

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y
FORMALES

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR
ABSORCIÓN APLICADO AL CENTRO DE DISEÑO DE INGENIERÍA
MECÁNICA”**

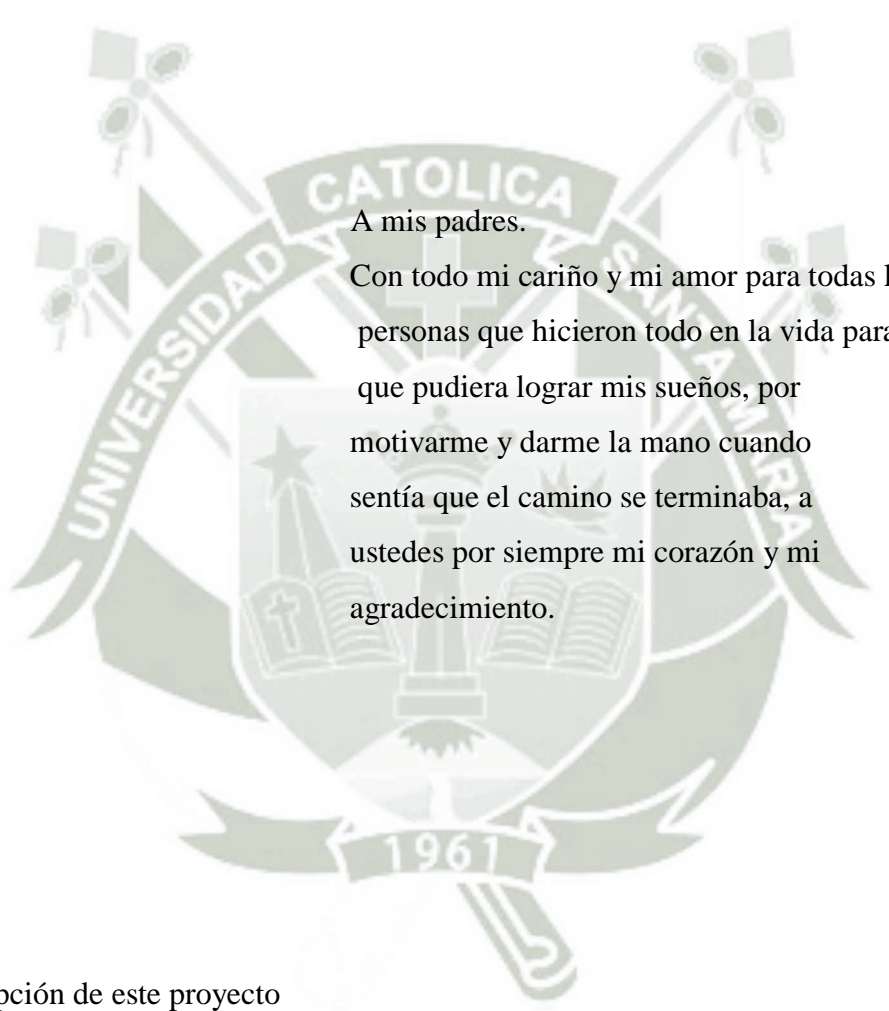
Tesis presentado por el Bachiller
YOVAN CARLOS MAMANI FLORES

Para optar el Título Profesional de:
Ingeniero Mecánico Electricista

Arequipa – Perú
2015

DEDICATORIA

A Dios, por mostrarnos día a día que
con humanidad, paciencia y sabiduría
todo es posible.



A mis padres.

Con todo mi cariño y mi amor para todas las
personas que hicieron todo en la vida para
que pudiera lograr mis sueños, por
motivarme y darme la mano cuando
sentía que el camino se terminaba, a
ustedes por siempre mi corazón y mi
agradecimiento.

La concepción de este proyecto
está dedicada a mis padres, pilares
fundamentales en mi vida. Sin ellos,
jamás hubiese podido conseguir lo
que hasta ahora.

INDICE

DEDICATORIA.....	I
INDICE.....	II
INDICE DE FIGURAS.....	VII
INDICE DE TABLAS	X
RESUMEN.....	XI
ABSTRACT.....	XII

CAPITULO I

INTRODUCCION

1. Introducción.....	1
1.1 Objetivos.....	2
1.1.1 Objetivo General.....	2
1.1.2 Objetivo Específicos.....	2
1.2 Justificación.....	2
1.3 Antecedentes.....	3
1.4 Alcance y limitaciones.....	4

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2. Los sistemas de compresión y de absorción de vapor	6
2.2. El proceso de absorción	11
2.3. El absorbedor y el evaporador	13
2.4. Recuperación del Refrigerante	16
2.5. El generador y el condensador	17
2.6. El cambiador de calor y los circuitos de agua de enfriamiento	18
2.7. Características del absorbedor y el refrigerante: cristalización	20
2.8. Las máquinas de absorción de bromuro de litio, de gran capacidad	21
2.9. Control de la capacidad	26
2.10. La gráfica de equilibrio	27
2.11. Características de una mezcla binaria homogénea	29
2.12. Selección del refrigerante.	31
2.13. sistema propuesto	33

2.14 Intercambiadores De Calor.....	35
2.15 Energía Solar Térmica Y Colectores Solares..	53

CAPÍTULO III INGENIERIA DE PROYECTO

3.1 Diseño Termodinámico	63
3.1.1 Hipótesis y características del diseño termodinámico	63
3.1.2 Hipótesis del modelo termodinámico	63
3.1.3 Caracterización del modelo termodinámico	63
3.1.4 Consideraciones de diseño.....	64
3.1.5 Diseño termodinámico de la unidad generadora.	67
3.1.6 Caracterización del evaporador.....	70
3.1.7 Caracterización del absorbedor.....	71
3.1.8 Caracterización del generador.....	73
3.1.9 Caracterización del condensador.....	74
3.1.10 Caracterización del intercambiador de calor de solución.....	74
3.1.11 Balance energético del ciclo global de refrigeración por absorción.....	75
3.1.13 Resumen de parámetros de diseño.....	78
3.2. Diseño Mecánico	83
3.2.1 Consideraciones de diseño para el dimensionamiento mecánico	83
3.2.2 Descripción del método de diseño.....	86
3.2.3 Diseño del evaporador	89
3.2.4 Diseño del absorbedor	100
3.2.5 Diseño del intercambiador de calor de solución.....	109
3.2.6 Diseño del generador	120
3.2.7 Diseño del condensador.....	127
3.2.8 Resumen de los parámetros de diseño de los intercambiadores de calor	139
3.3 Modelamiento matemático usando Microsoft Excel	145
3.4 Sistema De Aspersores Para El Absorbedor Del Sistema De Refrigeración Por Absorción	148
3.5 Aislamiento Térmico Del Sistema.....	150
3.6 Calculo De Cantidad De Paneles Y Carga Para Aire Acondicionado.....	156

3.7 Calculo de carga térmica del centro de diseño de ingeniería mecánica	160
3.8 Sistema eléctrico del Sistema Por Absorción.....	171

CAPITULO IV COSTOS Y PRESUPUESTOS

4. Presupuesto.....	173
---------------------	-----

CONCLUSIONES.....	177
-------------------	-----

BIBLIOGRAFIA.....	179
-------------------	-----

ANEXO



SIMBOLOGÍA

h_{io} : Coeficiente exterior de transferencia de calor.

h_i : Coeficiente interno de transferencia de calor.

ϕ_b : Factor de corrección asociado a la geometría del haz de tubos.

ΔP_r : Caída de presión en los cabezales.

ΔP_t : Caída de presión en el interior de los tubos.

ΔP_{req} : Área de transferencia de calor requerida.

A'_t : Área de flujo de un tubo.

B_R : Rango de temperaturas de ebullición del fluido.

C_c : Coeficiente de capacidad calorífica del fluido frío.

C_p : Calor específico

COP Coeficiente de performancia.

COP_{HP} : Coeficiente de desempeño de sistemas de refrigeración.

D_o : Diámetro exterior.

D_b : Diámetro del círculo mínimo que contiene a todos los tubos.

D_i : Diámetro interno.

D_s : Diámetro de la carcasa.

E_c : Energía cinética.

E_p : Energía potencial.

f : Factor de fricción.

F_t : Es el factor de corrección de DMLT.

F_b : Factor de corrección por la geometría del haz de tubos.

F_c : Factor de corrección por rango de ebullición.

F_p : Factor de corrección por rango de ebullición.

G_t : Velocidad másica.

h : Entalpía específica.

η_c : Rendimiento del colector solar.

h_{NB} : Coeficiente de transferencia de calor debido al desprendimiento de burbujas.

h_{NB1} : Coeficiente de transferencia de calor para un tubo sumergido en un fluido similar al existente en el ebullidor y sometido a la misma densidad de flujo de calor.

m : Flujo másico.

m_{ref} : Flujo másico del refrigerante puro.

N_u : Número de Nussel

P_r : Número de Prant

Q_{evapo} : Carga térmica del evaporador

q_{1max} : Máxima densidad de flujo de calor para un solo tubo.

q_{bmax} : Máxima densidad de flujo de calor admisible corregida para el haz de tubos.

R y S : Parámetros adimensionales para el cálculo de F_t .

R_o : Resistencia unitaria al ensuciamiento en la parte externa del tubo.

R_d : Factor de suciedad (o resistencia térmica unitaria) del depósito.

R_i : Resistencia unitaria al ensuciamiento en el interior del tubo.

R_k : Resistencia unitaria térmica del tubo, basada en el área externa del tubo.

R_e : Número de Reynold

T_r : Temperatura del refrigerante.

T_s : Temperatura de la solución.

U : Coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador limpio.

U_d : Coeficiente global de transferencia de calor después de que se ha presentado el ensuciamiento.

V : Flujo volumétrico o caudal.

v : Velocidad.

: Valor actual neto.

: Trabajo neto.

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio.

$x_{sol,debil}$: Concentración de la solución débil

$x_{sol,fuerte}$: Concentración de la solución fuerte.

u_s : Viscosidad dinámica.

ρ : Es la densidad del fluido

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Un enfriador de agua, de dos etapas. (<i>The Trane, Co., La Crosse, WI.</i>).....	7
Figura 2.2. Diagrama de Duhringl de las disoluciones LiBr-H ₂ O (McMeely 1979)	8
Figura 2.3. Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H ₂ O	9
Figura 2.4 Desorción y condensación de amoniaco a alta temperatura	11
Figura 2.5 Desorción y condensación de amoniaco a baja temperatura.....	12
Figura 2.7 La bomba del refrigerante y el serpentín de distribución del agua helada, agregados al evaporador	16
Figura 2.8 Disposición del sistema de absorción de bromuro de litio y agua	19
Figura 2.9 Vista de la sección transversal de un enfriador de agua por absorción, de bromuro de litio y agua, del tipo de un solo casco. Se muestran las presiones y temperaturas típicas de operación. (<i>The Trane Co., La Crosse, WI.</i>).....	21
Figura 2.10 Operación y construcción del evaporador.	22
Figura 2.11 Operación y construcción del absorbedor.	23
Figura 2.12 Operación y construcción del concentrador.	25
Figura 2.13 Operación y construcción del condensador.	26
Figura 2.14 Gráfica de equilibrio de la solución de LiBr y agua. Se muestra un ciclo típico de una solución.....	28
Figura 2.15 Variación del volumen y la temperatura en la mezcla de dos líquidos....	30
Figura 2.17 Sistema de refrigeración propuesto. Elaboración propia	34
Figura 2.18 Cambiador de calor de tipo evaporativo	35
Figura 2.19 Representación esquemática de un intercambiador tipo placa.....	36
Figura 2.20 Cambiador de calor enfriado por aire de tiro forzado	36
Figura 2.21 Intercambiador de carcasa y tubos.....	37
Figura 2.22 Designación de intercambiadores de calor según TEMA.....	39
Figura 2.23 (a) Intercambiador de calor simple a contracorriente de un tubo dentro de otro. (b) Intercambiador de calor de carcasa y tubos con deflectores segmentales; con dos pasos por los tubos y uno por la carcasa	40
Figura 2.24 Tres tipos de deflectores utilizados en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos: (a) deflector con orificios; (b) deflector de disco y dona; (c) deflector segmental	41
Figura 2.25 Calentador de gas en flujo transversal que ilustra el flujo transversal de un fluido (gas) mezclado, con el otro sin mezcla	42

Figura 2.27 (a) Distribución de temperaturas en un condensador de recorrido simple,	
(b) Distribución de temperaturas en un evaporador de recorrido simple	49
Figura 2.28 Distribución de temperaturas en un intercambiador de calor de flujo paralelo de recorrido simple	49
Figura 2.29 Distribución de temperatura en un intercambiador de calor en contracorriente de recorrido simple	49
Figura 2.30 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor con un recorrido por la carcasa y dos (o un múltiplo de dos) recorridos por los tubos	51
Figura 2.31 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor con dos recorridos por la carcasa y un múltiplo de dos recorridos por los tubos	51
Figura 2.33 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor de flujo transversal con los dos fluidos sin mezcla y un recorrido por los tubos	52
Figura 2.34 Disposición de tubos de vacío	56
Figura 2.35 Disposición de tubos de vacío y efecto termosifón	56
Figura 2.36 Disposición de tubos de vacío	57
Figura 2.37 Disposición de tubos de vacío perpendiculares al sol	57
Figura 2.38 Ciudad de Arequipa	58
Figura 2.39 Irradiación global en el plano horizontal en Arequipa	58
Figura 2.40 Promedio de energía solar incidente	60
Figura 2.41 Arequipa la máxima irradiación promedio registrada	61
Figura 2.42 El clima en Arequipa	62
Figura 3.1 Diagrama de bloques del sistema de refrigeración por absorción	64
Figura 3.2 Representación esquemática del evaporador del sistema de refrigeración por absorción	70
Figura 3.3 Representación esquemática del absorbedor del sistema de refrigeración por absorción	71
Figura 3.4 Densidad específica de las soluciones acuosas de bromuro de litio. (<i>Capítulo 29 de ASHRAE 2009, figura 1</i>)	72
Figura 3.5 Representación esquemática del generador del sistema de refrigeración por absorción	73
Figura 3.6 Representación esquemática del condensador del sistema de refrigeración	

por absorción	74
Figura 3.7 Representación esquemática del intercambiador de calor de solución del sistema de refrigeración por absorción	74
Figura 3.8 Diagrama del diseño térmico	80
Figura 3.9 Diagrama de Equilibrio del diseño térmico	80
Figura 3.10 Evaporador o generador de vapor tipo Kettle	89
Figura 3.11 Diagrama de propiedades de proceso en el evaporador	90
Figura 3.12 Esquema de la distribución de componentes en el absorbedor	101
Figura 3.13 Distribución de deflectores transversales y longitudinales para un intercambiador de dos pasos por la carcasa	110
Figura 3.14 Diagrama de propiedades de proceso en el intercambiador de calor de solución	110
Figura 3.15 Relación entre los parámetros geométricos para el cálculo del área de flujo en un intercambiador de calor de carcasa y tubos	115
Figura 3.16 Diagrama de propiedades de proceso en el generador	121
Figura 3.17 Geometría básica del condensador	127
Figura 3.18 Diagrama de propiedades de proceso en el condensador	128
Figura 3.19 Diagrama de temperaturas vs Área en un condensador-desobrecalentador a contracorriente pura	129
Figura 3.20 Intercambiadores de calor dimensionados	139
Figura 3.21 Variación de las soluciones frente a la potencia del evaporador	145
Figura 3.22 Rango en el que se puede trabajar que esta entre el 50% y 70%	146
Figura 3.23 Variación de las potencias de los intercambiadores frente al flujo de agua a Refrigerar	147
Figura 3.24 Variación de la potencia del evaporador en función de la temperatura al generador.	147
Figura 3.25 Variación de la potencia del evaporador en función de la temperatura al generador	148
Figura 3.26 Tuberías que requieren aislamiento	151
Figura 3.27 Esquema del sistema de refrigeración por absorción	155
Figura 3.28 Fotografía de la terma solar	156
Figura 3.29 Temperatura del tanque de almacenamiento (°C) en función del tiempo (horas del día)	158
Figura 3.30 Ambientes dentro del Centro de diseño de Ingeniería mecánica.	161

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Comparación entre los sistemas refrigerantes por compresión de vapor (SCV) y los sistemas por absorción de vapor (SAV).....	4
Tabla 2.1 Coeficientes globales de transferencia de calor para varias aplicaciones (W/m ² K)	45
Tabla 2.2 Factores de suciedad típicos	47
Tabla 2.3 horas promedio de sol.....	50
Tabla 3.1 Resumen de la condiciones de operación del sistemas de refrigeración por absorción.....	78
Tabla 3.2 Resumen de datos del evaporador	140
Tabla 3.3 Resumen de datos del absorbedor	141
Tabla 3.4 Resumen de datos del intercambiador de calor de solución.....	142
Tabla 3.5 Resumen de datos del generador	143
Tabla 3.6 Resumen de datos del condensador	144
Tabla 3.7 Espesor mínimo de aislamiento para tuberías que transportan fluidos calientes	152
Tabla 3.8 Espesor mínimo de aislamiento para tuberías que transportan fluidos fríos.....	152
Tabla 3.9 Grosor aproximado del aislante	153
Tabla 3.10 Espesor del aislamiento térmico en el sistema de absorción	153
Tabla 3.11 Elastomrto datos técnicos.....	154
Tabla 3.12 Datos técnicos del tubo de vacío	157

RESUMEN

La energía solar tiene un enorme potencial, aun poco explotado para energizar ciclos de refrigeración. El presente trabajo de investigación fue desarrollado con la finalidad de proponer un mejor confort al estudiante, el cual se le está aplicando al centro de investigación de ingeniería mecánica de la Universidad Católica de Santa María de Arequipa.

