indicadas.
3. Introducidos todos los datos al programa se ejecuta el botón de acción "Calcular", apareciendo en pantalla una ventana de avance del programa

Tabla 1. Variables utilizadas en el simulador

Variable	Descripción
Tev	Temperatura en Evaporador
Tcon	Temperatura en Condensador
X2	Concentración Débil de BrLi
X5	Concentración Fuerte de BrLi



4. Finalizada la simulación del proceso exitosamente, aparece en pantalla el mensaje de conclusión de la ejecución del programa.

Tabla 2. Descripción de las variables utilizadas en el sistema de refrigeración

Variable	Descripción
P1	Presión en evaporador y absorbedor
P2	Presión en condensador y generador
X5	Composición de solución fuerte
X2	Composición de solución débil
Wb	Trabajo de bomba
Qge	Calor transferido en generador
Qcon	Calor transferido en condensador
Qab	Calor transferido en absorbedor
Qev	Calor en el Evaporador
COP	Coeficiente de Desempeño

Nota: Concluir con los resultados obtenidos y justificar el cambio entre ambos resultados

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMOMECANICOS



ASIGNATURA: _____

CICLO: _____ **AÑO:** _____

GUÍA DE LABORATORIO N° 4

“Estudio de los Refrigerantes más utilizados en el Circuito de Refrigeración por Absorción haciendo uso de Programa de Simulación”

OBJETIVOS

- Identificar un refrigerante y sus clasificaciones
- Determinar las características principales del Agua como refrigerante
- Conocer los riesgos a los que se expone al trabajar con amoníaco como refrigerante y la reacción que pueden causar al planeta

MARCO TEORICO

En la actualidad existen diferentes ciclos de refrigeración y por lo tanto distintos refrigerantes que trabajan de diferente manera. Refrigerante es el fluido utilizado en la transmisión de calor que en un sistema frigorífico absorbe calor a bajas temperaturas y baja presión, cediéndolo a temperaturas y presiones más elevadas.

Este proceso tiene lugar con cambios de estado del fluido que dependerán del ciclo de refrigeración que se esté ocupando.

En la refrigeración por absorción las propiedades que se requieren para la solución Refrigerante/Absorbente:

- Alta desviación negativa respecto a la ley de Raoult, cuanto mayor sea esta menor será la tasa de caudal en el circuito de la solución por unidad de caudal de refrigerante.
- Gran solubilidad del refrigerante en la solución para las condiciones de trabajo del absorbente para la separación en el generador.
- Proceso rápido de absorción de vapores y de aproximación de la solución al estado de equilibrio.
- No inflamable, no tóxica y no corrosiva.

Los dos pares *refrigerante/absorbente* más empleados en las máquinas de absorción son NH_3/H_2O y $H_2O/BrLi$; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización y bombas de calor por lo general. La eficiencia de la máquina ideal de absorción solo es función de las temperaturas absolutas de las fuentes térmicas de intercambio, independientemente de las propiedades de las sustancias absorbente y refrigerante que circulan por los órganos de la planta. En la práctica esto no sucede así, existiendo una clara dependencia entre las prestaciones logradas y la mezcla frigorífera escogida.

EQUIPO A UTILIZAR

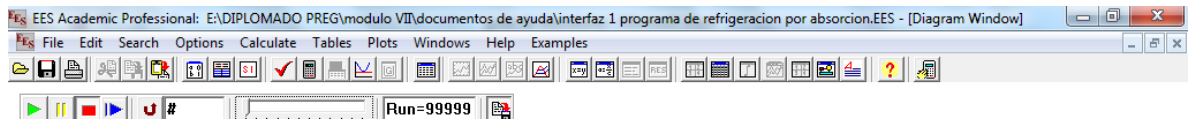
- Computadora
- Programa de Simulación (EES)

PROCEDIMIENTO

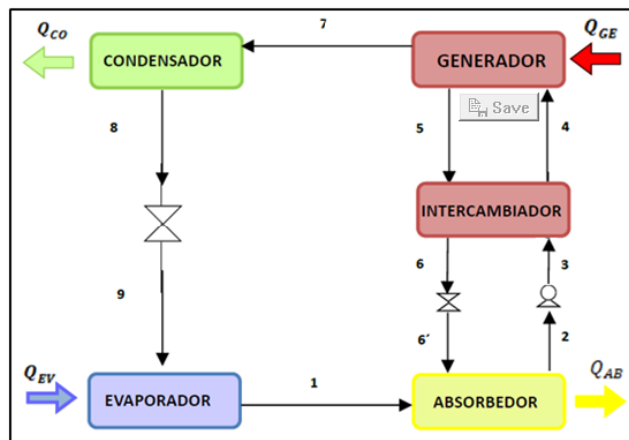
1. Encender la PC y cargar el programa EES de Simulación de Refrigeración por Absorción
2. Abrir el programa y seleccionar con que refrigerantes se trabajará, posteriormente ingresar datos de entrada que se le pide en las unidades indicadas.
3. Introducidos todos los datos al programa se ejecuta el botón de acción “Calcular”, apareciendo en pantalla una ventana de avance del programa

Tabla 1. Variables utilizadas en el simulador

Variable	Descripción
Tev	Temperatura en Evaporador
Tcon	Temperatura en Condensador
X2	Concentración Débil de BrLi
X5	Concentración Fuerte de BrLi



Calculate



4. Finalizada la simulación del proceso exitosamente, aparece en pantalla el mensaje de conclusión de la ejecución del programa.

Tabla 2. Descripción de las variables utilizadas en el sistema de refrigeración

Variable	Descripción
P1	Presión en evaporador y absorbedor
P2	Presión en condensador y generador
X5	Composición de solución fuerte
X2	Composición de solución débil
Wb	Trabajo de bomba
Qge	Calor transferido en generador
Qcon	Calor transferido en condensador
Qab	Calor transferido en absorbedor
Qev	Calor en el Evaporador
COP	Coeficiente de Desempeño

5. Repetir los pasos para la otra dupla de refrigerantes y comparar los resultados

CUESTIONARIO:

1. ¿Qué es el amoníaco?
1. ¿Cuáles son las características y usos del amoníaco?
2. ¿Desventajas de utilizar la dupla Amoniaco-Agua en la Refrigeración por Absorción?
3. ¿Qué es el Bromuro de Litio?
4. ¿Cuáles son las características y usos del Bromuro de litio?
5. ¿Desventajas de Utilizar la dupla Agua-BrLi en la Refrigeración por Absorción?
6. ¿Por qué los sistemas de refrigeración por absorción se consideran seguros?

7. ¿Cuál es el mayor riesgo que podría ocurrir en un sistema de refrigeración por absorción y como podría prevenirse?
8. Interpretar y explicar los resultados obtenidos de COP y temperaturas para ambas duplas de sustancias de trabajo.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS TERMOMECANICOS



ASIGNATURA: _____

CICLO: _____ **AÑO:** _____

GUÍA DE LABORATORIO N° 5

“Estudio del comportamiento del ciclo de refrigeración por absorción variando la concentración y masa del Absorbente y del refrigerante haciendo uso del Programa de Simulación”

OBJETIVOS

- Comparar el trabajo de ambas duplas de refrigerante, variando concentración del absorbente.
- Determinar la importancia de la concentración del absorbente, mediante la comprobación y cálculo del COP en ambas duplas de refrigerantes.

MARCO TEORICO

En la actualidad existen diferentes ciclos de refrigeración y por lo tanto distintos refrigerantes que trabajan de diferente manera. Refrigerante es el fluido utilizado en la transmisión de calor que en un sistema frigorífico absorbe calor a bajas temperaturas y baja presión, cediéndolo a temperaturas y presiones más elevadas.

Este proceso tiene lugar con cambios de estado del fluido que dependerán del ciclo de refrigeración que se esté ocupando.

En la refrigeración por absorción las propiedades que se requieren para la solución Refrigerante/Absorbente:

- Alta desviación negativa respecto a la ley de Raoult, cuanto mayor sea esta, menor será la tasa de caudal en el circuito de la solución por unidad de caudal de refrigerante.
- Gran solubilidad del refrigerante en la solución para las condiciones de trabajo del absorbente para la separación en el generador.
- Proceso rápido de absorción de vapores y de aproximación de la solución al estado de equilibrio.
- No inflamable, no tóxica y no corrosiva.

Los dos pares *refrigerante/absorbente* más empleados en las máquinas de absorción son NH_3/H_2O y $H_2O/BrLi$; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización y bombas de calor por lo general. La eficiencia de la máquina ideal de absorción solo es función de las temperaturas absolutas de las fuentes térmicas de intercambio, independientemente de las propiedades de las sustancias absorbente y refrigerante que circulan por los órganos de la planta. En la práctica esto no sucede así, existiendo una clara dependencia entre las prestaciones logradas y la mezcla frigorífera escogida.

EQUIPO A UTILIZAR

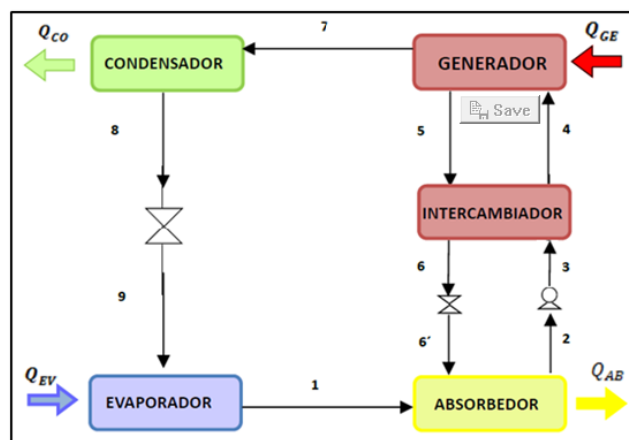
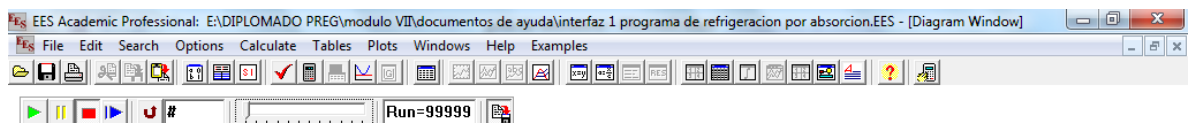
- Computadora
- Programa de Simulación (EES)

PROCEDIMIENTO

1. Encender la PC y cargar el programa EES de Simulación de Refrigeración por Absorción.
2. Abrir el Programa y Seleccionar con que refrigerantes se trabajará, posteriormente ingresar datos de entrada que se le pide en las unidades indicadas.
3. Introducidos todos los datos al programa se ejecuta el botón de acción “Calcular”, apareciendo en pantalla una ventana de avance del programa

Tabla 1. Variables utilizadas en el simulador

Variable	Descripción
Tev	Temperatura en Evaporador
Tcon	Temperatura en Condensador
X2	Concentración Débil de BrLi
X5	Concentración Fuerte de BrLi



4. Finalizada la simulación del proceso exitosamente, aparece en pantalla el mensaje de conclusión de la ejecución del programa.

Tabla 2. Descripción de las variables utilizadas en el sistema de refrigeración

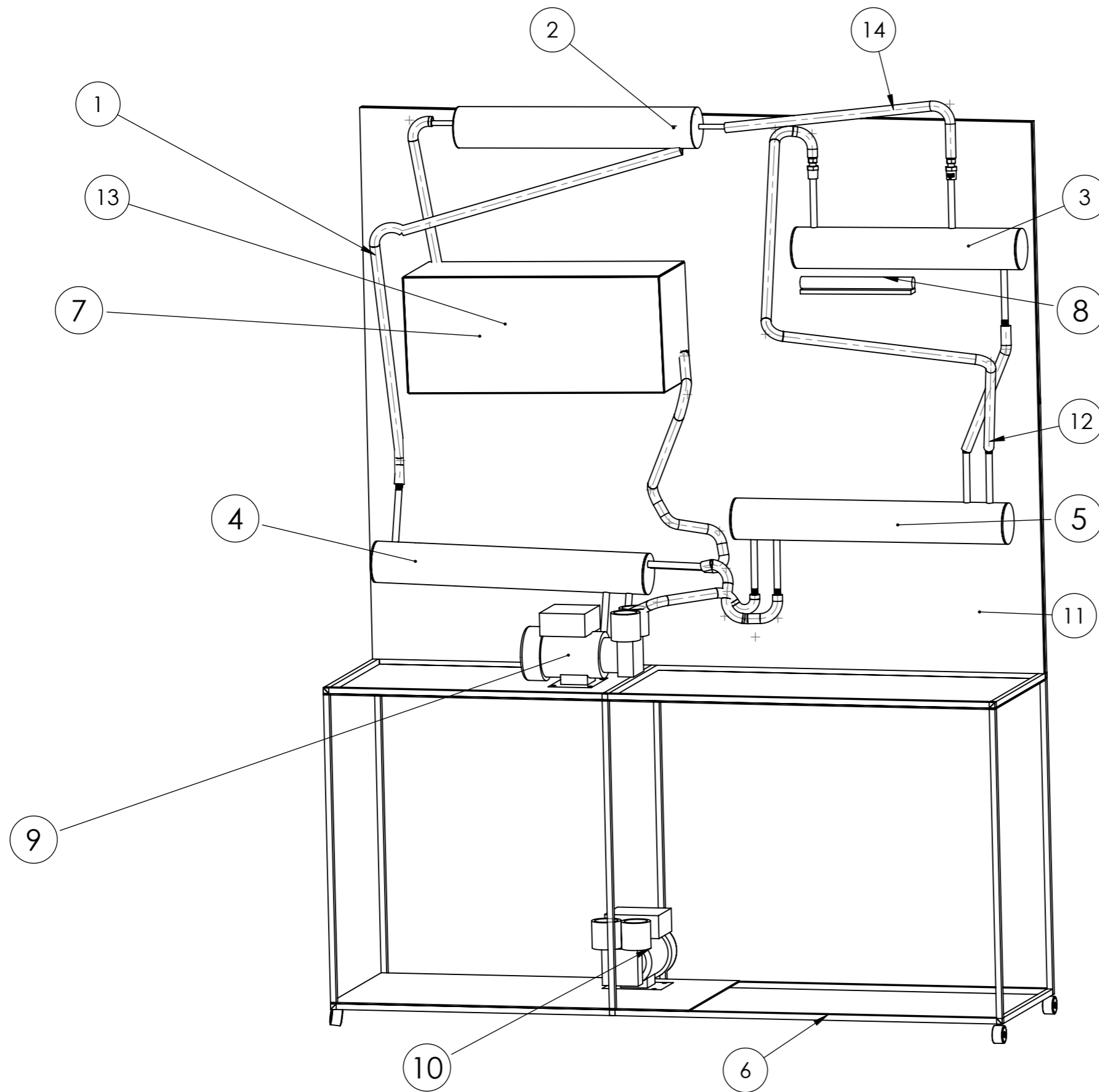
Variable	Descripción
P1	Presión en evaporador y absorbedor
P2	Presión en condensador y generador
X5	Composición de solución fuerte
X2	Composición de solución débil
Wb	Trabajo de bomba
Qge	Calor transferido en generador
Qcon	Calor transferido en condensador
Qab	Calor transferido en absorbedor
Qev	Calor en el Evaporador
COP	Coeficiente de Desempeño

5. Repetir los pasos para la otra dupla de refrigerantes variando la concentración en ambas duplas de refrigerante tres veces, primero con los valores de diseño, luego sumándole el 10% a la concentración de diseño, por ultimo restándole 10% a la concentración de diseño y comparar los resultados.

CUESTIONARIO

- Interpretar y Tabular los resultados los resultados obtenidos de COP y temperaturas para ambas duplas de sustancias de trabajo en cada caso.
- ¿Considera importante los cambios y cálculos obtenidos?, Destaque la importancia que juega la concentración del absorbente en el ciclo de refrigeración.
- ¿Qué problemas puede tener el banco de refrigeración trabajando con una alta concentración y una baja concentración de absorbente?

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN



CÓDIGO	COMPONENTE	MATERIAL
1	Evaporador	Aluminio
2	Condensador	Latón/Cobre
3	Generador	Acero Inoxidable
4	Absorbedor	Acero Inoxidable
5	Intercambiador	Acero Inoxidable
6	Estructura Metálica	Acero AISI 1020
7	Espacio Refrigerado	Fibra de Vidrio/Lámina Galvanizada
8	Flauta (quemador)	Acero Inoxidable
9	Bomba de Condensado	
10	Bomba Periférica	
11	Tablero	Plywood
12	Manguera de Presión	Revestimiento Alta Presión
13	Manguera Flexible	Plástico
14	Tubería Flexible	Cobre

ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.	
1:10	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016
	REVISÓ: Ing. Gustavo Salomón Torres	
	TRABAJO DE GRADUACIÓN DE INGENIERÍA Diseño y construcción de banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y bromuro de litio	
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL
	Ensamble de Conjunto	CANTIDAD: 1

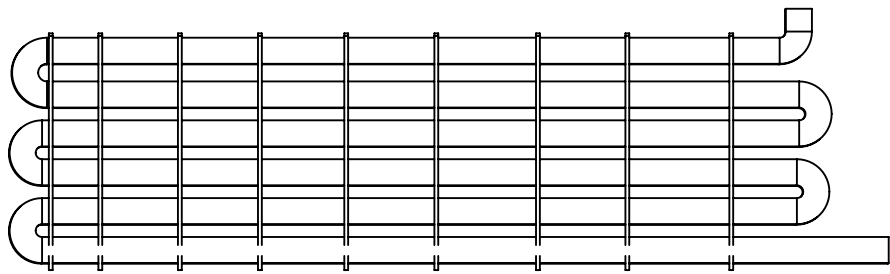


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
Escuela de Ingeniería Mecánica

Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte,
Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador



VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL

ID	DESCRIPCION	CANT	MATERIAL
1	Serpentin 12 tubos $\varnothing 3/8''$ x500mm	2	Aluminio
2	Hileras de Aletas	9	Aluminio

ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.	
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres	
	TRABAJO DE GRADUACIÓN DE INGENIERÍA Diseño y construcción de banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y bromuro de litio	
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL
	Evaporador	CANTIDAD: 1



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
Escuela de Ingeniería Mecánica

Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte,
Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador

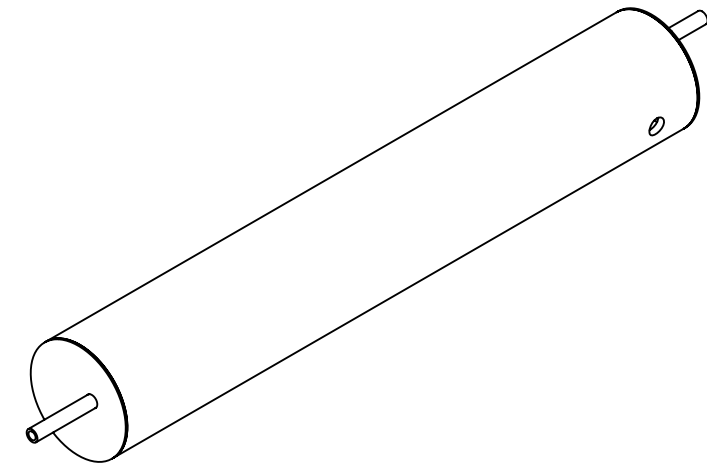
CÓDIGO: 1

HOJA 2 / 18

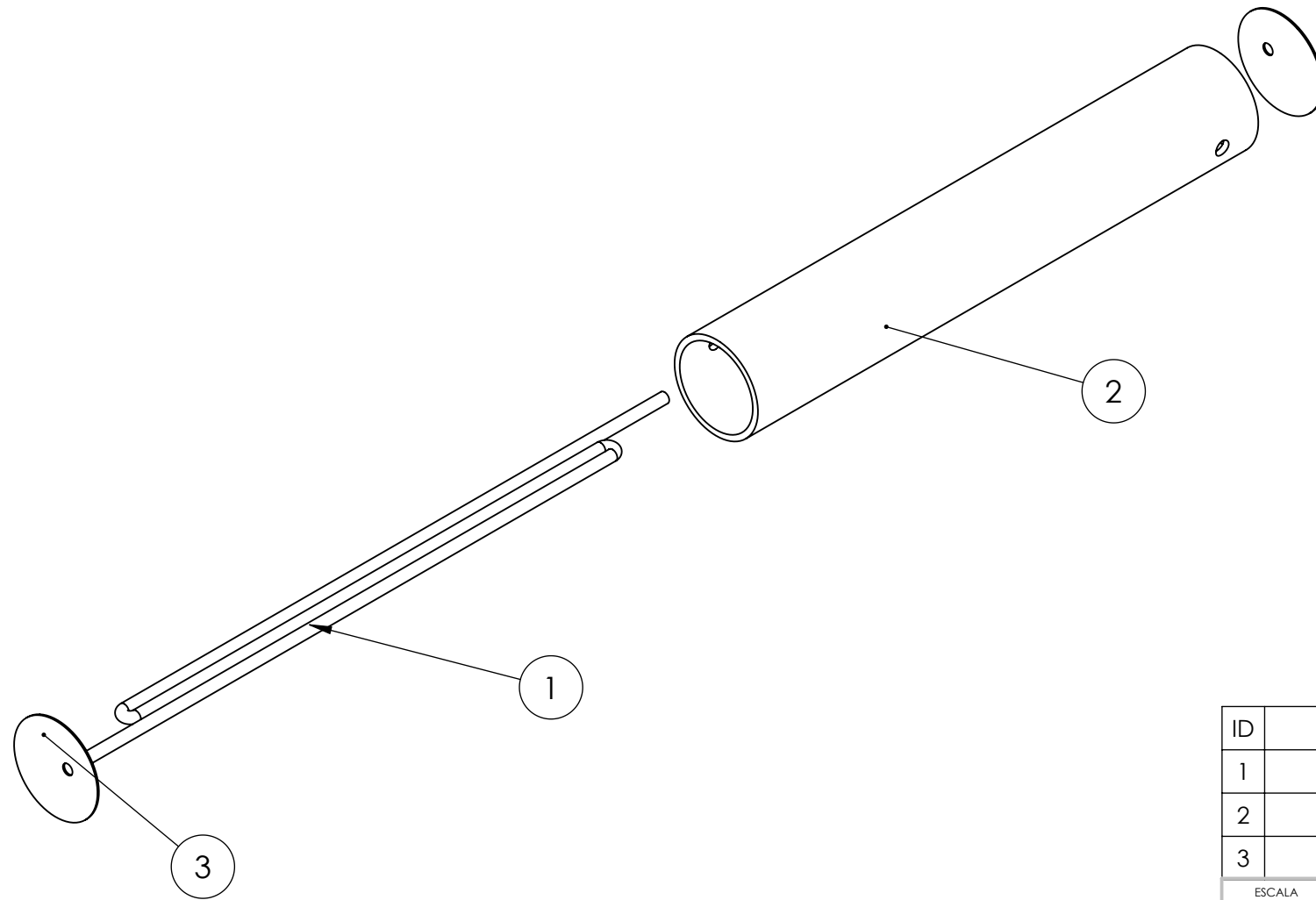
A4



VISTA SUPERIOR




ISOMÉTRICO

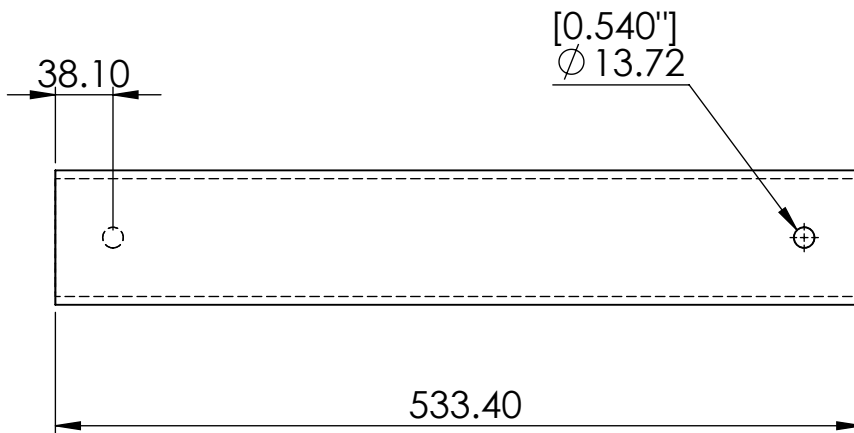


VISTA EN DESPIECE

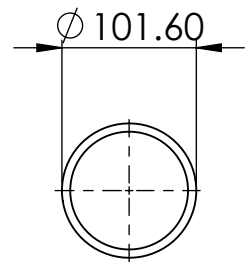
ID	DESCRIPCION	CANT	MATERIAL
1	Serpentin 3 tubos \varnothing 1/8"x500mm	1	Cobre
2	Carcasa	1	Latón
3	Cabezal	2	Latón

ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.		CÓDIGO: 2
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016	HOJA 3/ 18
	REVISÓ: Ing. Gustavo Salomón Torres		
	TRABAJO DE GRADUACION DE INGENIERIA Diseño y construcción de banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y bromuro de litio		 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE Condensador	MATERIAL CANTIDAD: 1	






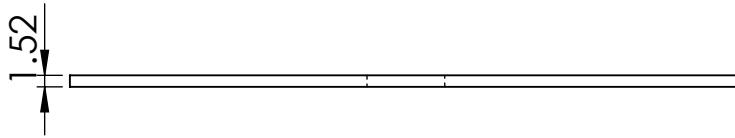
VISTA SUPERIOR



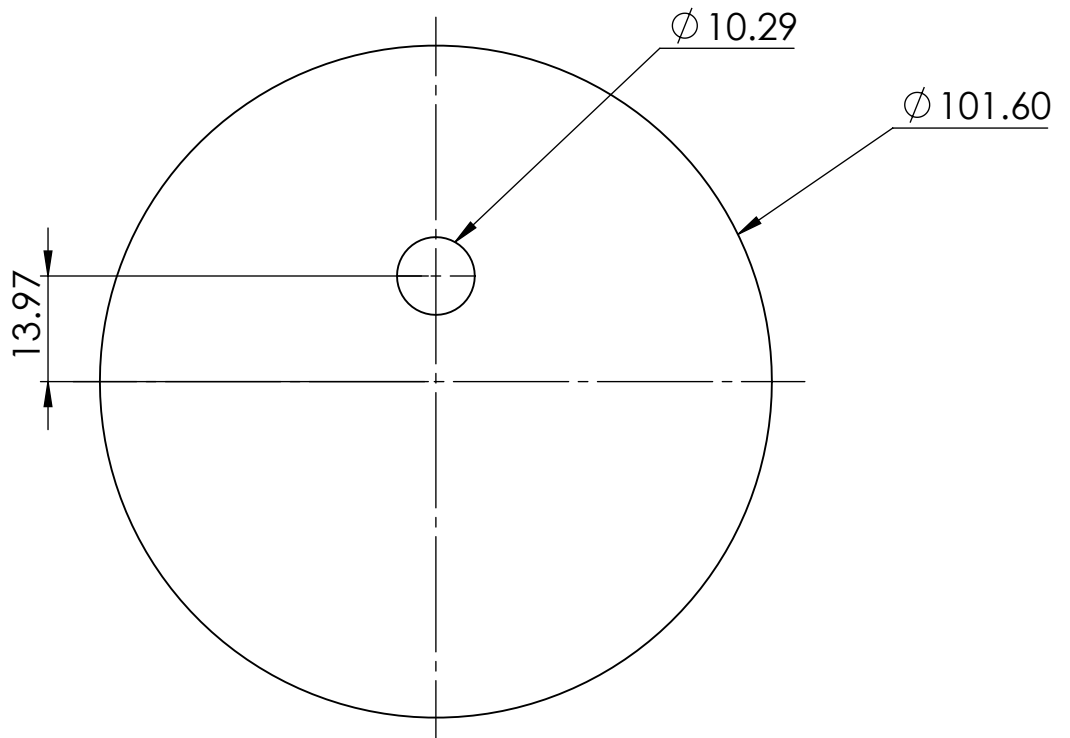
VISTA LATERAL



ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 2.1
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 4 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL			
	Carcasa	Latón			
		CANTIDAD: 1			A4