Con la información que se recolecto de diversas fuentes que comprende: Formatos de investigación, libros, páginas web, registros de aplicaciones de este tipo de sistema, se propuso un dimensionamiento de los componentes como son los intercambiadores de carcasa y tubos del sistema de aire acondicionado para este propósito. Se utilizó el bromuro de litio como absorbente y el agua como refrigerante, los materiales elegidos son de fácil adquisición en el mercado

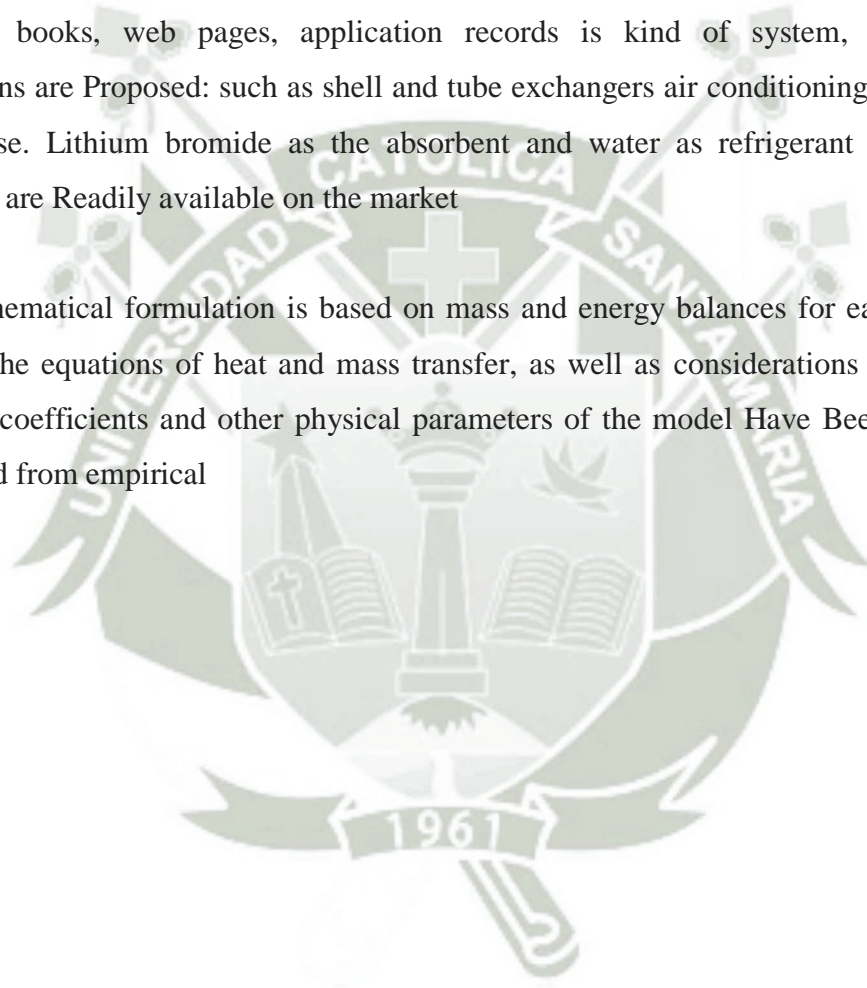
La formulación matemática se basa en los balances de materia y energía para cada volumen de control, las ecuaciones de transferencia de calor y masa, así como consideraciones de equilibrio. Los coeficientes de transferencia y otros parámetros físicos del modelo han sido tomados por estimados a partir de correlaciones empíricas de la bibliografía. Gracias a que el bromuro de litio presenta un punto de ebullición bastante mayor que el del agua para las mismas condiciones de presión, la mezcla puede ser separada fácilmente.

ABSTRACT

Solar energy has Enormous potential, still untapped to energize Both cooling cycles. This research was developed With The aim of proposing a better comfort the student, Which is esta Applying investiagacion center of mechanical engineering from the Catholic Universidad Santa Maria de Arequipa

With the information from various sources was Collected Comprising: Formats research, books, web pages, application records is kind of system, component dimensions are Proposed: such as shell and tube exchangers air conditioning system for th purpose. Lithium bromide as the absorbent and water as refrigerant utiliso, the materials are Readily available on the market

The mathematical formulation is based on mass and energy balances for each volume control, the equations of heat and mass transfer, as well as considerations of balance. Transfer coefficients and other physical parameters of the model Have Been taken by Estimated from empirical



CAPITULO I

MARCO TEORICO

1. INTRODUCCION:

Con el aprovechando de la radiación solar y al hacer uso de estos sistemas en el aire acondicionado se estará tratando de minimizar el consumo de corriente eléctrica, minimizando el uso de refrigerantes que hacen que se destruya la capa de ozono, generación del calentamiento global.

La absorción es el proceso mediante el cual un gas (solute) se disuelve en un líquido (absorbente o disolvente), dando como resultado una mezcla líquida de ambas sustancias. En este sistema son necesarias dos sustancias para su funcionamiento, el refrigerante y el absorbente; al igual que el caso por compresión, el sistema está dividido en dos zonas, una de alta y otra de baja presión. La zona de baja presión consta del *evaporador*, donde el refrigerante pasa de ser líquido a ser vapor, tomando calor de la *cámara refrigerante*.

El *absorbedor* contiene una mezcla débil en refrigerante (mayor porcentaje de absorbente), aquí el refrigerante proveniente del evaporador que es absorbido. El vapor del refrigerante fluye hacia el absorbedor, debido a que la presión de vapor de la mezcla es menor que la presión de vapor del refrigerante en el evaporador. Como ya se mencionó, este efecto de “succión”, provocado por la mezcla refrigerante-absorbente, es lo que mantiene baja la presión y la temperatura en el evaporador, estas condiciones dependen de las propiedades químicas del absorbente y de la mezcla de éste con el refrigerante.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos Generales:

Diseñar un sistema de aire acondicionado por absorción usando bromuro de litio (absorbedor) y el agua (refrigerante) con el fin de aprovechar la energía solar térmica.

1.1.2 Objetivos específicos:

- Determinar y caracterizar las variables y parámetros de diseño.
- Efectuar el diseño termodinámico del sistema de refrigeración por absorción y la correcta caracterización del ciclo.
- Realizar el diseño mecánico de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración por absorción y la integración de los mismos.
- Elaborar planos técnicos que muestren el detalle de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración por absorción.

1.2 JUSTIFICACIÓN:

Hay varios tipos de sistemas de refrigeración, como el sistema mecánico que es el más ampliamente usado en la industria donde tiene que haber un suministro de energía eléctrica para su funcionamiento, también existe sistemas de refrigeración magnéticos su funcionamiento se basa en el magnetismo, el cual se magnetiza y se desmagnetiza un metal y Termoeléctrico es un componente electrónico basado en semiconductores que funciona como una pequeña bomba de calor (efecto Peltier), aplicándole una tensión eléctrica baja, de corriente directa (c.d.), una cara del módulo será enfriada mientras que la otra será calentada simultáneamente. Estos dos últimos sistemas manejan bajas potencias y luego tenemos el sistema por absorción su funcionamiento es parecido al sistema mecánico la diferencia es que en vez de usar energía eléctrica para su

funcionamiento usa fluidos calientes, por esta razón se tomó la decisión optar por este sistema de absorción para aprovechar la energía solar.

Arequipa es una zona que dispone de un gran potencial de energía solar técnicamente aprovechable. La región de Arequipa es una de las zonas del país con mayor irradiación solar lo que se hace que se pueda aprovechar para aplicaciones de energía solar térmica.

La radiación solar global que se registra en la ciudad de la Arequipa es entre 850 a 950 W/M², este índice es considerado como una de las más altas de Sudamérica, debido a su cercanía a la zona de influencia del desierto de Atacama.

Donde no solamente se puede aprovechar la energía solar sino también energía residuales de los procesos industriales, gases de alta temperatura ,cogeneración , o uso de calderos de biomasa .Para dar solución a esta situación y poder implementar este sistema se acude a la aplicación de técnicas especializadas de refrigeración, como es la refrigeración por absorción en donde cualquier fuente de calor puede ser utilizada para hacer funcionar el sistema, de este modo el suministro de energía podría ser de origen renovable permitiendo así solucionar los problemas técnicos y económicos .

De este modo se estarían aplicando simultáneamente técnicas de mejora en la eficiencia energética y uso de fuentes renovables de energía, que a su vez tiene un gran impacto en aspectos económicos, sociales y ambientales en nuestro país.

1.3 ANTECEDENTES:

Joseph Priestley había descubierto en 1774 el amoníaco y también había observado la gran afinidad de este nuevo gas por el agua. Esta propiedad condujo a Ferdinand Philippe Edouard Carré (Moislains 1824 – Poncet 1900) 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*. Esta máquina obtuvo el premio de la exposición universal de Londres de 1862 y en 1875 el buque *Paraguay*, equipado con ella, transportó por primera vez carne congelada de Buenos Aires.

En 1922, dos estudiantes suizos, Platen y Munters diseñaron un sistema por absorción sin bomba. En 1911, *General Electric* fabricó el primer refrigerador mecánico doméstico y en 1931, la compañía *Electrolux* construyó el primer refrigerador por absorción doméstico basado en el sistema de Platen y Munters.

La refrigeración es un proceso que se ha vuelto común en nuestra vida diaria, ha evolucionado a lo largo de los años, tanto en su comprensión como en la fabricación de los dispositivos que la hacen posible y las diversas sustancias que son utilizadas como refrigerantes. Dado que la mayoría de los refrigerantes son sustancias producidas artificialmente suelen ser agentes de contaminación.

TABLA 1. Comparación entre los sistemas refrigerantes por compresión de vapor (SCV) y los sistemas por absorción de vapor (SAV).

SCV	SAV
Se alimentan con trabajo	Se alimentan con calor
COP alto (~3), pero sensible a las temperaturas del evaporador	COP bajo (~1.4), poco sensible a las temperaturas del evaporador
El COP se reduce en las zonas de recarga	COP no se ve afectado con las recargas
Se debe evitar tener líquido a la salida del evaporador ya que puede dañar el compresor	No hay problema si no se evapora todo el líquido
COP sensible al sobrecalentamiento en el evaporador	El sobrecalentamiento del evaporador no es importante
El motor del compresor requiere mantenimiento constante	Requieren poco mantenimiento
Económicos cuando hay electricidad disponible	Económicos cuando hay calor residual.

El desarrollo de los FC's trajo consigo mejoras en la eficiencia de los sistemas de refrigeración e implementó su uso en la mayoría de los refrigeradores, lamentablemente se descubrió que su liberación al ambiente provoca daños a la capa de ozono y contribuye al efecto invernadero, razón por la cual tuvieron que implementarse normas que regularan e incluso prohibieran su uso.

1.4 ALCANCE Y LIMITACIONES:

Alcances:

- Se diseñará un sistema de refrigeración por absorción que permita disminuir la influencia de los cambios climáticos aprovechando la energía solar en Arequipa y en otras ciudades con estas características, como también aprovechar las energías sobrantes de las empresas en los procesos industriales aumentando la eficiencia de esta.

Limitaciones

- Falta de estudios previos en el área de aplicación y la disponibilidad de información acerca del tema, se presentan como las principales limitantes del proyecto.
- Otra limitación con este tipo de sistema de refrigeración es que no se pudo llegar a temperaturas inferiores a cero grados centígrados por ser esta su temperatura de congelación del agua.

CAPITULO II

REFRIGERACION POR ABSORCION

2. LOS SISTEMAS DE COMPRESIÓN Y DE ABSORCIÓN DE VAPOR

Entre los sistemas de compresión de vapor y los sistemas de absorción existen tanto semejanzas como diferencias. La refrigeración útil se logra de la misma manera en ambos sistemas. Esto es, por la evaporación de un líquido en un evaporador, utilizando el calor latente de vaporización para obtener un efecto de enfriamiento. Ambos sistemas utilizan, asimismo un condensador para remover calor del vapor refrigerante a una alta presión, y regresarlo a su estado líquido original. Ambos utilizan un dispositivo de control de flujo o de expansión.

Los sistemas difieren, sin embargo, en cuanto a los medios utilizados para recuperar el refrigerante evaporado y aumentar su presión. En primer lugar, las formas de energía utilizadas para operar el sistema, son diferentes. En el sistema de compresión de vapor se utiliza la energía mecánica para accionar el compresor, la operación del compresor mantiene la baja presión del evaporador y eleva asimismo la presión en el condensador. En el sistema de absorción se utiliza la energía calorífica, para elevar la presión del refrigerante; la baja presión del evaporador se mantiene, mediante el uso de otra sustancia llamada Absorbente. Dos componentes, el absorbedor y el generador, realizan una función semejante a la del compresor, en el sistema de absorción se utilizan a menudo componentes auxiliares como las bombas, cuyas funciones se explicarán más adelante.

Una razón por la cual el sistema de absorción es popular y versátil, estriba en que opera directamente con la energía calorífica. En cualquier lugar en donde se disponga de vapor residual, agua caliente o gases de combustión, se toma en consideración con

especial interés, a la refrigeración por absorción. Aunque en la actualidad con el creciente interés en las técnicas relacionadas a las energías de origen renovable la fuente de calor para esta técnica de refrigeración, puede ser obtenida directamente de energía solar térmica.

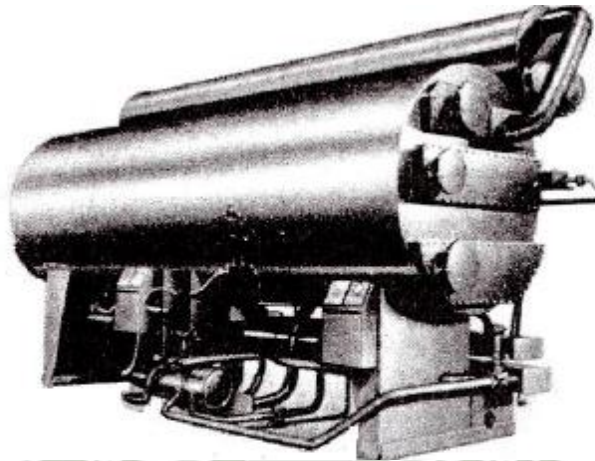


Figura 2.1. Un enfriador de agua, de dos etapas. (*The Trane, Co., La Crosse, WI*).

2.1 FLUIDOS DE TRABAJO

Los dos pares refrigerante/absorbente más empleados en las máquinas de absorción son $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$; el primero de ellos, en aplicaciones preferentemente de refrigeración, y el segundo, en climatización.

Las disoluciones de bromuro de litio en agua son conocidas desde las primeras décadas del siglo XX. No serían introducidas en el mercado del aire acondicionado por absorción hasta la década de los 50. En esta década se estudió su estabilidad térmica y su aplicación a máquinas de simple efecto. Se ha elegido el par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ porque presenta varias ventajas frente al $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ como:

- EL NH_3 por su carácter tóxico necesita utilizar sistemas indirectos.
- El ciclo de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ tiene un coeficiente de operación mayor que el de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (Eber, 1967).

- No necesita torre de destilación (el LiBr no se evapora en las condiciones de trabajo por su elevado punto de fusión y ebullición).

El diagrama PTX (McNeely, 1979), también llamado *diagrama de Dühring*, representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante para la disolución de LiBr/H₂O. Se denomina así porque ha sido diseñado utilizando la llamada *regla de Dühring*, la cual dice que si el punto de ebullición de una disolución lo representamos frente al punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta. Este es el diagrama recomendado por ASHRAE.

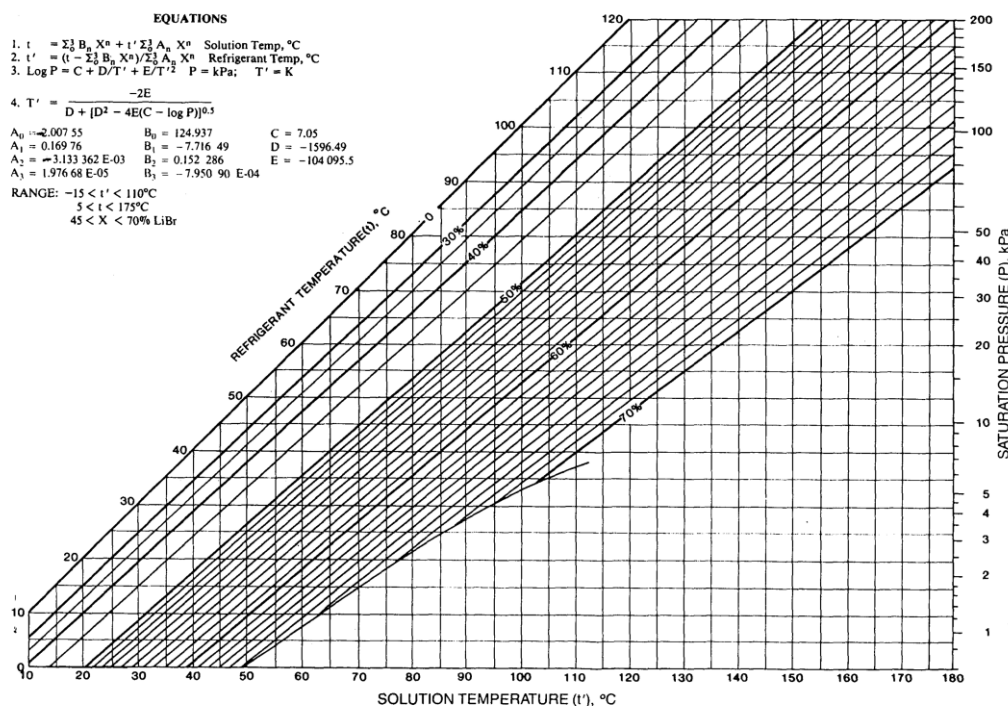


Figura 2.2. Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H₂O (McMeely 1979)

En la figura 2.3 se muestra el *diagrama de Merkel* (McNeely, 1979), que permite calcular la entalpía de la disolución en función de la concentración y de la temperatura

de la misma. Para construir dicho diagrama es necesario conocer el calor de licuación del vapor de agua, así como los calores de dilución y formación de la disolución, además del calor específico en función de la temperatura.

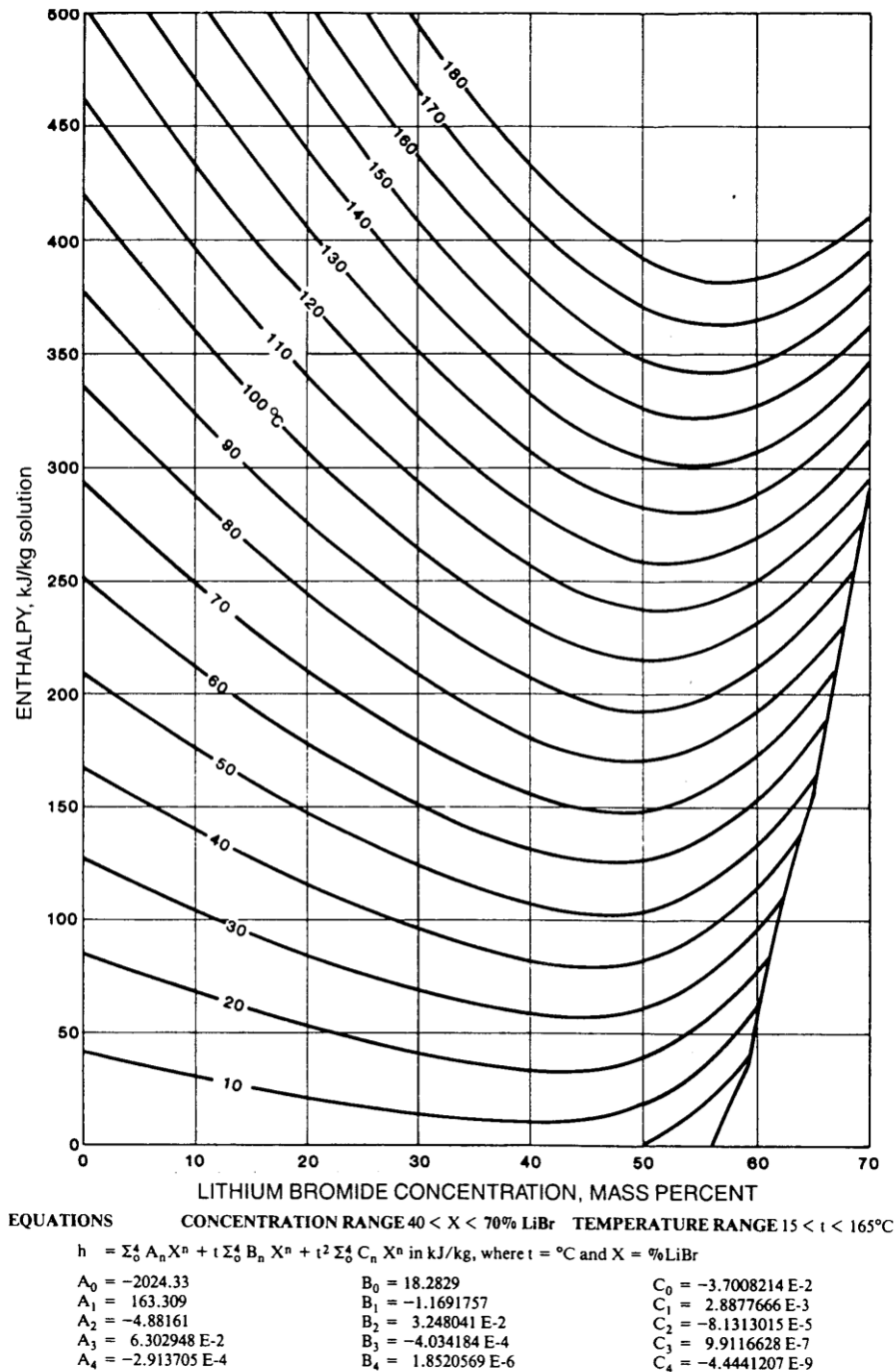


Figura 2.3. Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H₂O

2.1.1 El refrigerante

El agua es el líquido con 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. Por esta razón las máquinas de absorción de LiBr/H₂O trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0°C , entre 4 y 10°C .

2.1.2. El absorbente

El absorbente en la disolución es el bromuro de litio, es una sal de color blanco con gran afinidad por el agua. El punto de fusión del LiBr se encuentra en 535°C y el punto de ebullición del orden de 2200°C , siendo su presión de vapor extremadamente baja. Es miscible con el agua hasta concentraciones elevadas (75%) y se diluye con gran facilidad.

2.13 Inconvenientes de la disolución de LiBr/agua

La curva que aparece a la derecha en el diagrama PTX es el límite de cristalización (figura 2.2), si se supera esta línea se formarán cristales en la disolución.

Esta zona está comprendida entre el 65 y 70% de concentración de bromuro de litio y para temperaturas comprendidas entre 48 y 105°C . La máquina se diseña para trabajar fuera de esta zona para evitar la formación de cristales en la disolución.

Estas disoluciones son muy corrosivas en presencia de oxígeno, esta corrosión se atenúa durante las condiciones normales de funcionamiento 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.

2.2. EL PROCESO DE ABSORCIÓN

Es importante comprender el proceso de absorción y algunos de los términos que se relacionan con el mismo, ya que son esenciales para la comprensión del sistema que se va a discutir.

El término "absorción" se refiere a los procesos físicos y químicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos, gases y sólidos ó líquidos y sólidos, e incorporarse el fluido a la otra sustancia, pudiéndose separar el fluido mediante el proceso inverso y llegar a la condición inicial.



Figura 2.4 Desorción y condensación de amoníaco a alta temperatura

Faraday de sus experiencias en el laboratorio, conocía que el cloruro de plata tiene la capacidad especial de absorber al amoníaco gaseoso. Expuso cierta cantidad de cloruro de plata pulverizado al amoníaco gaseoso hasta que hubo absorbido todo el que podía retener. El polvo cargado de amoníaco se colocó posteriormente en un tubo de ensayo sellado con forma de V invertida, cuando se aplicó calor a la mezcla, se presentó el desprendimiento de vapor de amoníaco. El vapor de amoníaco se enfrió sumergiendo el otro extremo del tubo en un recipiente con agua fría. El agua sirvió como agente de

remoción de calor del amoníaco gaseoso, conforme el vapor de amoníaco entró en el extremo frío del tubo de ensayo, se formaron gotas de amoníaco líquido, según muestra la Figura 2.4

Esta fue la primera vez que el amoníaco había cambiado del estado gaseoso al líquido; las características del líquido producido comenzaron a ser estudiadas por Faraday. Una vez que eliminó la aplicación de calor y el agua de enfriamiento, sucedió algo curioso casi inmediatamente después, el amoníaco líquido comenzó a burbujear, regresando de nuevo al estado de vapor, el cual fue absorbido nuevamente por el polvo de cloruro de plata, como muestra la Figura 2.5.

Cuando Faraday tocó el extremo del tubo de ensayo que contenía amoníaco líquido, encontró que estaba bastante frío. Sin embargo, aún más sorprendente fue el hecho de que se había producido la ebullición del líquido, aún sin la presencia de fuente alguna de suministro visible de calor.

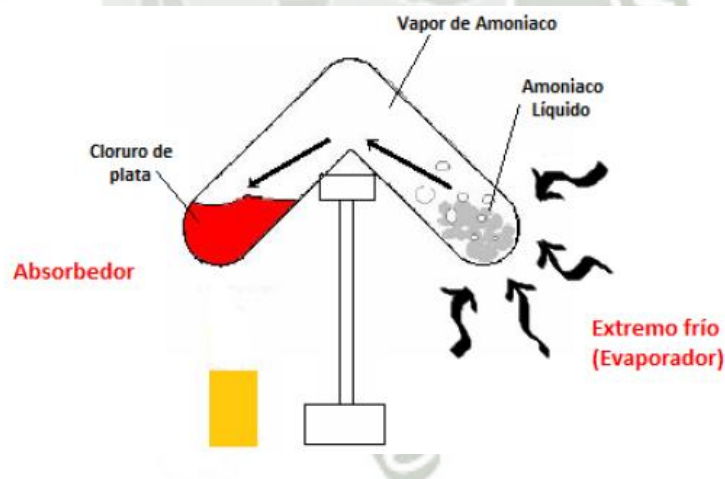


Figura 2.5 Desorción y condensación de amoníaco a baja temperatura

Cada vez que Faraday repitió el proceso, observó el mismo cambio, lo novedoso consistió en el hecho de que fuera posible lograr temperaturas bajas en el laboratorio cualquier número de veces, sin que se alteraran los ingredientes en el tubo de ensayo.

En la actualidad el absorbente es un líquido, y la otra sustancia que sirve como el refrigerante del sistema, se encuentra en un estado gaseoso (de vapor), cuando es absorbida. Dos pares de sustancias se utilizan con buen éxito en los sistemas de absorción un par está compuesto de agua y amoníaco. El agua es el absorbente, y el amoníaco el refrigerante, el otro par es el bromuro de litio (cuyo símbolo químico es LiBr) y el agua. En este caso, el bromuro de litio es el absorbente y el agua es el refrigerante se observará que en uno de los casos el agua es el absorbente, y en el otro es el refrigerante.

En los sistemas de refrigeración, la mezcla de las dos sustancias normalmente se encuentra en estado líquido, cuando la proporción del absorbente en la mezcla es elevada y la proporción del refrigerante es baja, a la solución se le llama solución concentrada ó fuerte; y cuando la proporción del absorbente es baja y la del refrigerante es elevada, se le llama solución diluida ó débil. La concentración se expresa por lo general como el porcentaje en peso del absorbente, una solución más concentrada puede absorber una mayor cantidad de refrigerante, con mayor rapidez. Una solución puede absorber sólo una cantidad máxima de refrigerante; cuando se diluye demasiado, ya no es capaz de absorber más refrigerante.

Para iniciar la explicación del sistema de refrigeración por absorción, se utilizará el ciclo de bromuro de litio y agua.

2.3. EL ABSORBEDOR Y EL EVAPORADOR

Como ya es bien sabido 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 (hierve) 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 de compresión de vapor, la baja presión en el evaporador se mantiene mediante la acción de succión del bombeo del compresor, como se observa en la figura 2.6 (a), la cual remueve el refrigerante tan pronto como se evapora, evitando así que se eleve la presión. Se escogen refrigerantes adecuados, cuyas características de presión y temperatura correspondan al funcionamiento del compresor y demás componentes.

Si se ha de utilizar el agua como refrigerante que se evapora a 40°F, la presión debe mantenerse extremadamente baja, a 0.12 PSI . La figura 2.6 (b) muestra en forma esquemática, cómo se utiliza el proceso de absorción para mantener esta baja presión.

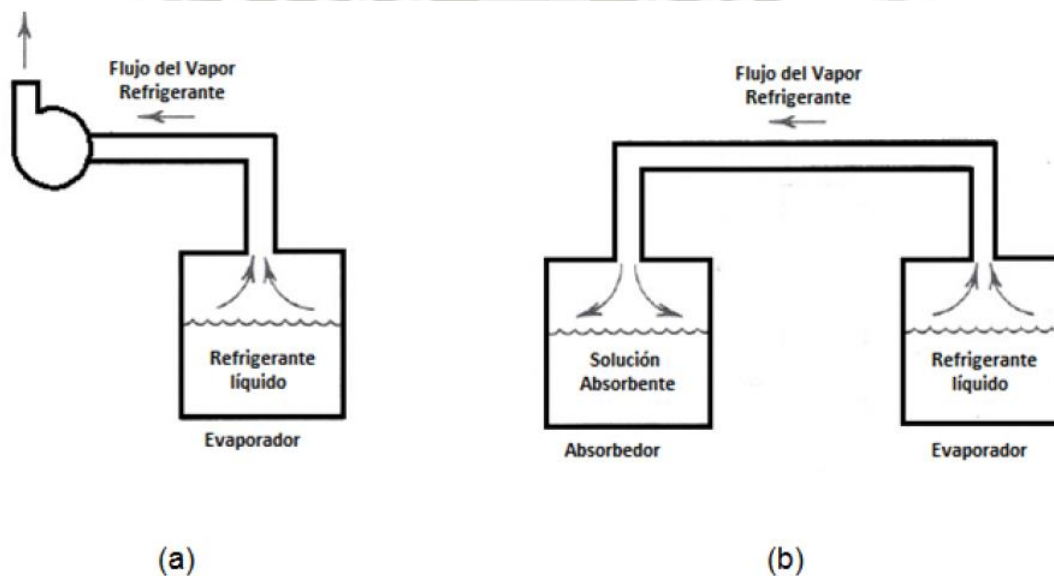


Figura 2.6 Comparación de las maneras de obtener el flujo y la succión de un refrigerante desde el evaporador, en los sistemas de absorción y de compresión de vapor. (a) Obtención del lado de baja en el sistema de compresión de vapor. (b) Obtención del lado de baja en el sistema de absorción.