VISTA SUPERIOR



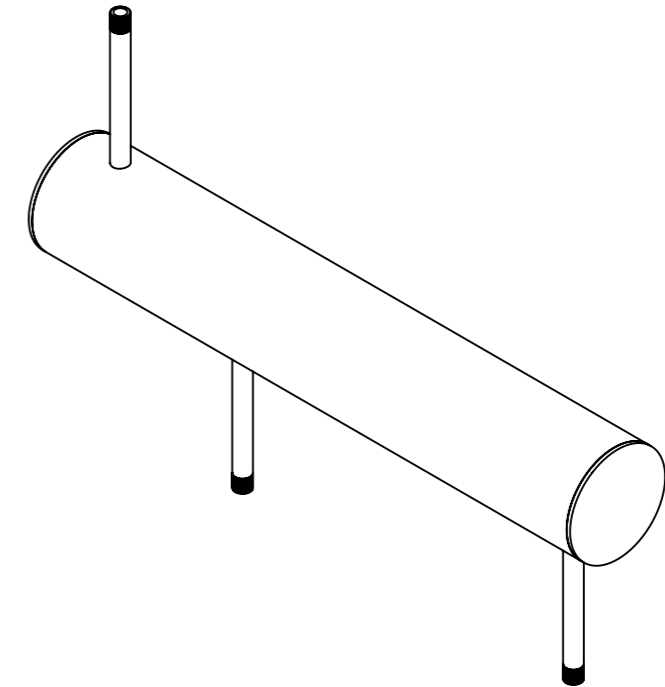
VISTA FRONTAL



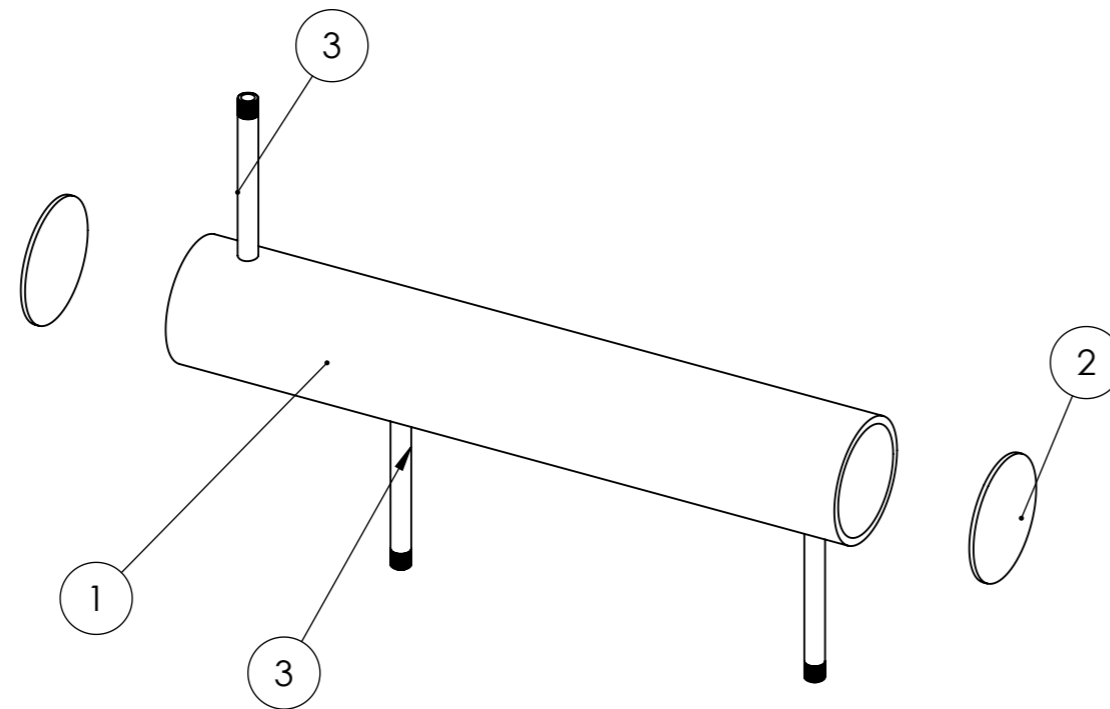
ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 2.2
1:1	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 5 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL			
	Cabezal	Latón			
		CANTIDAD: 2			A4



VISTA SUPERIOR



ISOMÉTRICO



VISTA DE DESPIECE

ID	DESCRIPCION	CANT	MATERIAL
1	Carcasa	1	AISI 316L Acero inoxidable
2	Cabezal	2	AISI 316L Acero inoxidable
3	Niple de 1/4"x5"	3	AISI 316L Acero inoxidable

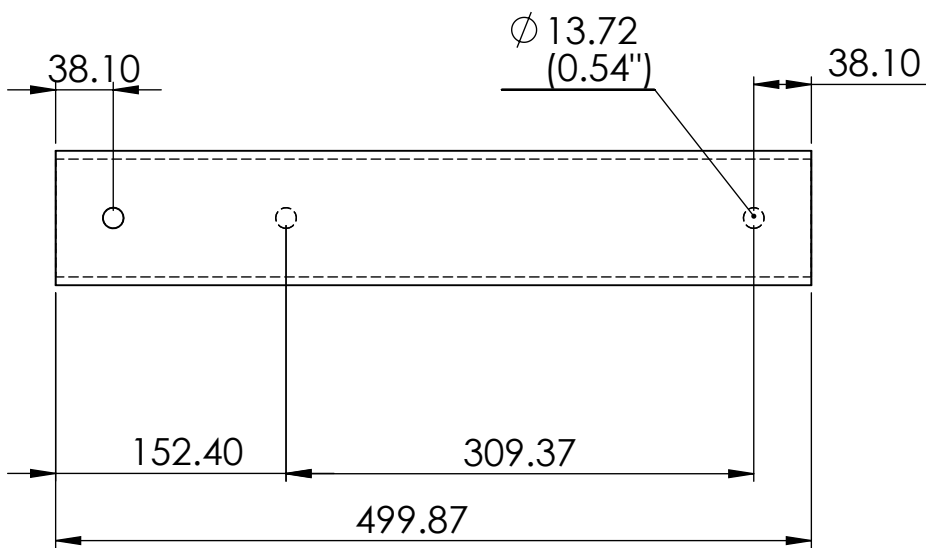
ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.		CÓDIGO: 3
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	REVISÓ: Ing. Gustavo Salomón Torres		
	TRABAJO DE GRADUACIÓN DE INGENIERÍA Diseño y construcción de banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y bromuro de litio		
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL	
	Generador		
		CANTIDAD: 1	A3



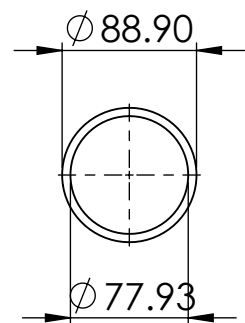
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
Escuela de Ingeniería Mecánica

Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte,
Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador





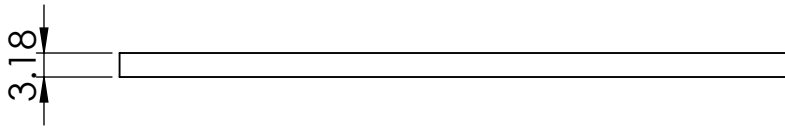
VISTA SUPERIOR



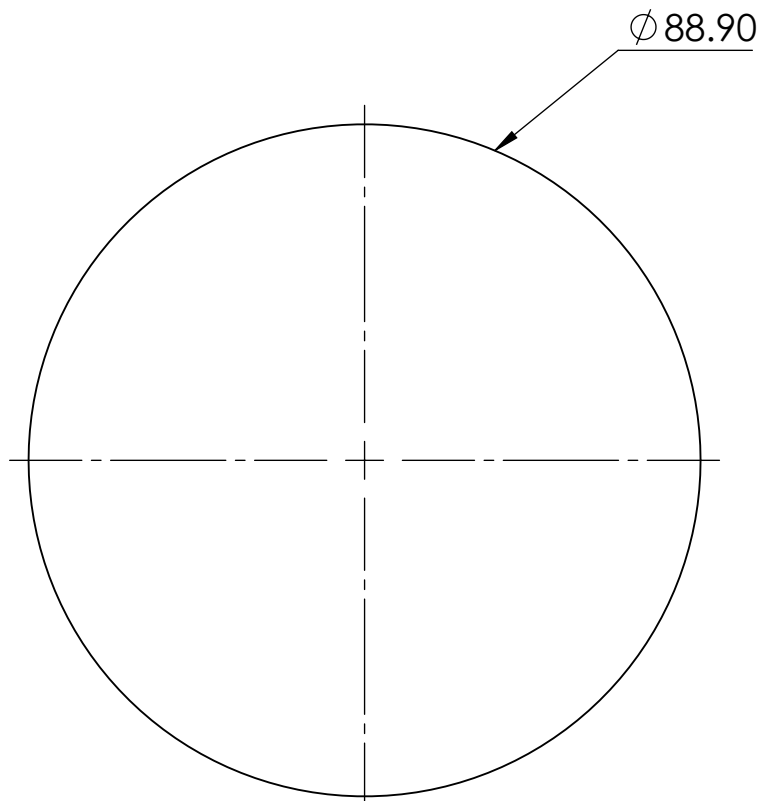
VISTA LATERAL



ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 3.1
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 7 / 18
	REVISÓ: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL	CANTIDAD: 1		
	Carcasa	Acero Inoxidable			A4