El evaporador contiene el refrigerante 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 comenzará a vaporizarse súbitamente esto es, hervirá. El efecto refrigerante del calor latente de vaporización enfriará el agua no evaporada, lográndose la refrigeración.

El vapor de agua producido llena el espacio evacuado de ambos recipientes la presión en el evaporador aumenta a medida que se evapora más refrigerante. Consecuentemente, la correspondiente temperatura de evaporación también aumenta y se pierde la refrigeración a una temperatura aceptablemente baja. Sin embargo, esto se evita por la acción del absorbente. El vapor de agua que llena los recipientes hace contacto con la superficie de la solución fuerte absorbente, y ésta 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 éste 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 puesto que el evaporador debe mantenerse a una presión muy baja, el equipo debe estar herméticamente sellado. Esto sería físicamente impráctico si el agua refrigerante se hiciera circular por el exterior entre tuberías y serpentines, hasta llegar a la carga.

Por lo tanto, el refrigerante se utiliza para enfriar el agua que circula a través de un haz de tubos externos hasta el evaporador (figura 2.7). Entonces se hace circular el agua fría hasta la carga. Asimismo, el agua refrigerante se recircula continuamente mediante una bomba del evaporador, a través de un cabezal equipado con boquillas de aspersion, haciéndola pasar por fuera de la tubería de agua fría. El calor procedente del agua del

sistema (a una temperatura ligeramente más alta que el refrigerante) evapora el agua refrigerante esto enfría el agua del sistema.

Una combinación de bomba y boquilla de aspersion, se utiliza, asimismo, para rociar la solución concentrada del absorbedor en el espacio del absorbedor. Esto aumenta el contacto en el área superficial entre la solución y el vapor de agua, aumentando, asimismo la eficacia del proceso de absorción. El sistema que se muestra en la figura 2.6 (b) no puede operar de un modo satisfactorio durante mucho tiempo, debido a que la solución absorbente se diluye más a medida que absorbe el vapor de agua, y pronto se vuelve ineficaz. El régimen de absorción del vapor de agua disminuye, elevando la presión y la temperatura de evaporación hasta un nivel inaceptable. En un cierto punto, la solución cesa por completo de absorber el vapor de agua.

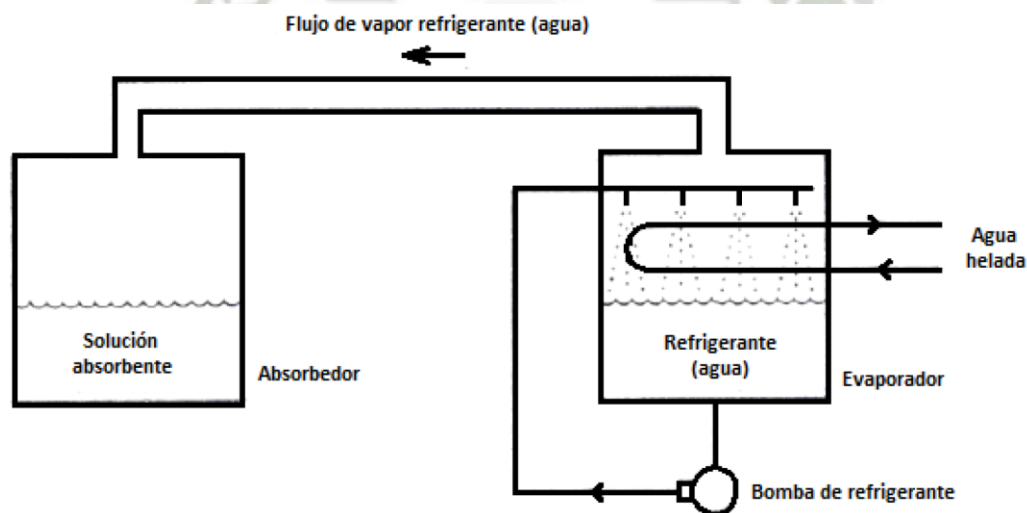


Figura 2.7 La bomba del refrigerante y el serpentín de distribución del agua helada, agregados al evaporador.

2.4. RECUPERACIÓN DEL REFRIGERANTE

Es obvio que se dispone de algunos medios para recuperar el refrigerante, si es que el sistema se va a utilizar más de una vez, se necesitan dos etapas básicas. En primer lugar,

es necesario separar el refrigerante de la solución. Esto se logra calentando la solución débil, hasta alcanzar una temperatura a la cual el agua se separa por ebullición, lo cual se realiza en un componente llamado generador. En segundo lugar, el vapor de agua se debe condensar hasta alcanzar el estado líquido, de manera que esté en condiciones para usarse nuevamente en el evaporador.

2.5. EL GENERADOR Y EL CONDENSADOR

En la figura 2.8 se muestra una disposición práctica utilizada para recuperar el refrigerante, de modo que el sistema pueda operarse continuamente. La solución débil se bombea del absorbedor a un recipiente llamado generador o concentrador. Se aplica calor a la solución, de lo que resulta la ebullición del agua. La solución fuerte, ahora reconcentrada, se retorna al absorbedor para luego rociarse de manera que penetre en el vapor de agua refrigerante de los alrededores, en donde tiene lugar la absorción. La fuente de calor es, con frecuencia, vapor de agua o agua caliente que circula en un serpentín, tal como se muestra en la figura 2.8 La aplicación directa de los gases calientes de la combustión o el agua evaporada por radiación solar puede, asimismo utilizarse, si bien, los aparatos son físicamente diferentes.

El espacio del generador está conectado a un cuarto componente que es el condensador, el vapor de agua llena el espacio en los recipientes, a través de la tubería del condensador se hace circular agua de enfriamiento; la temperatura del agua es más baja que la temperatura de condensación del vapor de agua a la presión de condensación. El vapor de agua, por lo tanto cede su calor de condensación y se condensa como líquido, acumulándose en el fondo del condensador.

El evaporador y el absorbedor se hallan a una presión extremadamente baja, y pueden considerarse como el lado de baja del sistema. La presión desarrollada en el generador y el condensador por el proceso de calentamiento es más elevada; estos dos componentes pueden considerarse el lado de alta del sistema. (Si bien la presión es más elevada en el generador y el condensador, todavía está muy por debajo de la presión atmosférica).

A fin de mantener el diferencial de presión entre el lado de alta y el lado de baja, y de causar un efecto de enfriamiento por vaporización súbita en el refrigerante, se provee un orificio entre el condensador y el evaporador. Esto sirve como un dispositivo de expansión, semejante al que funciona en el sistema de compresión de vapor. Esto completa el ciclo.

2.6. EL CAMBIADOR DE CALOR Y LOS CIRCUITOS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

Un dispositivo que ahorra energía, el cual se incluye en el sistema real, es un cambiador de calor, instalado entre las soluciones débil y fuerte (figura 2.8). La solución fuerte que sale caliente del generador precalienta la solución débil procedente del absorbedor. Esto ahorra parte de la energía necesaria para elevar la temperatura de la solución débil hasta el punto de ebullición, la cual, de otra manera se tomaría de la fuente de calor. El enfriamiento de la solución fuerte en el cambiador de calor, reduce asimismo el enfriamiento necesario en el absorbedor, a fin de reducir la temperatura de la solución, hasta obtener la temperatura apropiada de operación.

Además de ser necesaria el agua de enfriamiento en el condensador, se debe remover calor en el absorbedor. En el absorbedor se libera calor de tres fuentes. Primera: cuando se absorbe vapor refrigerante, éste se transforma en líquido. El calor latente de

condensación causado por este efecto debe removerse. Segunda: el mismo proceso de absorción genera calor debido a efectos químicos, al cual se le llama calor de dilución. Y finalmente, a pesar del cambiador de calor, es necesario remover el calor sensible adicional de la solución fuerte de retorno, para reducir su temperatura, hasta obtener la temperatura apropiada de operación.

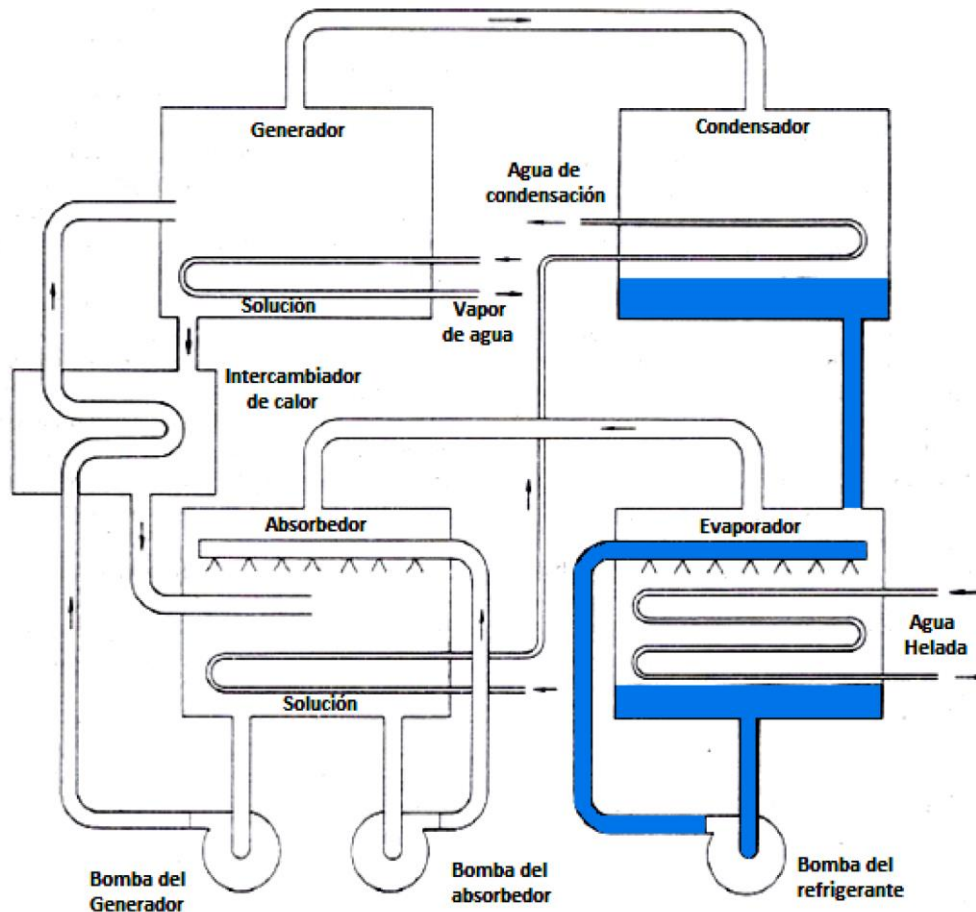


Figura 2.8 Disposición del sistema de absorción de bromuro de litio y agua.

El circuito del agua de enfriamiento por lo general se conecta en serie, y va primero al absorbedor y luego al condensador (figura 2.8). Puede utilizarse cualquier fuente usual de agua de enfriamiento, tal como una torre de enfriamiento. La cantidad total de calor que debe rechazarse del sistema es aproximadamente el doble, que en el caso del sistema de compresión de vapor.

2.7. CARACTERÍSTICAS DEL ABSORBEDOR Y EL REFRIGERANTE: CRISTALIZACIÓN

Tanto el absorbente como el refrigerante deben tener ciertas características deseables. El par constituido por el bromuro de litio y el agua, es del todo satisfactorio en muchos aspectos. Su costo es bajo, es químicamente estable, y no es tóxico, el bromuro de litio absorbe grandes cantidades de agua, por lo tanto sólo se debe bombear una cantidad relativamente pequeña de bromuro de litio entre el absorbedor y el generador. El punto de ebullición del agua es considerablemente más bajo que el del bromuro de litio por lo tanto, es fácil separar uno del otro en el generador.

Las características de presión y temperatura del vapor de agua son tales, que las presiones en los recipientes serán extremadamente bajas; esto no es deseable puesto que el aire se filtrará por cualesquiera juntas deficientemente selladas, esto elevaría la presión, y la temperatura de evaporación resultante sería inaceptable.

En las primeras máquinas de absorción, esto constituía con frecuencia un problema sin embargo, hoy en día, el equipo es muy confiable en cuanto a la manera hermética de sellar. Las aplicaciones del sistema de bromuro de litio y agua se limitan a temperaturas relativamente elevadas, puesto que el refrigerante se congela a 32°F. **Cristalización** la solución de bromuro de litio y agua posee una propiedad que puede causar dificultades. Si se enfría una solución fuerte (concentrada) que se halla a una temperatura elevada, del líquido se precipitan cristales sólidos, a este proceso se le llama cristalización. La mezcla resultante tiene una consistencia semejante a la del lodo, si la cristalización tiene lugar en una máquina de absorción, la refrigeración cesa, puesto que las bombas no pueden operar con una mezcla semejante al lodo. Más adelante se tratan las causas de la cristalización, así como las maneras de evitarla.

2.8. LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN DE BROMURO DE LITIO, DE GRAN CAPACIDAD

El ciclo de absorción del bromuro de litio descrito en las secciones anteriores, en esencia representa la manera en que operan la mayoría de las máquinas de refrigeración por absorción de gran capacidad.

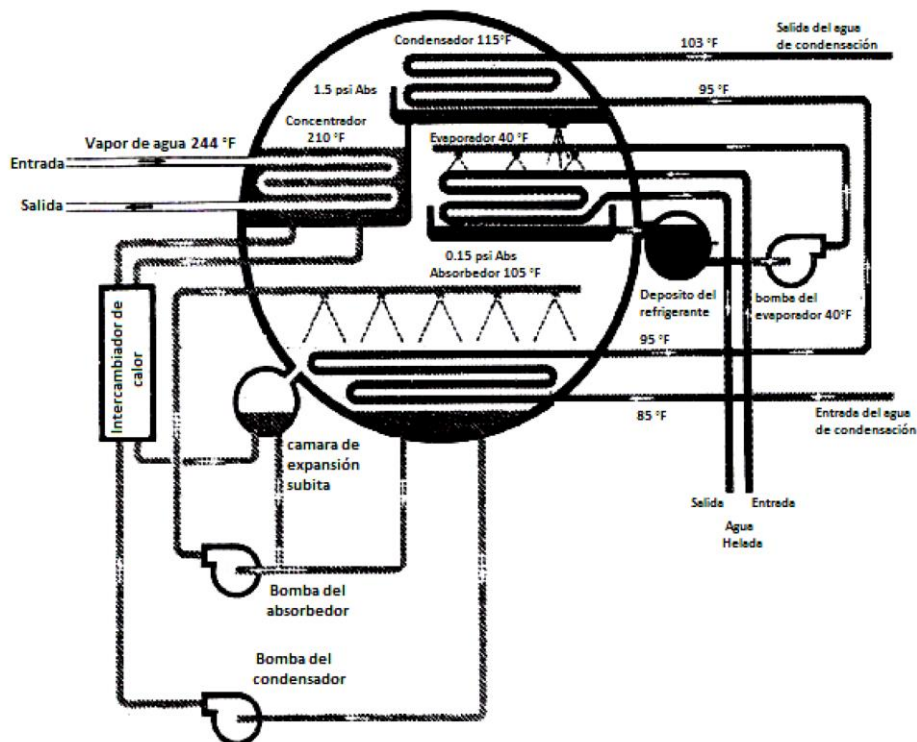


Figura 2.9 Vista de la sección transversal de un enfriador de agua por absorción, de bromuro de litio y agua, del tipo de un solo casco. Se muestran las presiones y temperaturas típicas de operación. (*The Trane Co., La Crosse, WI*)

Estas máquinas se utilizan principalmente para enfriar agua destinada a los sistemas de aire acondicionado, en capacidades que abarcan desde aproximadamente 100 a 1500 toneladas de refrigeración.

La disposición física real del equipo, es del todo diferente de la disposición esquemática que se muestra en la figura 2.9. Los cuatro componentes se combinan por lo general, ya sea en dos o hasta en un solo casco cilíndrico. En la figura 2.9 se muestra la vista de la

sección transversal de una máquina de un solo casco. Este tipo de máquina se usará para describir el ciclo y su operación, así como algunas características físicas del equipo. Las condiciones de la temperatura que se muestran, son típicas.

- **El evaporador.** En la figura 2.10 se muestran vistas de la sección transversal y en corte del evaporador, el refrigerante líquido (agua) fluye desde el condensador, a través de la restricción del orificio, hasta el evaporador. Debido a la caída de presión, tiene lugar un poco de vaporización súbita, y el refrigerante se enfría hasta 40°F , el refrigerante no evaporado cae al recipiente del evaporador. La bomba del evaporador hace circular continuamente esta agua hasta las boquillas de aspersión, que la extiende sobre el haz de tubos de agua fría del sistema, el calor procedente del agua del sistema evapora el refrigerante, y a su vez el agua del sistema se enfría de 54°F a 44°F , en este caso.

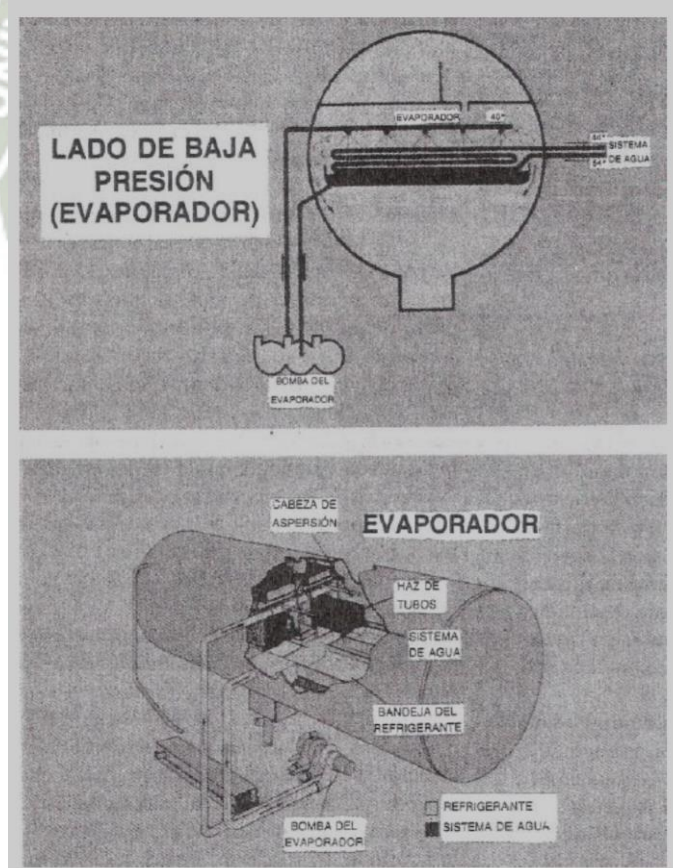


Figura 2.10 Operación y construcción del evaporador. (*The Trane Co., La Crosse, WI*)

- **El absorbedor.** En la figura 2.11 se muestra la vista de la sección transversal y en corte de los componentes del absorbedor. Una solución de concentración intermedia se rocía en el espacio del absorbedor, por medio de la bomba del absorbedor., la solución absorbe el vapor del agua refrigerante circundante, el cual llena el espacio abierto del evaporador y la parte de absorción del casco. Se mantiene así la baja presión requerida (0.25 in Hg). Debido a la existencia de un pequeño gradiente de presión, el vapor refrigerante fluye continuamente hacia el absorbedor.

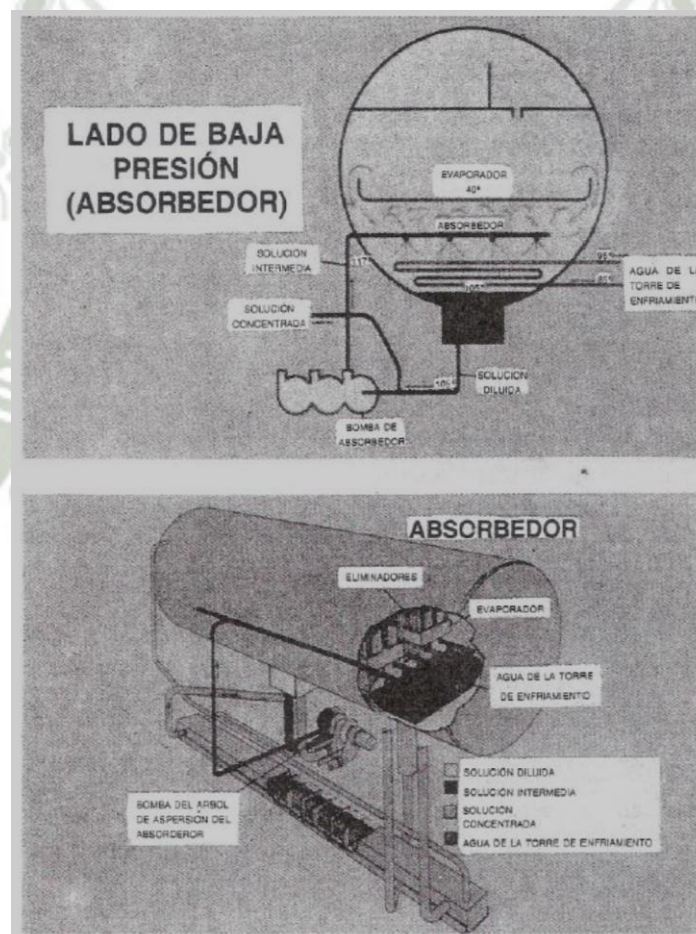


Figura 2.11 Operación y construcción del absorbedor. (*The Trane Co., La Crosse, WI*)

La solución diluida (débil) se recoge en un colector ubicado en el fondo del casco, la solución débil se mezcla en la succión de la bomba del absorbedor con la solución

fuerte que regresa del generador, para formar la solución intermedia.

Hay dos motivos por los que se utiliza una solución de concentración intermedia en el absorbedor, la solución fuerte puede cristalizarse a las temperaturas a que se enfría. Asimismo, la cantidad de solución fuerte, no sería suficiente para humedecer por completo el haz de tubos de agua de enfriamiento.

En el absorbedor se genera calor, de la condensación del refrigerante absorbido, del calor de dilución, y del calor sensible de la solución fuerte. Este calor se remueve mediante el agua de enfriamiento que circula, a través de un haz de tubos, la temperatura del absorbedor se mantiene a 105°F. El agua de enfriamiento se calienta de 85 a 95°F.

- **El generador** (concentrador). En la figura 2.12 se muestran vistas de la sección transversal y en corte de los componentes del generador. La solución débil procedente del absorbedor se bombea hasta el generador mediante la bomba de la solución. Una fuente de calor, en este caso un serpentín de vapor, calienta la solución hasta alcanzar la temperatura a la cual el agua se evapora (210°F), dejando una solución fuerte. Mediante un cambiador de calor, la solución débil se precalienta (de 105 a 175°F) aprovechando la solución de retorno, la cual a su vez se enfría hasta llegar a 135°F. La solución fuerte se mezcla con la solución débil en la succión de la bomba del absorbedor.
- **El condensador.** En la figura 2.13 se muestran vistas de la sección transversal y en corte del condensador. El vapor de agua del refrigerante, procedente del generador, pasa al condensador. El haz de tubos del agua de enfriamiento en el condensador elimina el sobrecalentamiento del refrigerante, y luego lo condensa.

El refrigerante se acumula en el depósito del condensador, y fluye a través del orificio hasta el evaporador, experimentando vaporización súbita y enfriándose por sí mismo, conforme disminuye la presión. El circuito de agua de enfriamiento está conectado en serie desde el absorbedor. El agua entra a 95°F y sale a 103°F, y enseguida se envía a la torre de enfriamiento para que se enfríe nuevamente.

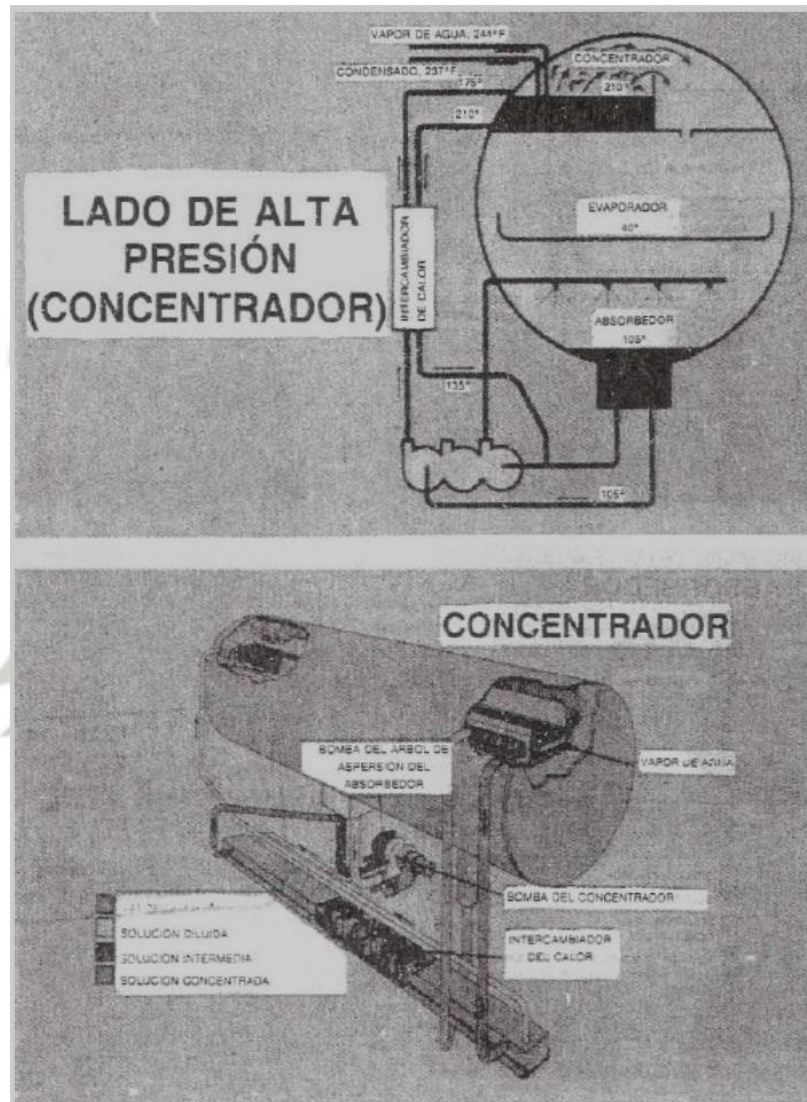


Figura 2.12 Operación y construcción del concentrador. (*The Trane Co., La Crosse, WI*)

2.9. CONTROL DE LA CAPACIDAD

El control de la capacidad de los enfriadores de absorción de bromuro de litio y agua se logra variando la concentración de la solución en el absorbedor. si se reduce la

concentración, la solución tiene menos afinidad para absorber el vapor de agua. Esto eleva la presión y la temperatura en el evaporador. Por lo tanto, la diferencia de temperatura entre el agua enfriada en el sistema y el refrigerante disminuye, y disminuye también la capacidad de enfriamiento.

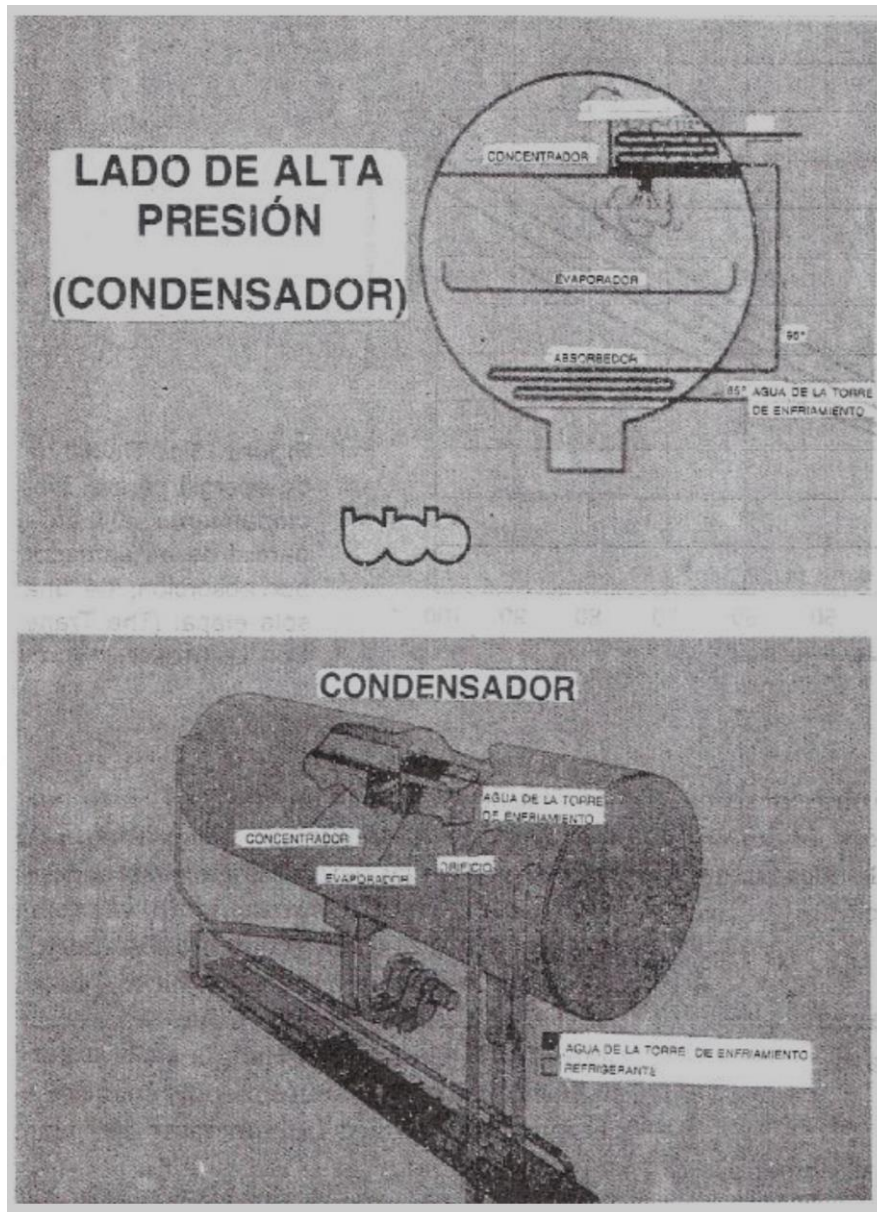


Figura 2.13 Operación y construcción del condensador. (*The Trane Co., La Crosse, WI*)

Las máquinas modernas de absorción utilizan un control de estrangulación de la fuente de calor para regular la capacidad de refrigeración. La válvula de estrangulación de dos vías situada en la línea de suministro del vapor o del agua caliente, se controla mediante

la temperatura del agua fría que sale del sistema. Cuando la carga de refrigeración disminuye, cae la temperatura del agua, esto estrangula la válvula de control y de esta manera se suministra menos calor al generador. Se evapora menos refrigerante, y la solución de retorno resulta menos concentrada, esto reduce la concentración de la solución que se bombea al absorbedor, y la capacidad de enfriamiento disminuye, como se acaba de explicar.

2.10. LA GRÁFICA DE EQUILIBRIO

Las propiedades físicas de las soluciones de absorbente y refrigerante, pueden mostrarse gráficamente en una gráfica de equilibrio. En la figura 2.14 se muestra una de estas gráficas, la correspondiente al bromuro de litio y agua. La gráfica de equilibrio es útil para entender cómo funciona el ciclo, y para comprobar si son satisfactorias las condiciones de operación. También es útil para verificar si puede tener lugar la cristalización.