VISTA SUPERIOR



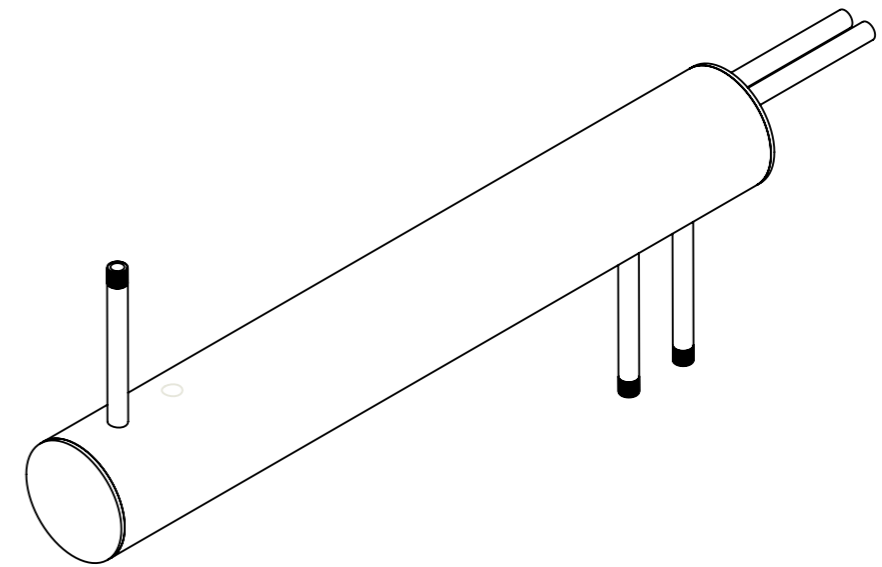
VISTA FRONTAL



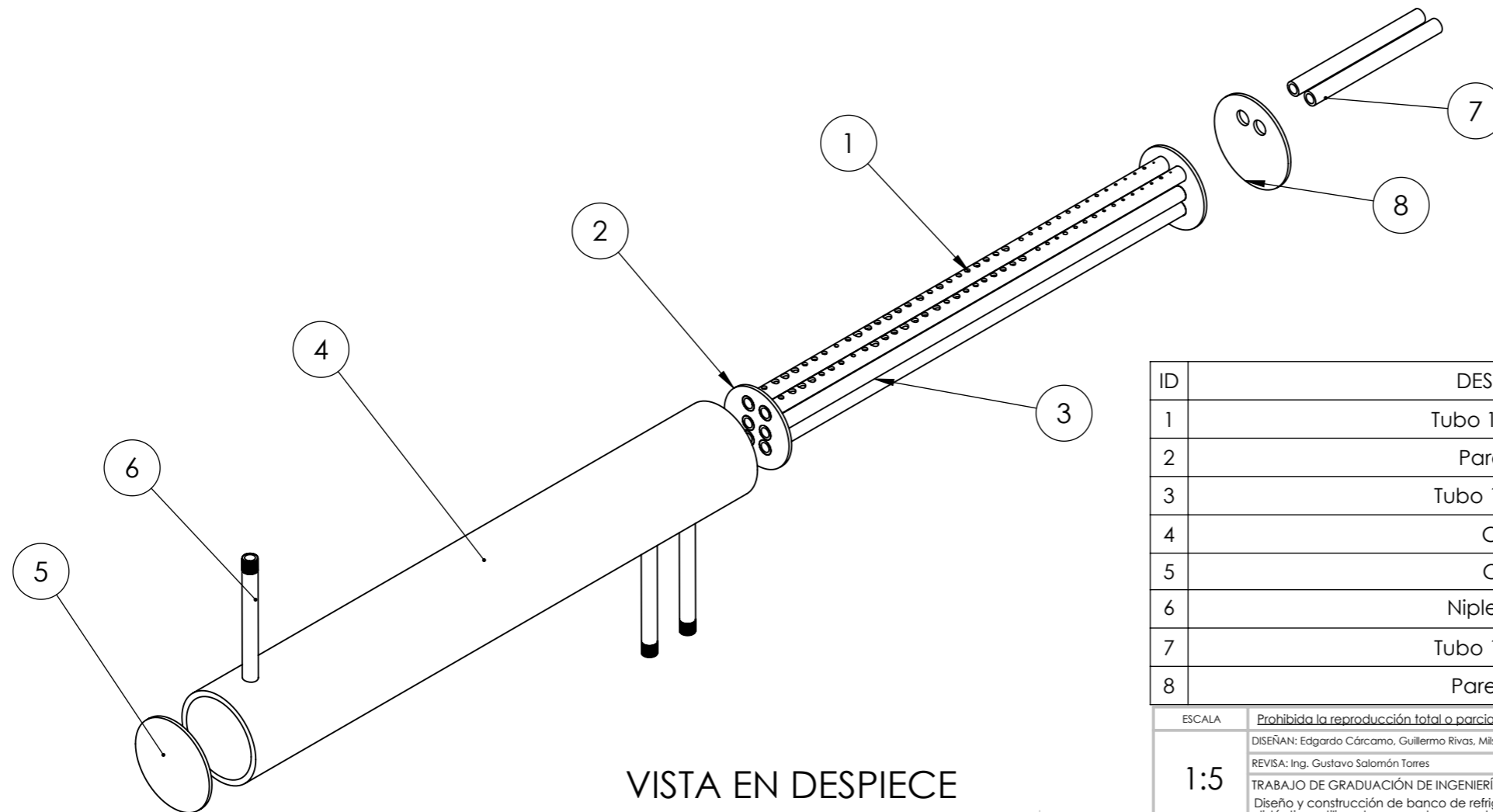
ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 3.2
1:1	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 8 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL			
	Cabezal	Acero Inoxidable			
		CANTIDAD: 2			



VISTA SUPERIOR



ISOMÉTRICO



VISTA EN DESPIECE

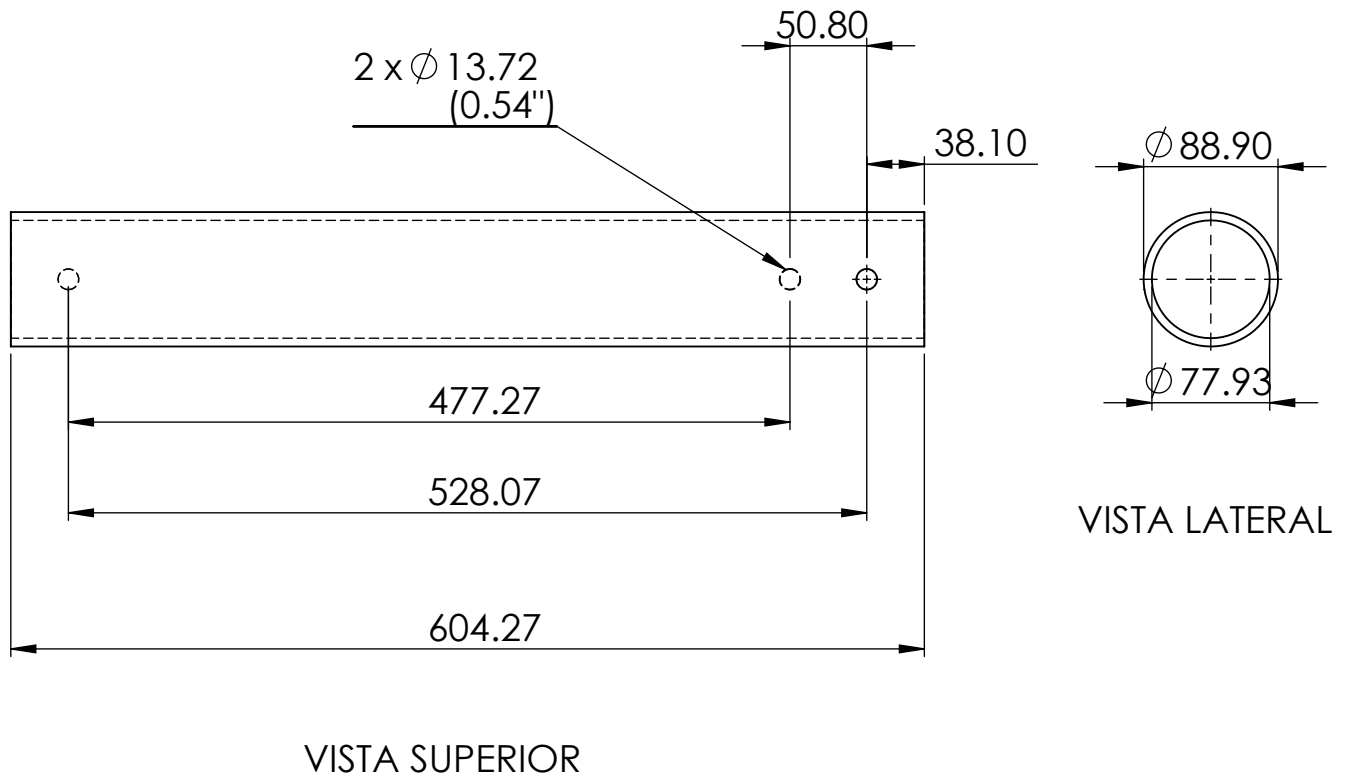
ID	DESCRIPCIÓN	CANT	MATERIAL
1	Tubo 1/4"x 500mm	2	AISI 316L Acero inoxidable
2	Pared interior	2	AISI 316L Acero inoxidable
3	Tubo 1/4"x 500mm	4	AISI 316L Acero inoxidable
4	Carcasa	1	AISI 316L Acero inoxidable
5	Cabezal	1	AISI 316L Acero inoxidable
6	Niple de 1/4"x5"	4	AISI 316L Acero inoxidable
7	Tubo 1/4"x 500mm	2	AISI 316L Acero inoxidable
8	Pared cabezal	1	AISI 316L Acero inoxidable


ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.		CÓDIGO: 4
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	REVISÓ: Ing. Gustavo Salomón Torres		
	TRABAJO DE GRADUACIÓN DE INGENIERÍA Diseño y construcción de banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y bromuro de litio		
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL	
	Absorbedor		
		CANTIDAD: 1	A3

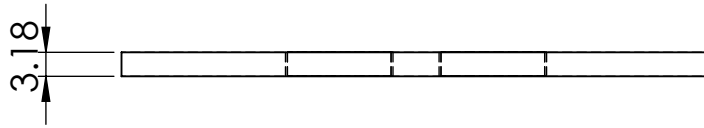


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
Escuela de Ingeniería Mecánica

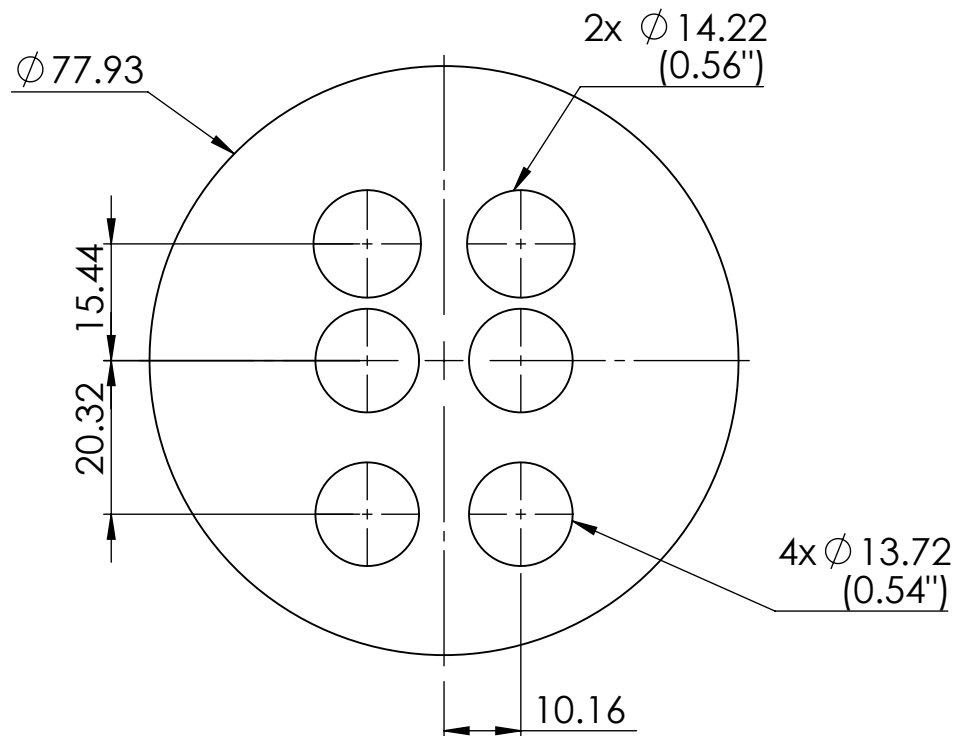
Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte,
Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador



ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 4.1
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 10 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	Carcasa		MATERIAL Acero Inoxidable	A4
				CANTIDAD: 1	




VISTA SUPERIOR

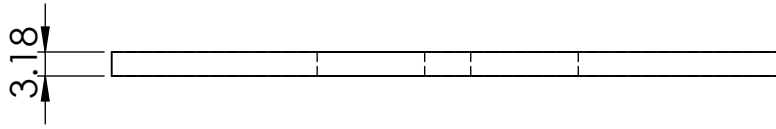


VISTA FRONTAL

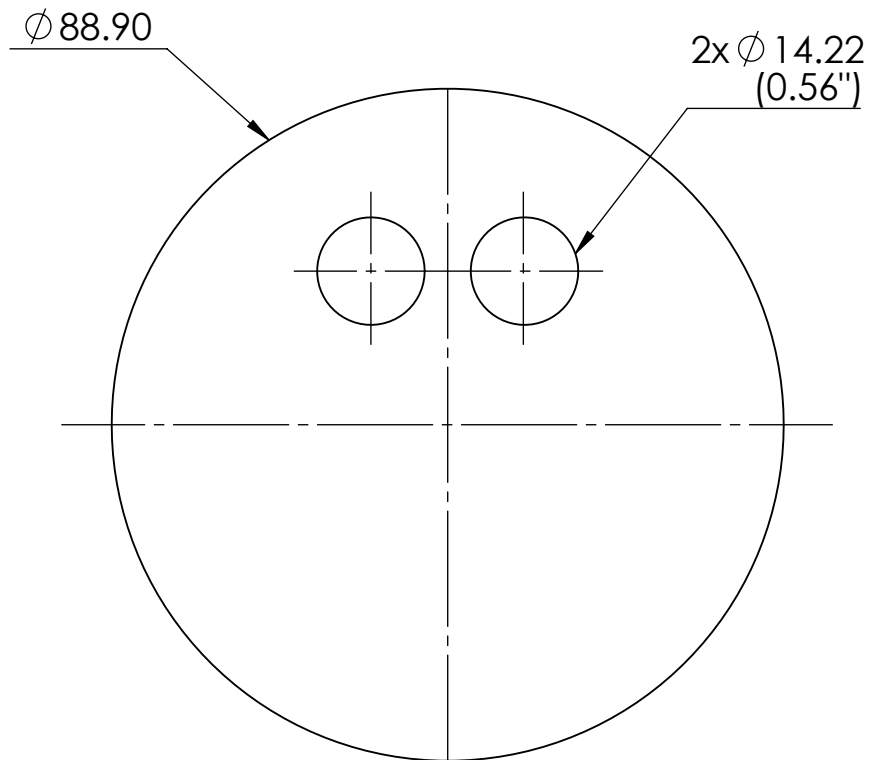


ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.		 <p>UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica</p> <p>Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador</p>	CÓDIGO: 4.2
1:1	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		HOJA 11 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres			
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL Acero Inoxidable	CANTIDAD: 2	A4

Pared Interior




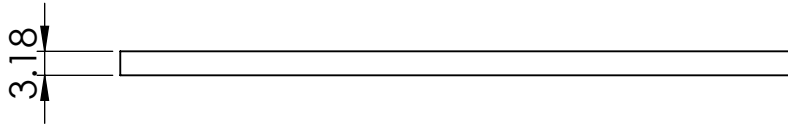
VISTA SUPERIOR



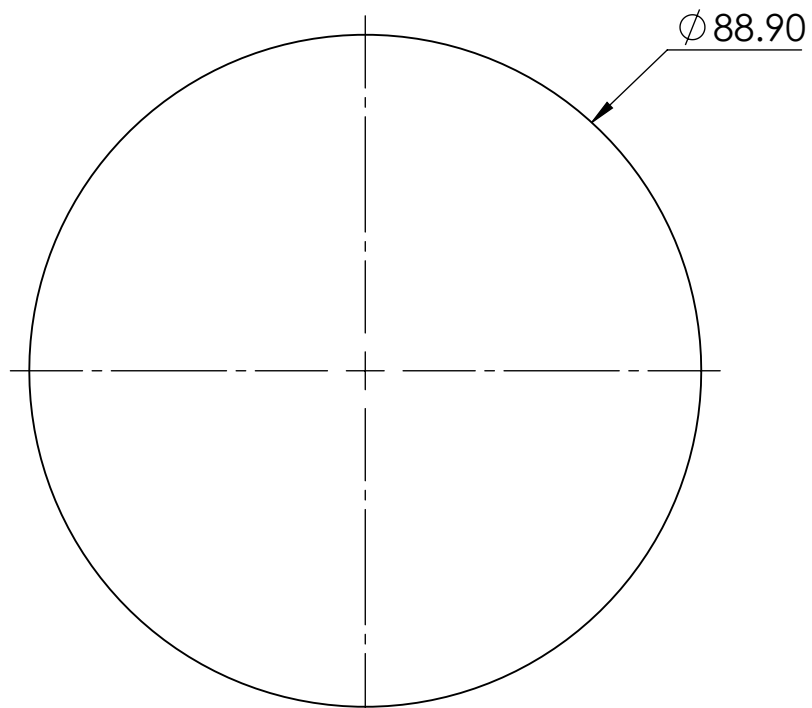
VISTA FRONTAL



ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 4.3
1:1	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 12 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL			
	Cabezal	Acero Inoxidable			
		CANTIDAD: 1			A4