La línea de cristalización es la línea con inclinación acentuada a la derecha del diagrama, e indica las condiciones restrictivas bajo las cuales tiene lugar la cristalización. A la izquierda de esta línea, toda la solución permanece en estado líquido. Si su condición cambia hasta un punto a la derecha de la línea, tendrá lugar la precipitación como sólido de un poco de bromuro de litio, fuera de la solución.

En la figura 2.14 se muestra el ciclo de la solución correspondiente a una combinación de condiciones típicas, mediante las líneas 1-2-3-4-5-6-1. Esto muestra los cambios en la temperatura y concentración de la solución conforme circula entre el absorbedor y el generador.

La línea 1-2 es el aumento de la temperatura en el cambiador de calor, y la línea 2-3 es

el aumento adicional del calor sensible en el generador (sin cambio alguno en la concentración). El punto 3 está determinado por las condiciones del condensador, en este ejemplo se supone que el agua de enfriamiento da por resultado que el refrigerante se condense a 112°F. La presión de saturación correspondiente es de 70 mm Hg abs. (6.0 in Hg). Ésta es la presión en el condensador y en el generador.

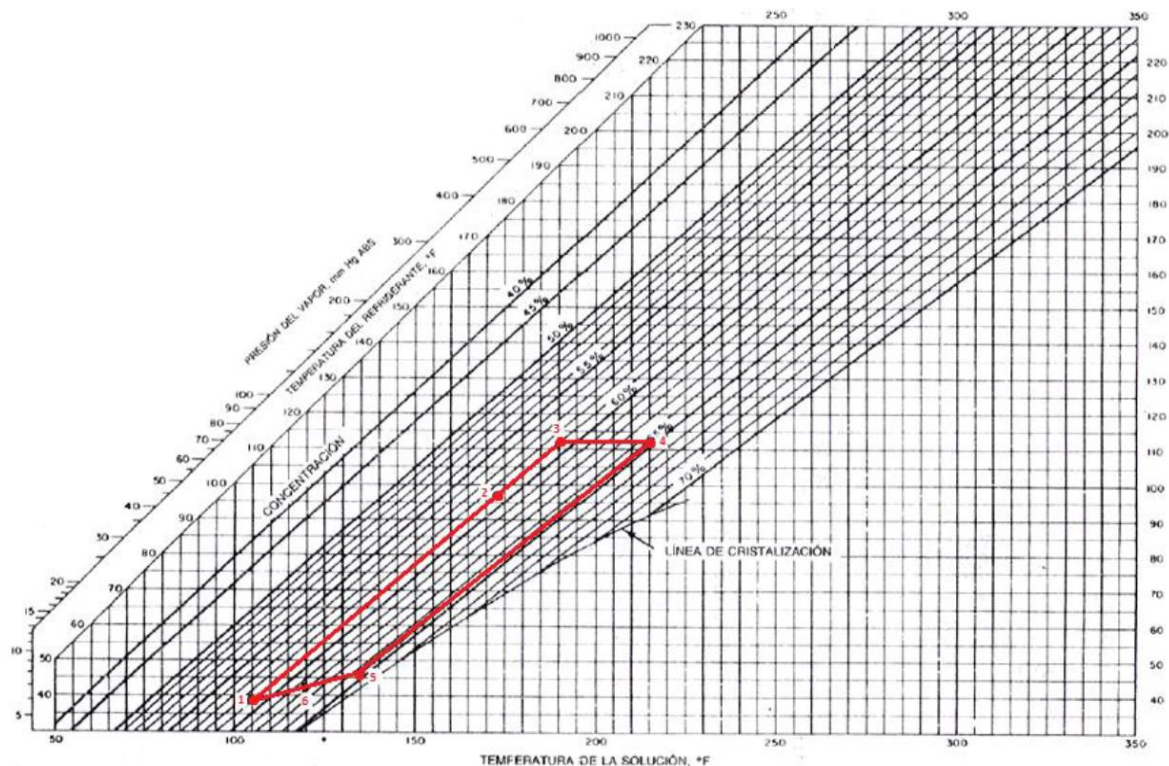


Figura 2.14 Gráfica de equilibrio de la solución de LiBr y agua. Se muestra un ciclo típico de una solución.

La línea 3 - 4 representa el aumento de la concentración en el generador a medida que el refrigerante se evapora. Respecto del ejemplo que se muestra, la solución se calienta hasta 215°F y a una fuerte concentración de un 64 por ciento. La línea 4 - 5 representa el enfriamiento de la solución fuerte en el cambiador de calor, hasta 135°F. La línea 5-6 representa la mezcla de las soluciones fuerte y débil, para componer la solución intermedia a un 62 por ciento. La solución intermedia se bombea hacia adentro del absorbedor. La línea 6-1 representa la dilución de la solución a medida que absorbe el

vapor de agua refrigerante.

2.11. CARACTERÍSTICAS DE UNA MEZCLA BINARIA HOMOGÉNEA

En general, pueden mezclarse sustancias para formar mezclas heterogéneas u homogéneas en fases sólidas, líquidas o de vapor. Algunas mezclas son miscibles en ciertas condiciones pero en otras no lo son., la miscibilidad es afectada por la temperatura y la presión. Una mezcla es miscible a una temperatura y presión dada, si en todo un intervalo arbitrario de valores de concentración se forma una mezcla homogénea; una no miscible es heterogénea.

El estado termodinámico de una mezcla saturada no puede determinarse sólo con la presión o temperatura, como puede hacerse con una sustancia pura. Para el tratamiento general de las mezclas binarias considérese la composición cuantitativa en función de la concentración “x”, que es la masa de un constituyente arbitrario dividida por la masa de la mezcla; el conocimiento de cualesquier par de valores p , T , x , de posibilita establecer el estado termodinámico de la mezcla. Para estados no saturados de la mezcla se requiere conocer las tres variables.

Las mezclas binarias convenientes para los sistemas de absorción deben ser completamente solubles en las fases líquida y de vapor, en los rangos de operación de temperatura y presión, puede haber un intervalo de valores de concentración donde pueda existir una mezcla heterogénea, en los cuales obviamente no se operará al sistema.

Ocurren dos fenómenos importantes al mezclar dos líquidos, que son el cambio de volumen y de temperatura de los constituyentes durante y al final de la mezcla. La Figura 2.15 (a) muestra un recipiente dividido que contiene X kg del líquido A y $(1-X)$

del líquido B . Cada líquido está a la misma temperatura. El volumen por Kg de constituyentes es:

$$v_1 = xv_A + (1 - x)v_B \quad (2.1)$$

Supóngase que la pared divisoria se retira y que los dos líquidos se mezclan completamente. Es común observar que v_2 es diferente de v_1 . Si el experimento se repite con diferentes líquidos y concentraciones, resulta que en algunos casos habrá disminución del volumen y en otros aumentará. Hallándose que no hay una regla definida y será necesario buscar el resultado por experimentación. Otra observación importante en el experimento de la Figura 2.15 es que, en general, T_2 es distinta de T_1 .

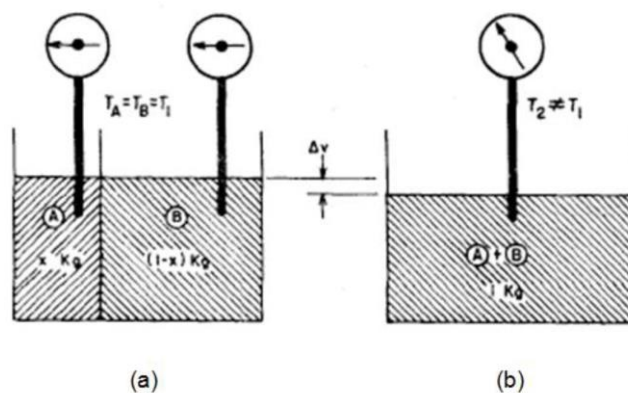


Figura 2.15 Variación del volumen y la temperatura en la mezcla de dos líquidos.

En algunos casos habrá calentamiento y en otros una disminución de la temperatura. Este efecto puede expresarse a partir del calor de disolución ΔH . En el experimento podría cuantificarse el calor que se debe quitar o suministrar para mantener la temperatura constante. Si la mezcla se efectúa a presión constante, ΔH_x estará relacionado estrictamente con la entalpía de la mezcla. Para los componentes originales, se tiene:

$$h_1 = xh_A + (1 - x)h_B \quad (2.2)$$

y después de la mezcla,

$$h_2 = h_1 + \Delta H_x = xh_A + (1 - x)h_B + \Delta H_x \quad (2.3)$$

La ecuación 2.2 permite el cálculo de la entalpía específica en kJ/Kg de mezcla para una solución de concentración, presión y temperatura conocidas, si se conocen las entalpías de los componentes puros y el calor de disolución isotérmico.

2.12. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE

En cada uno de los diferentes métodos de producción de frío existen para determinadas condiciones de funcionamiento uno o varios refrigerantes apropiados, que garantizan un óptimo de eficiencia y seguridad, en relación con sus propiedades químicas y físicas, existiendo ciertas condiciones mínimas y propiedades que deben satisfacer, tales como:

✓ **Comportamiento indiferente frente a los materiales utilizados.**

El refrigerante no debe combinarse o reaccionar con los materiales utilizados para la construcción de la máquina frigorífica.

✓ **Estabilidad química.**

El refrigerante no debe de sufrir ningún tipo de transformación química, dentro del dominio de temperaturas y presiones de operación.

✓ **Ausencia de toxicidad.**

Es importante que el refrigerante no tenga efectos nocivos sobre la salud, ni sobre el medio (*No todos los refrigerantes satisfacen esta condición*).

✓ **No debe ser explosivo ni inflamable.**

Por motivos de seguridad se exige que el refrigerante esté operando fuera de los dominios de peligrosidad, en lo referente a los riesgos de explosión e

inflamabilidad.

✓ **Fácil detección de fugas.**

Por aspectos de seguridad, operación y economía, es necesario que la circulación del refrigerante se realice en conductos herméticos y que las fugas en caso de ocurrir deben ser inmediatamente detectadas, prefiriéndose aquellos refrigerantes que tengan un olor penetrante.

✓ **Ningún efecto sobre el lubricante.**

Si en el circuito del ciclo de refrigeración se utiliza algún tipo de lubricante, el refrigerante no le debe ocasionar ningún cambio químico, ni influir en sus propiedades lubricantes.

✓ **Baja presión de condensación.**

La generación de altas presiones de condensación, requiere de estructuras que soporten esta presión, aumentando el costo. Se sugiere trabajar el refrigerante a condiciones de operación no muy próximas del punto crítico, con el objeto de realizar más fácilmente la condensación.

✓ **Gran potencia frigorífica específica.**

Entre mayor sea su capacidad o potencia de enfriamiento, se requerirá una menor cantidad de refrigerante en circulación para una potencia de enfriamiento determinada.

✓ **Costo y disponibilidad.**

El refrigerante no debe ser muy costoso y debe estar disponible en el mercado, sobre todo si se requiere de un abastecimiento continuo, como en el caso de los ciclos de refrigeración abiertos.

2.13. SISTEMA PROPUESTO.

La figura 2.17 muestra un esquema del sistema de refrigeración del cual se hará el diseño termodinámico y el diseño mecánico de los siguientes componentes:

1. **Generador.** Elemento que separa de la solución débil el refrigerante por medio de un aporte de calor que se obtendrá de los colectores solares.
2. **Condensador.** Este elemento funciona de igual manera que en un sistema de refrigeración convencional por compresión de vapor, aquí se da un rechazo de calor hacia el medio ambiente que provoca la condensación del refrigerante puro.
3. **Evaporador.** En este componente se da el intercambio de calor entre el refrigerante y la corriente de agua que se desea enfriar.
4. **Absorbedor.** Aquí el refrigerante es absorbido por el bromuro de litio y enviado luego hacia el generador.
5. **Intercambiador de calor de solución.** Este elemento intercambia calor entre la corriente de solución débil que va hacia el generador y la de solución fuerte que regresa hacia el absorbedor reduciendo así la demanda de calor en el generador.

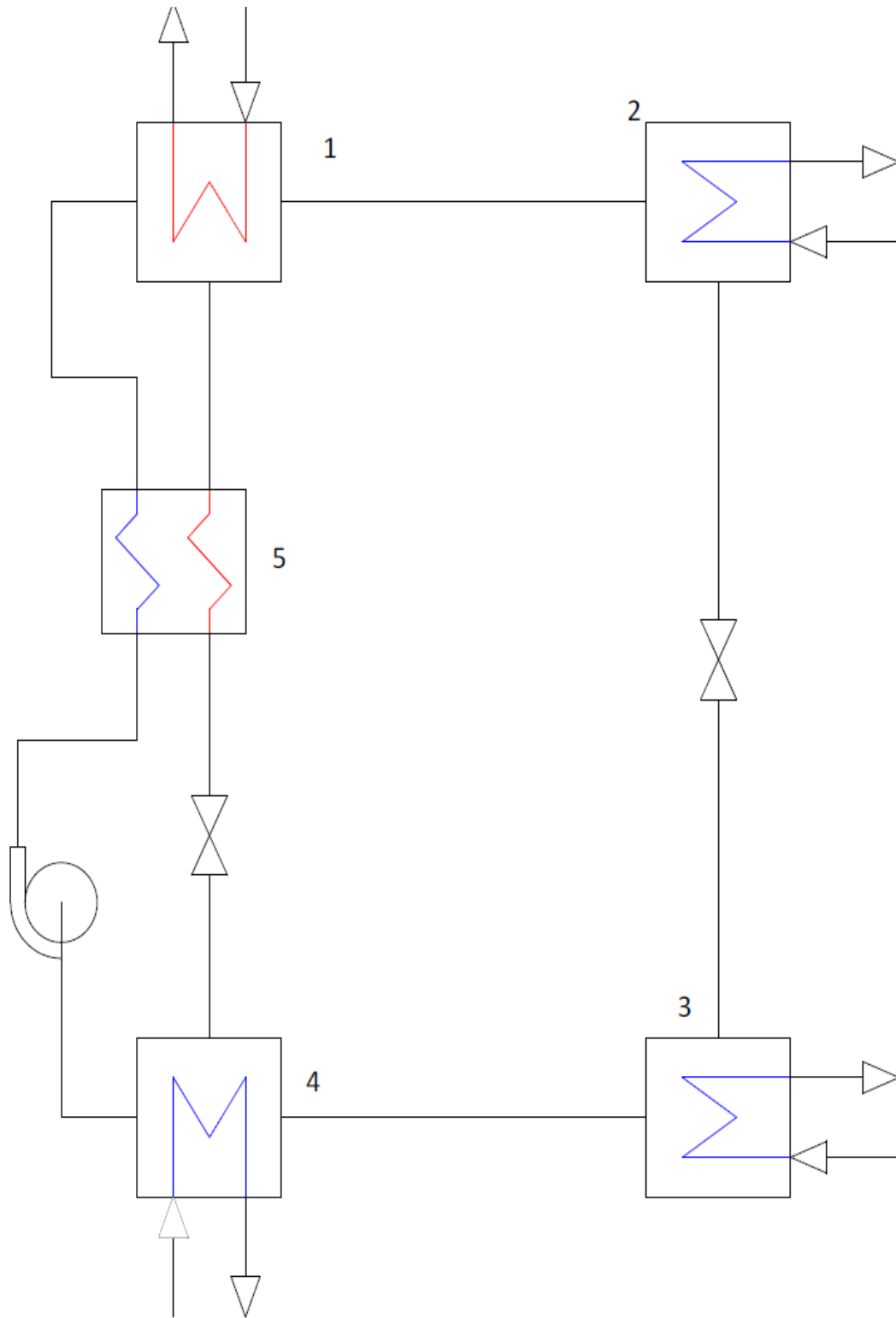


Figura 2.17 Sistema de refrigeración propuesto. Elaboración propia

2.14 INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.14.1 Tipos Básicos De Intercambiadores De Calor

Debido a la gran variedad de procesos en el que se utilizan los equipos de transferencia de calor, existen diferentes tipos de equipos que se conocen con éste nombre genérico; la forma de clasificarlos es muy diversa, pero se puede considerar la que lo hace de acuerdo a su tipo de construcción, como se enlista a continuación:

- Intercambiadores de tipo evaporativo
- Intercambiadores de placa
- Intercambiadores enfriados por aire
- Intercambiadores de coraza y tubos
- Intercambiadores de doble tubo

➤ **Intercambiadores de tipo evaporativo.**

Estos equipos pueden usarse como condensadores o enfriadores de gases. El fluido de enfriamiento es agua que se rocía sobre los tubos por los que en el interior circula el fluido a condensar o a enfriar. El calor transmitido produce la evaporación de agua, por lo que necesita de una reposición permanente.

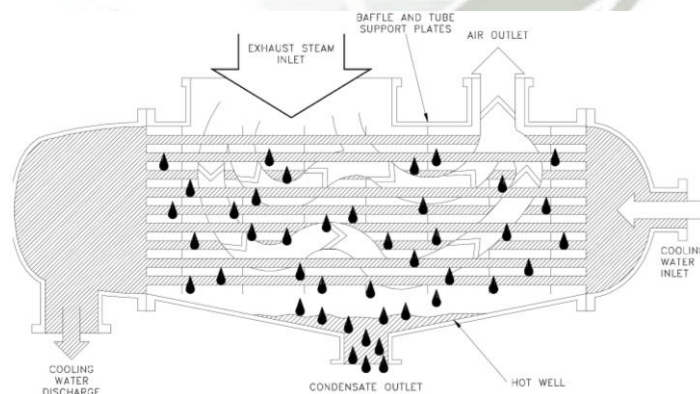


Figura 2.18 Cambiador de calor de tipo evaporativo

El uso de estos equipos se encuentra principalmente en pequeñas plantas de refrigeración. En la figura 3.1 se muestra una descripción esquemática del equipo.

➤ **Intercambiadores de placas.**

Están formados por placas de espesores de 0.0635 a 0.127 cm, colocadas paralelamente y montadas en marcos fijos que a la vez actúan como repartidores y separadores de los fluidos manejados. La separación entre placas es del orden de 0.102 a 0.203 cm. En la figura 3.2 se muestra esquemáticamente éste tipo de equipos.

Entre sus ventajas se pueden citar su facilidad de limpieza y su flexibilidad de modificar su superficie de transmisión de calor. Sus mayores aplicaciones se encuentran en las industrias alimenticias y farmacéuticas.

Nº Parte Material

1. Bastidor
2. Placas
3. Conexiones roscadas
4. Juntas NBR ó EPDM
5. Guías Placas

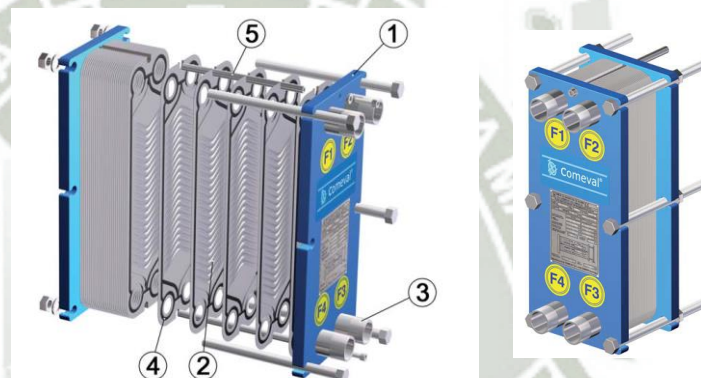


Figura 2.19 Representación esquemática de un intercambiador tipo placa

➤ **Intercambiadores enfriados por aire de tiro forzado.**

Se muestra en la figura 3.3, y su característica principal es que los ventiladores se encuentran colocados antes del paso del aire por los tubos.

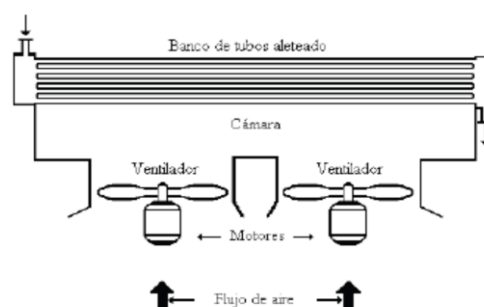


Figura 2.20 Cambiador de calor enfriado por aire de tiro forzado

➤ **Intercambiadores de carcasa y tubos.**

Están compuestos por un haz de tubos contenidos en el interior de una carcasa, sus elementos principales son (figura 2.21):

- a) Haz de tubos
- b) Espejos de tubos
- c) Cabezales
- d) Deflectores
- e) Carcaza

Estos equipos tienen la ventaja de ser compactos, y de soportar presiones tan altas o mayores a 400 atm. Sin lugar a dudas es el intercambiador de calor de mayor uso en la industria; los fluidos que pueden manejar son gases o líquidos, incluyendo cambios de fase. También resultan ser los equipos más estudiados y sobre los que existe una normalización como es el TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

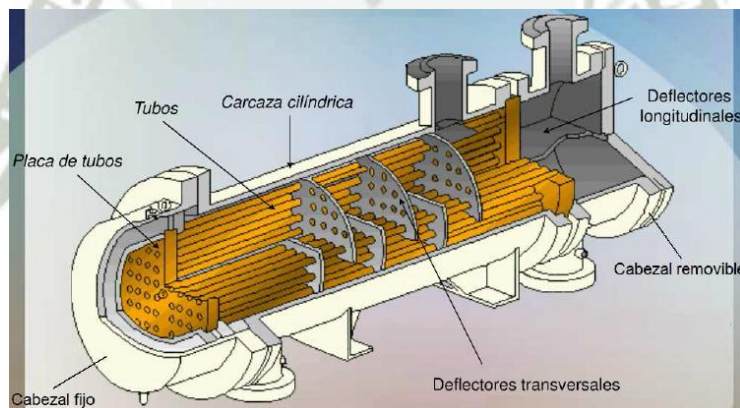


Figura 2.21 Intercambiador de carcasa y tubos

Fuente: Intercambiador de calor, Delgado Linares

2.14.2 .Designación De Intercambiadores De Calor Según T.E.M.A.

Los intercambiadores de coraza y tubos se diseñan de acuerdo a los estándares publicados por la asociación de fabricantes de intercambiadores tubulares, conocida como TEMA.

TEMA propone un sistema de normas para la designación de los tipos de

intercambiadores, conformada por tres letras que definen completamente al equipo. La primera letra designa al tipo de cabezal estacionario empleado, la segunda el tipo de coraza y la última al tipo de cabezal posterior. Para la especificación de las medidas del intercambiador, se tiene un sistema de designación basado en el diámetro interno de la coraza. Por lo tanto la descripción completa de estos equipos es como sigue:

Diámetro de la coraza / Longitud de tubos XXX

Dónde:

XXX = son las letras que lo definen según la Figura 2.22.

TEMA presenta tres estándares para la construcción mecánica, los que especifican diseño, fabricación y materiales a utilizar en los intercambiadores de tubo y carcasa.

Estos son:

Clase R: Para aplicaciones en petróleo y procesos relacionados.

Clase C: Para aplicaciones en procesos comerciales.

Clase B: Para servicio en procesos químicos.

En este apartado se tratará principalmente del Intercambiadores de carcasa y, describiendo sus parámetros de funcionamiento selección y diseño, en especial del llamado diseño de "carcasa y tubos".

La configuración más simple de este tipo de intercambiador de calor consiste en un tubo dentro de otro, como se muestra en la figura 2.23(a). Una configuración como esa puede operarse en contracorriente o en flujo paralelo, con el fluido caliente o el frío circulando a través del espacio anular y el otro por dentro del tubo interno.

	TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Figura 2.22 Designación de intercambiadores de calor según TEMA

Fuente: TEMA. Standards of the tubular exchangers manufacturers association

Un tipo más complejo de intercambiador de calor muy utilizado en la industria química y de procesos es la configuración de carcasa y tubos que se muestra en la figura 2.23 (b), en este tipo de intercambiador de calor, un fluido circula por el interior de los tubos

mientras que el otro es forzado a través de la carcasa y sobre la superficie externa de los tubos, se hace que el fluido circule sobre los tubos y no a lo largo de ellos porque con flujo transversal se logra un coeficiente de transferencia de calor mayor que con un flujo paralelo a los tubos.

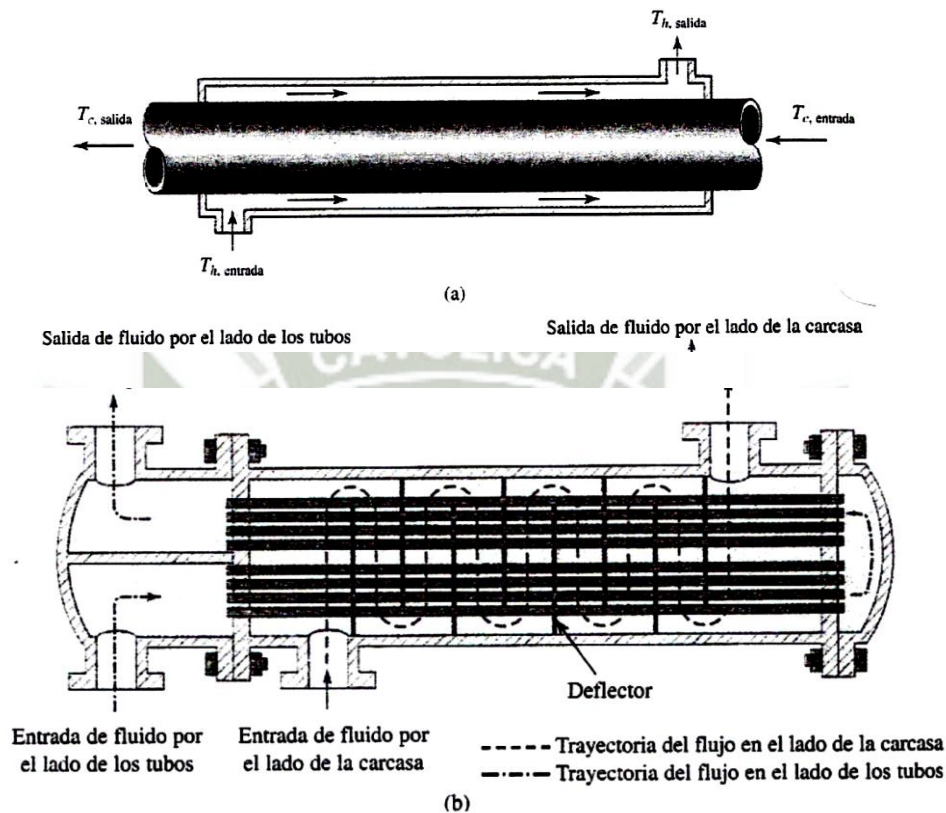


Figura 2.23 (a) Intercambiador de calor simple a contracorriente de un tubo dentro de otro. (b) Intercambiador de calor de carcasa y tubos con deflectores segmentales; con dos pasos por los tubos y uno por la carcasa.

Para lograr un flujo transversal en la carcasa, se colocan deflectores en su interior como se muestra en la figura 2.23(b). Estos deflectores garantizan que el flujo pase a través de los tubos en cada sección al fluir hacia abajo en la primera, hacia arriba en la segunda, y así sucesivamente.

La clase más común de deflector es el de disco y dona este tipo de deflectores son mostrados en la figura 2.24 (b)

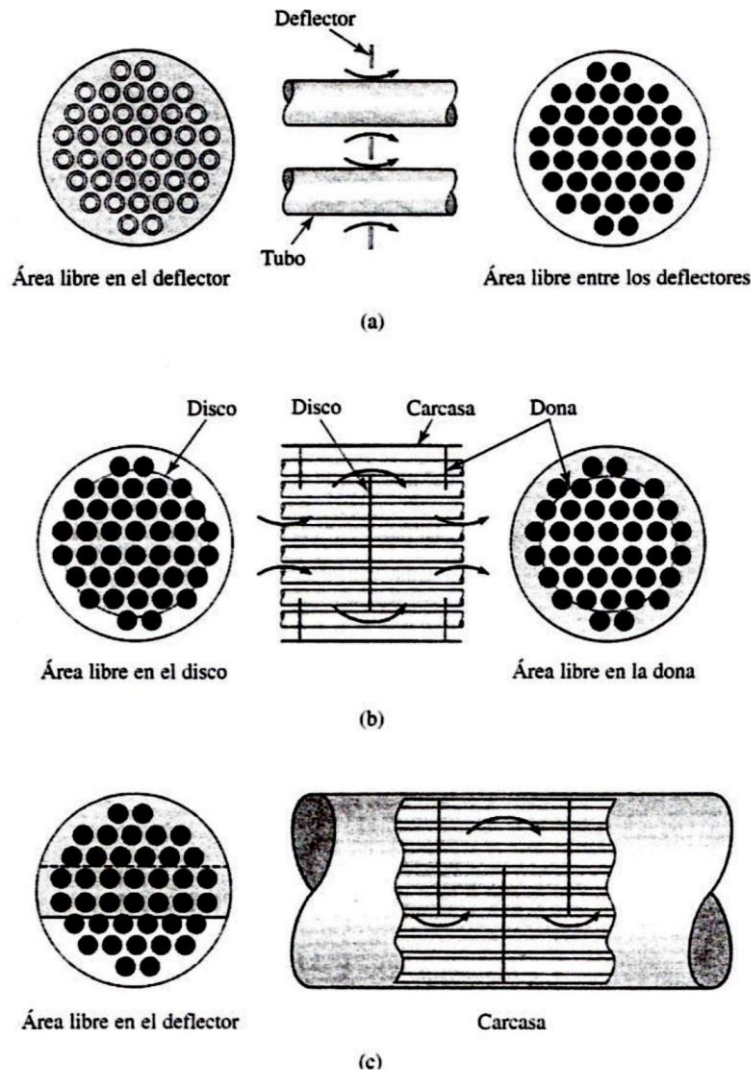


Figura 2.24 Tres tipos de deflectores utilizados en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos: (a) deflector con orificios; (b) deflector de disco y dona; (c) deflector segmental.

Existen también intercambiadores de calor para calentar o enfriar gases, suele resultar conveniente en este caso utilizar un intercambiador de calor de flujo transversal como el que se presenta en la figura 2.25. En un intercambiador de calor como éste, uno de los fluidos pasa a través de los tubos mientras el fluido gaseoso es forzado a pasar a través del haz de tubos. El flujo del fluido exterior puede ser por convección forzada o natural, en este tipo de intercambiador se considera que el gas que fluye a través del haz de tubos está mezclado, mientras que al fluido dentro del tubo se le considera sin mezcla.

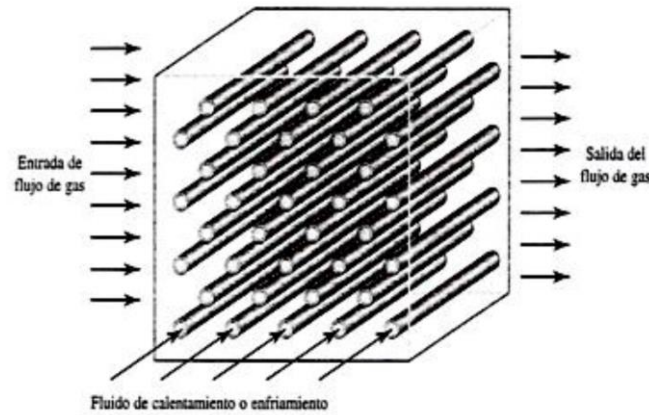


Figura 2.25 Calentador de gas en flujo transversal que ilustra el flujo transversal de un fluido (gas) mezclado, con el otro sin mezcla

El flujo exterior de gas está mezclado porque puede moverse casi libremente entre los tubos mientras intercambia calor, en tanto que el fluido en el interior de los tubos está confinado y no se puede mezclar con cualquier otro fluido durante el proceso de intercambio de calor.