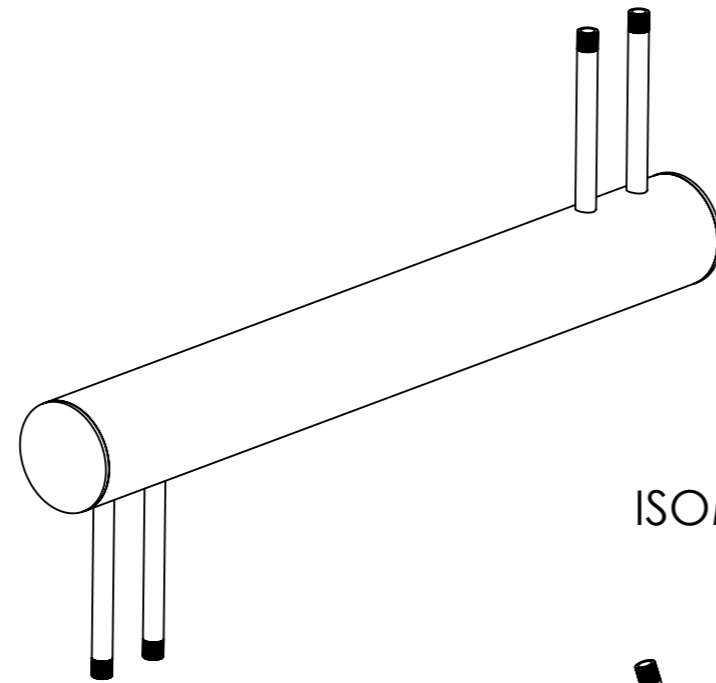
VISTA SUPERIOR



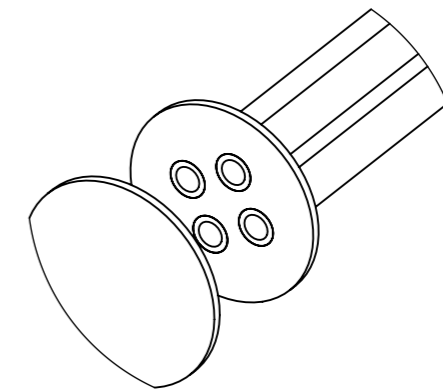
VISTA FRONTAL



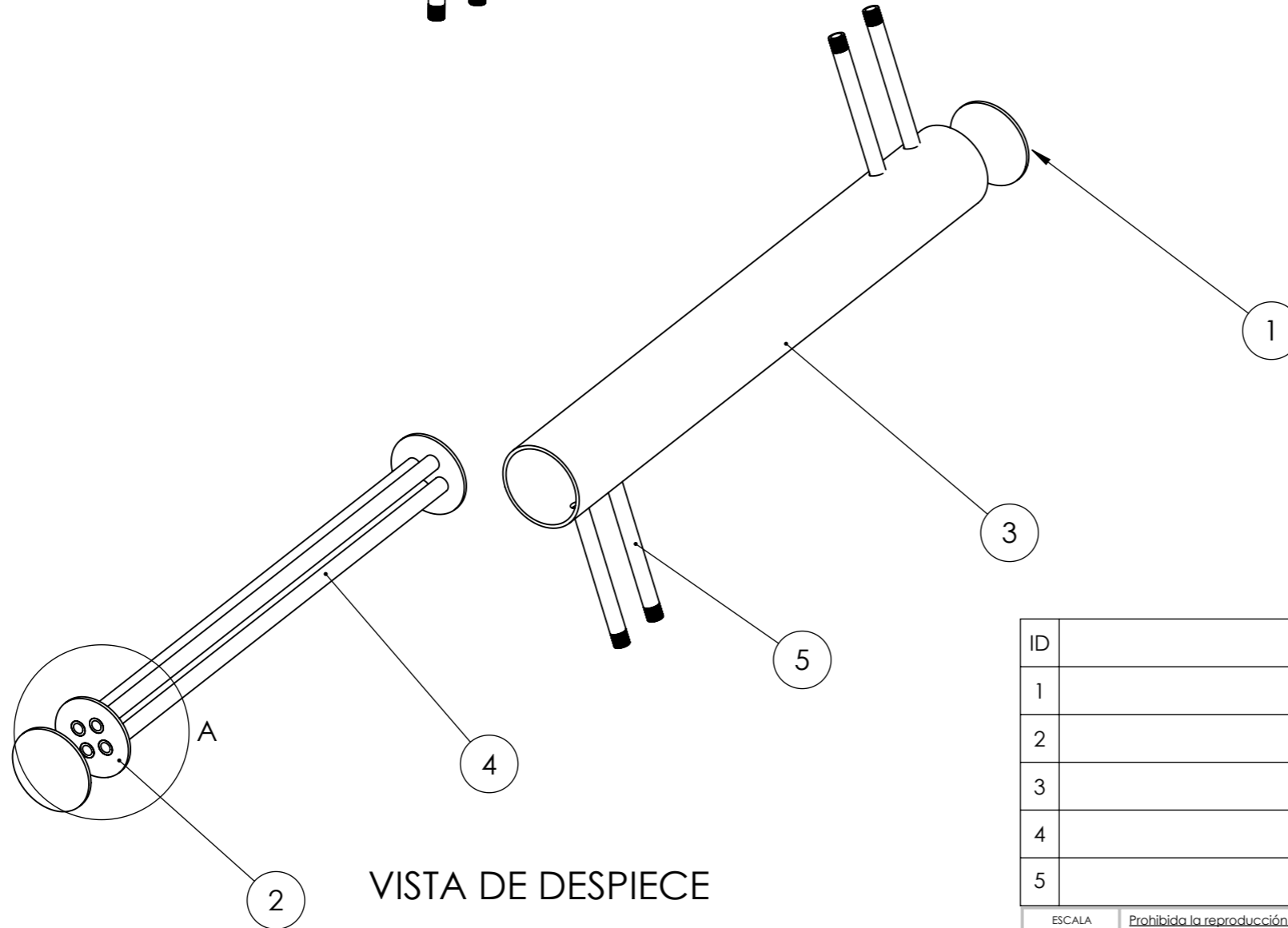
ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO:4.4
1:1	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016			
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL			
	Cabezal	Acero Inoxidable		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 13 / 18
		CANTIDAD: 1			A4



ISOMÉTRICO



DETALLE A
ESCALA 2 : 5

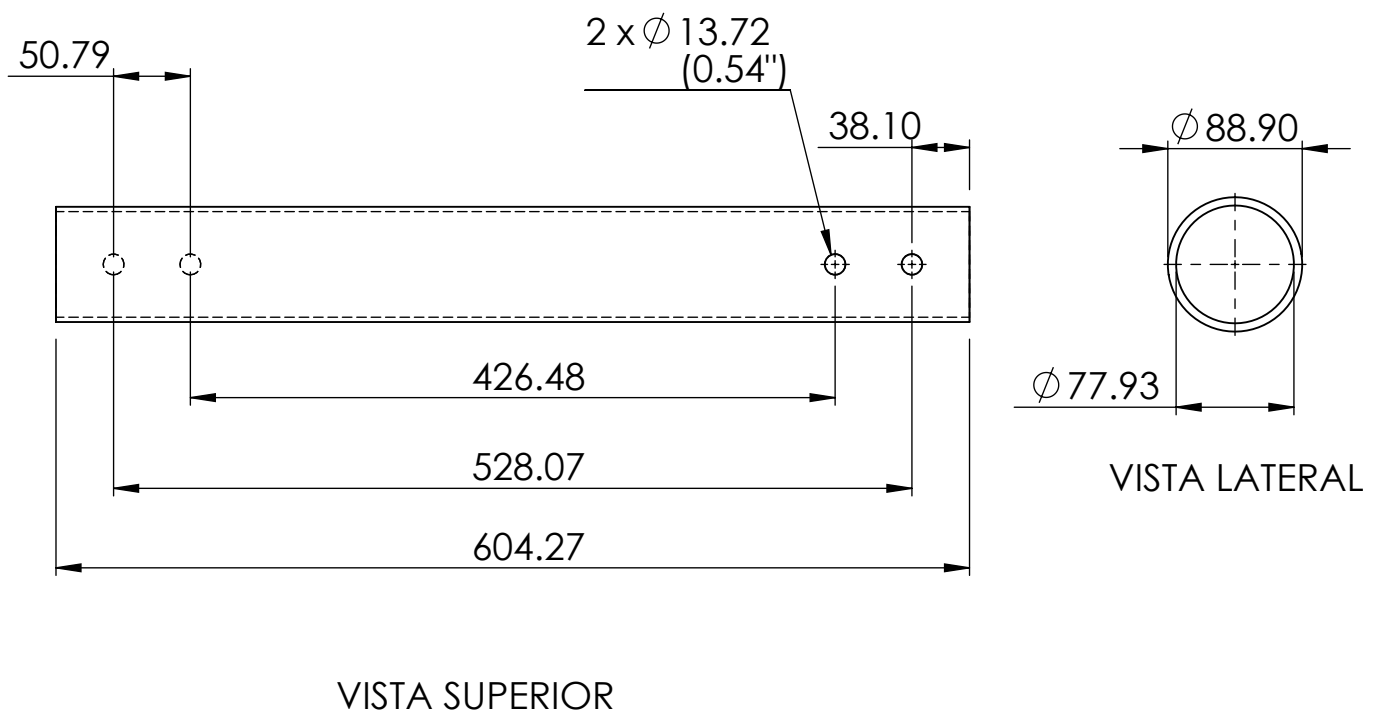



VISTA DE DESPIECE

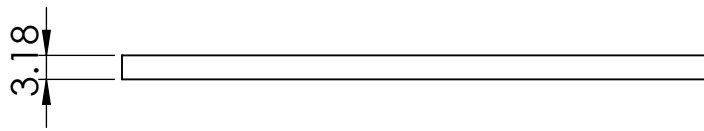
ID	DESCRIPCION	CANT	MATERIAL
1	Cabezal	2	AISI 316L Acero inoxidable
2	Pared interior	2	AISI 316L Acero inoxidable
3	Carcasa	1	AISI 316L Acero inoxidable
4	Tubo 1/4"x 500mm	4	AISI 316L Acero inoxidable
5	Niple de 1/4"x5"	4	AISI 316L Acero inoxidable

ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.		CÓDIGO: 5
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica
	REVISÓ: Ing. Gustavo Salomón Torres		
	TRABAJO DE GRADUACIÓN DE INGENIERÍA Diseño y construcción de banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y bromuro de litio		HOJA 14 / 18
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE Intercambiador de Calor	MATERIAL	Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador
		CANTIDAD: 1	A3

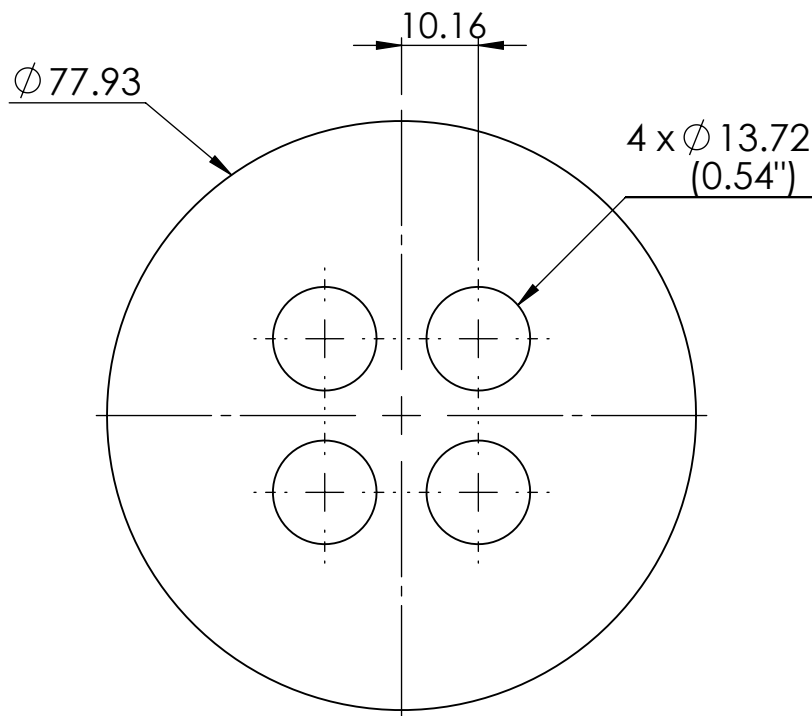




ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 5.1
1:5	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 15 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	Carcasa	MATERIAL Acero Inoxidable	CANTIDAD: 1	A4




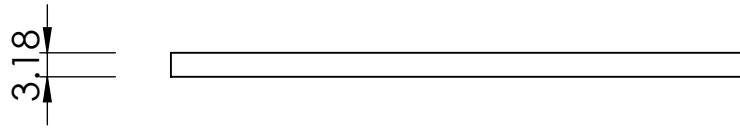
VISTA SUPERIOR



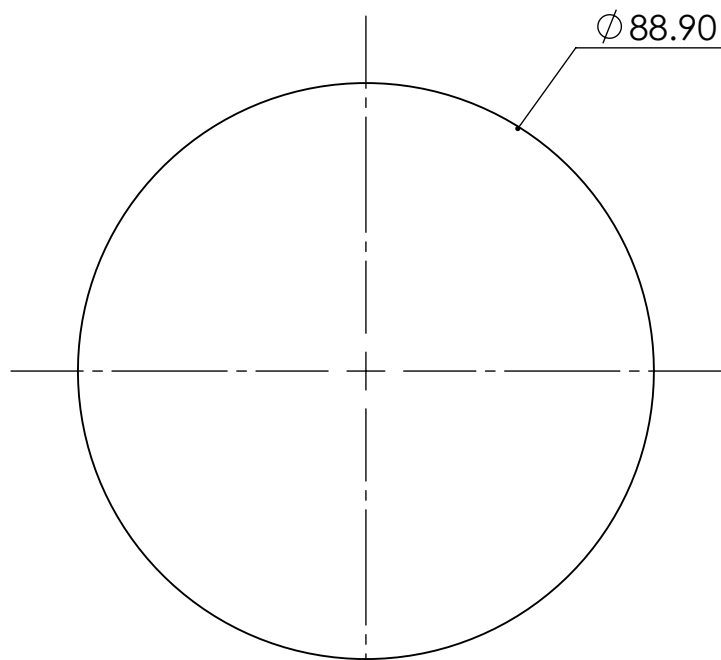
VISTA FRONTAL



ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 5.2
1:1	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 16 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL			
	Pared Interior	Acero Inoxidable			
		CANTIDAD: 2			




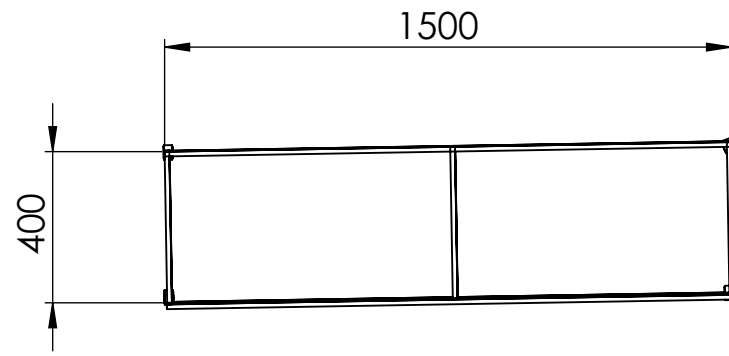
VISTA SUPERIOR



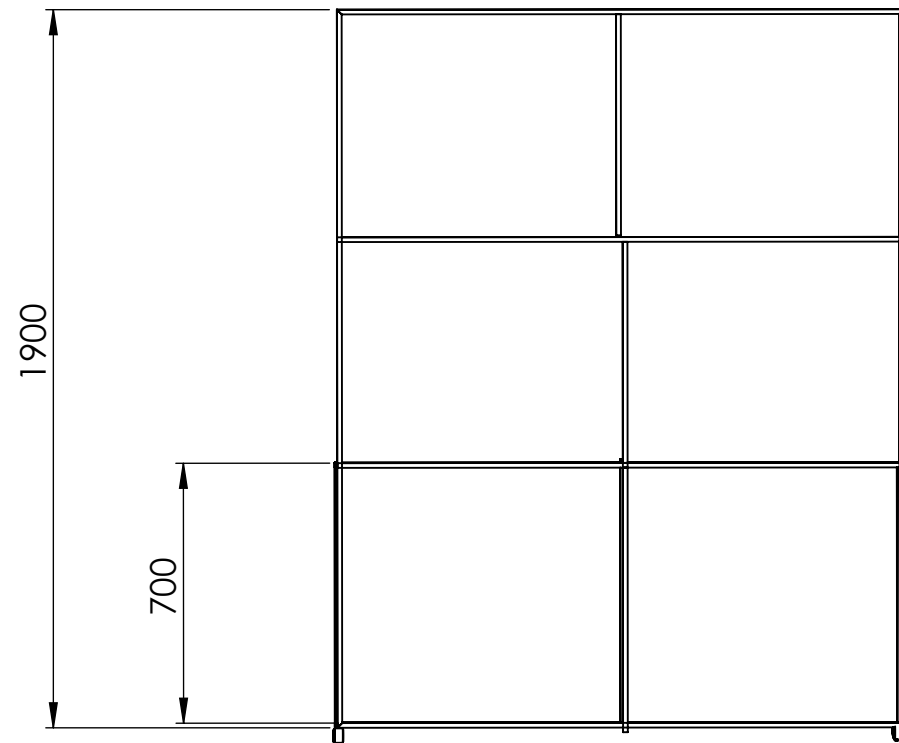
VISTA FRONTAL



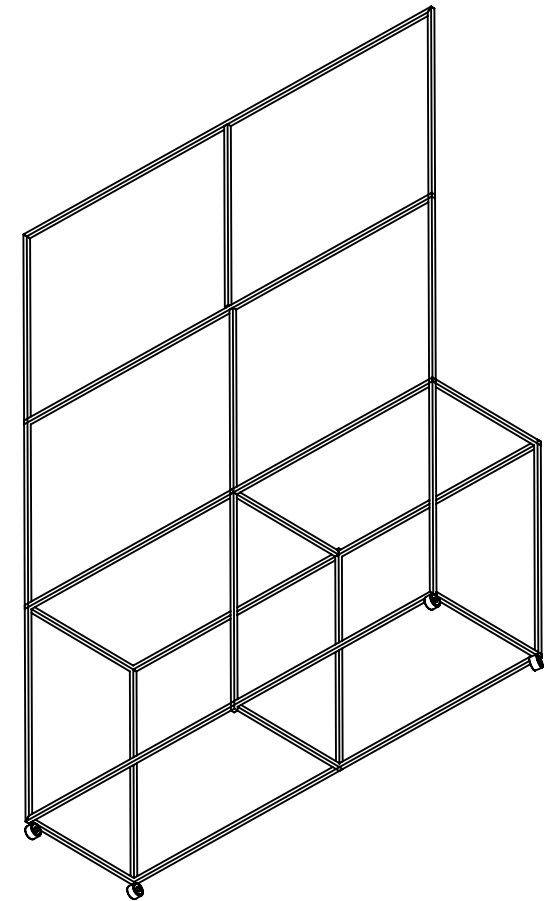
ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.			UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR Facultad de Ingeniería y Arquitectura Escuela de Ingeniería Mecánica	CÓDIGO: 5.3
1:1	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 17 / 18
	REVISAR: Ing. Gustavo Salomón Torres				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	MATERIAL			
	Cabezal	Acero Inoxidable			
		CANTIDAD: 2			



VISTA SUPERIOR



VISTA FRONTAL



ISOMÉTRICO

ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.	
1:20	DISEÑAN: Edgardo Cárcamo, Guillermo Rivas, Milson Valle	25/01/2016
	REVISÓ: Ing. Gustavo Salomón Torres	
	TRABAJO DE GRADUACIÓN DE INGENIERÍA Diseño y construcción de banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y bromuro de litio	
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE Estructura Metálica	MATERIAL AISI 1020 CANTIDAD: 1



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
Escuela de Ingeniería Mecánica

Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte,
Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador

CÓDIGO: 6

HOJA 18 / 18

A3