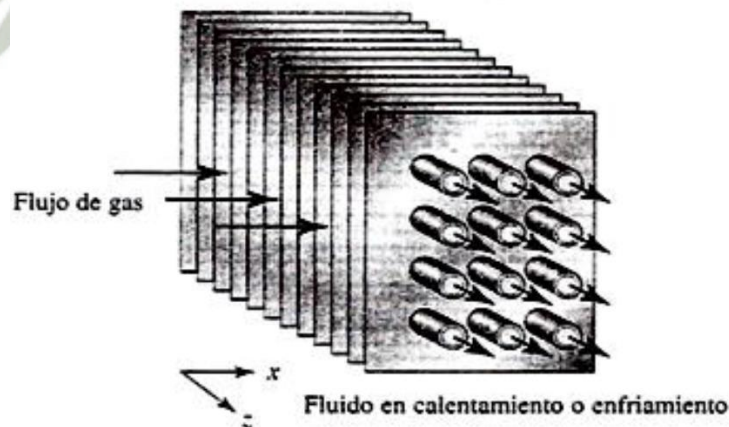


Figura 2.26 Intercambiador de calor de flujo transversal, muy utilizado en la industria de la calefacción ventilación y de aire acondicionado. En esta configuración ambos fluidos están sin mezclar.

Una variante del intercambiador de calor de flujo transversal muy utilizado en la industria de la calefacción, ventilación y aire acondicionado, se muestra en la figura

2.26. En esta configuración el gas fluye a través de un haz de tubos aleteados y no se mezcla porque está confinado para separar los pasajes donde se establece el flujo.

2.14.3 Consideraciones Previas Al Diseño

- ✓ En el diseño de intercambiadores de calor, es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar, y cuál de ellos es el que está mezclado.
- ✓ Para diseñar y elegir un intercambiador de calor de carcasa y tubos, deben considerarse la demanda de potencia y el costo inicial de la unidad.
- ✓ La Tubular Exchanger Manufacturer Association (Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares) recomienda que los tubos se instalen con una distancia mínima de centro a centro de 1.25 veces el diámetro externo del tubo y que, cuando los tubos se instalen en una disposición cuadrada, la separación mínima entre tubos sea de 0.65 cm .
- ✓ El coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa en este tipo de unidad; depende no sólo del tamaño y separación de los tubos, sino también de la velocidad y propiedades físicas del fluido, y de la separación y forma de los deflectores.

2.14.4 Coeficiente Global De Transferencia De Calor

Una de las primeras tareas en que debe emprenderse el análisis térmico de un intercambiador de calor es evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes de fluido. Se sabe que el coeficiente global de transferencia de calor

entre un fluido caliente con una temperatura T_h y un fluido frío con temperatura T_c separados por una pared sólida plana se define mediante:

$$Q = UA(T_h - T_c) \quad (2.1)$$

Dónde:

$$UA = \frac{1}{\sum_{n=1}^n R_n} = \frac{1}{(1/h_1 A_1) + (L/K A_k) + (1/h_2 A_2)}$$

Para un intercambiador de calor con un tubo dentro de otro, como el que se muestra en la figura 3.4(a), el área de la superficie interna para transferencia de calor es $2\pi r_i L$ y el área en la superficie externa es $2\pi r_o L$. Por lo tanto, si el coeficiente de transferencia de calor se basa en el área externa, A_o tenemos que:

$$U_o = \frac{1}{(A_o/A_i h_i) + [A_o \ln(r_o/r_i) 1/2\pi K L] + (1/h_o)} \quad (2.2)$$

Mientras que con base en el área interna, A_i , se obtiene:

$$U_i = \frac{1}{(1/h_i) + [A_i \ln(r_o/r_i) 1/2\pi K L] + (A_i/A_o h_o)} \quad (2.3)$$

Para los cálculos preliminares con frecuencia es útil contar con un valor aproximado de U que sea típico de las condiciones encontradas en la práctica. En la tabla 2.1 se muestran algunos valores típicos de U para varias aplicaciones. Cabe observar que, en muchos casos, el valor de U está determinado casi totalmente por la resistencia térmica en una de las interfaces, como cuando uno de los fluidos es gaseoso y el otro líquido, o

cuando uno de los fluidos es un líquido hirviente con un coeficiente de transferencia de calor muy grande.

Tabla 2.1 Coeficientes globales de transferencia de calor para varias aplicaciones (W/m²K)

Flujo de calor hacia o desde	Gas (en reposo) h _c =5-15	Gas (que fluye) h _c =10-100	Líquido (en reposo) h _c =50-1	Líquido (que fluye) agua h _c =1-3 Otros líquidos h _c =500-2	Líquido en ebullición agua h _c =3.5-60 Otros líquidos h _c =1-20
Gas convección natural h _c = 5-15	Aire habitación/ externo a un cristal U=1-2	Supercalenta Dores U=3-10		Cámara de combustión U=10-40 +radiación	Caldera de vapor U=10-40 +radiación
Gas (que fluye) h _c = 10-100		Intercambiadores de calor para gases U=10-30	Caldera de gas U=10-50		
Líquido (convección natural) h _c =50-10			Baño de aceite para calentamiento U=25-500	Serpentín de enfriamiento U=500-1.5 Con agitación	
Líquido (que fluye) h _c = 3.0-10.0	Calentador central de radiador U=5-15	Enfriadores de gas U=10-50	Serpentín de calentamiento en un recipiente agua/agua sin agitación U=500-250 Con agitación U=500-2	Intercambiador de calor agua/agua U=900-2.5 Agua/otros líquidos U=200-1	Evaporadores de recalentadores
Otros líquidos h _c =500-3.0					
Vapor que se condensa (agua) h _c =5.0-30.0	Radiadores de vapor U=5-20	Calentadores de aire U=10-50	Camisa de carbón alrededor de recipientes con agitadores de agua U=300-1	Condensadores de vapor de agua/agua U=1-4 Otro vapor/agua U=3-1	Evaporadores de vapor de agua/agua U=1.5-6 Vapor de agua/otros líquidos U=300-2
Otros líquidos h _c =1.0-4.0			Otros líquidos U=150-500		

2.14.5 Factores De Depósito O Suciedad

A menudo no es posible pronosticar el coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador de calor en condiciones de operación, se sabe también que durante la operación con la mayoría de los líquidos y algunos gases, en la superficie por la que se transfiere calor se va acumulando gradualmente un depósito. Esto que se conoce como ensuciamiento, tiene un efecto de incrementar la resistencia térmica.

Si se realizan pruebas de desempeño en un intercambiador de calor limpio y se repiten posteriormente una vez que la unidad ha estado en servicio durante algún tiempo, la resistencia térmica del depósito (o factor de suciedad) R_d puede determinarse con la relación:

$$R_d = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U} \quad (2.4a)$$

Dónde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador limpio.

U_d : Coeficiente global de transferencia de calor después de que se ha presentado el ensuciamiento.

R_d : Factor de suciedad (o resistencia térmica unitaria) del depósito.

Una forma de trabajo conveniente de la ecuación es (2.4a) es:

$$U_d = \frac{1}{R_d + 1/U} \quad (2.4b)$$

Los factores de suciedad deben aplicarse como se indica en la siguiente ecuación para el coeficiente global de transferencia de calor para diseño, U_d de tubos sin aletas y con residuos en ellos:

$$U_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_o}\right) + R_o + R_k + \left(\frac{R_i A_o}{A_i}\right) + \left(\frac{A_o}{h_i A_i}\right)} \quad (2.5)$$

Dónde:

U_d : Coeficiente global de transferencia de calor para diseño, W/m^2k basado en el área unitaria de la superficie externa del tubo.

h_o : Coeficiente promedio de transferencia de calor del fluido en el exterior del tubo, W/m^2k

h_i : Coeficiente promedio de transferencia de calor del fluido en el interior del tubo, W/m^2k

R_o : Resistencia unitaria al ensuciamiento en la parte externa del tubo, W/m^2k

R_i : Resistencia unitaria al ensuciamiento en el interior del tubo, W/m^2k

R_k : Resistencia unitaria térmica del tubo, W/m^2k basada en el área externa del tubo.

A_o / A_i : Relación de la superficie externa con la superficie interna del tubo.

Tabla 2.2 Factores de suciedad típicos.

Tipo de fluido	Factor de suciedad. R_d (m^2K/W)
Agua de mar	0.00009
Por debajo de 325 K	0.0002
Por encima de 325 K	0.0002
Agua tratada para calderas por encima de 325 K	0.0009
Aceite combustible	0.0007
Aceite de temple	0.00009
Vapores de alcohol	0.00009
Vapor de agua que no contiene aceite	0.00004
Aire industrial	0.0002
Líquido refrigerante	0.00009

FUENTE: Transferencia de Calor y Masa (Yunus A. Cengel, tercera edición)

2.14.6 Diferencia Logarítmica Media De Temperatura.

Las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor en general no suelen ser constantes sino que varían de un punto a otro, conforme el calor fluye del fluido más caliente al más frío. Por lo tanto, incluso en el caso de una resistencia térmica constante, el flujo de calor variará a lo largo de la trayectoria de los intercambiadores porque su valor depende de la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el frío en esa sección.

La figura 2.27(a) ilustra un caso en el que el vapor se está condensando a una temperatura constante mientras que el otro se está calentando. La figura 2.27 (b) representa un caso en que un líquido se evapora a temperatura constante mientras el calor fluye de un fluido más caliente cuya temperatura disminuye cuando pasa a través del intercambiador de calor.

La figura 2.28 representa las condiciones en un intercambiador de flujo paralelo, y la figura 2.29 es válida para contracorriente, en los dos últimos casos, no hay cambio de fase. En la figura 2.28 se observa que, sin importar la longitud del intercambiador, la temperatura final del fluido más frío nunca puede alcanzar la temperatura de salida del

fluido más caliente en flujo paralelo.

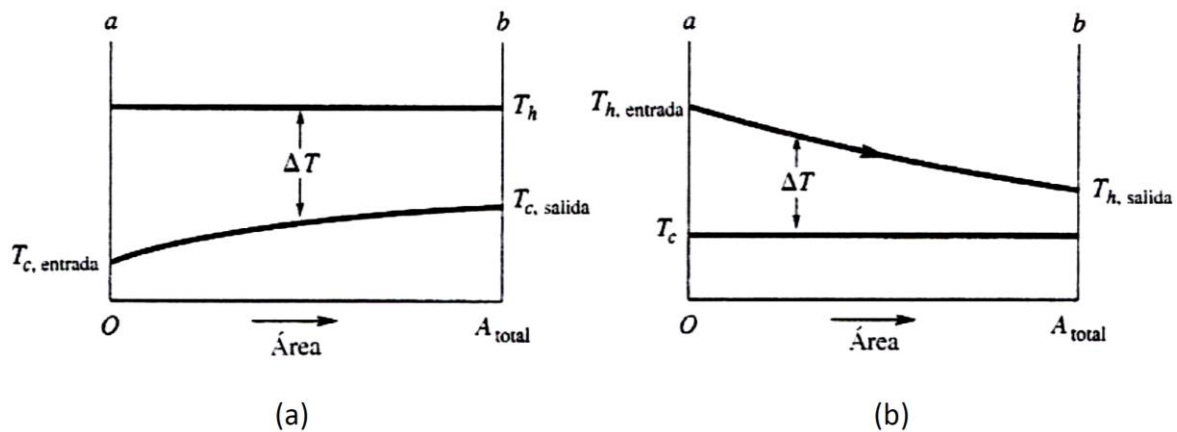


Figura 2.27 (a) Distribución de temperaturas en un condensador de recorrido simple,
(b) Distribución de temperaturas en un evaporador de recorrido simple.

Por su parte, en contracorriente la temperatura final del fluido más frío puede exceder la temperatura de salida del fluido más caliente; puesto que existe un gradiente de temperatura favorable a todo lo largo del intercambiador de calor. Una ventaja adicional de la configuración en contracorriente es que, para un flujo de calor dado, se requiere menos superficie que en un flujo paralelo. De hecho, la configuración en contracorriente es la más eficaz de todas las configuraciones para los intercambiadores de calor.

Para determinar la velocidad de transferencia de calor en cualesquiera de los casos antes mencionados, se debe integrar la ecuación:

$$dQ = U dA \Delta T \quad (2.6)$$

Sobre el área A por la que se transfiere el calor a todo lo largo del intercambiador. El coeficiente global de transferencia de calor U es constante, si se desprecian los cambios de energía cinética, y si la carcasa del intercambiador de calor está perfectamente aislada, la ecuación (2.6) puede integrarse de manera analítica con facilidad para flujo paralelo o contracorriente.

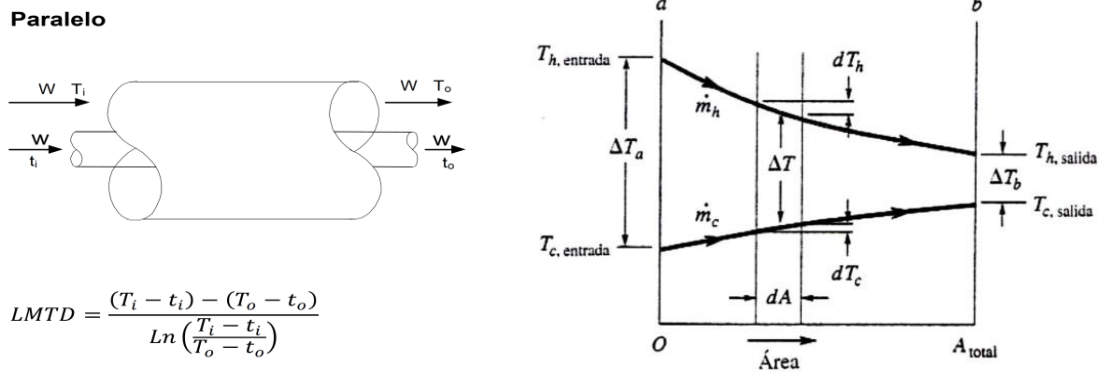


Figura 2.28 Distribución de temperaturas en un intercambiador de calor de flujo paralelo de recorrido simple.

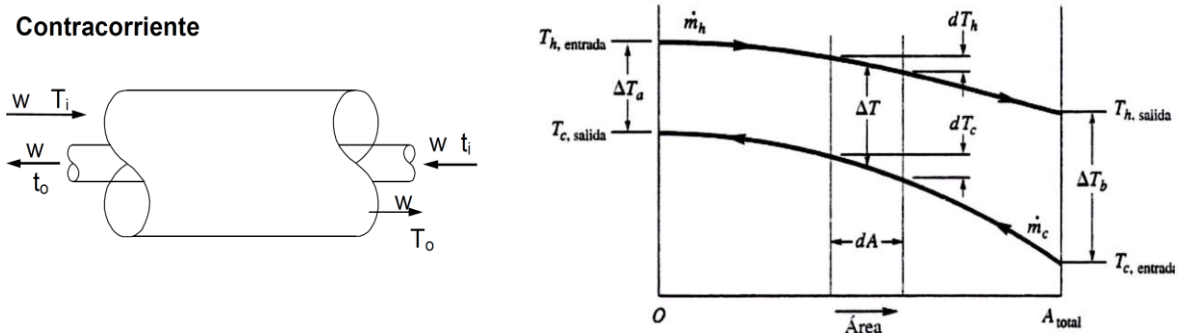


Figura 2.29 Distribución de temperatura en un intercambiador de calor en contracorriente de recorrido simple.

Un balance de energía en un área diferencial dA da:

$$dQ = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h = \pm \dot{m}_c c_{pc} dT_c = U dA (T_h - T_c) \quad (2.7)$$

La práctica, es conveniente utilizar una diferencia de temperatura promedio efectiva ΔT en todo el intercambiador de calor definida por:

$$Q = UA\Delta T \quad (2.8)$$

Comparando las ecuaciones (2.7) y (2.8), se encuentra que para flujo paralelo o contracorriente:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (2.9)$$

Esta es la diferencia de temperatura promedio ΔT , se denomina diferencia logarítmica media de Temperatura, a menudo designada como **LMTD** (logarithmic mean temperature difference).

Para los intercambiadores de calor más complejos como las disposiciones de tubos y carcasas con varios recorridos por los tubos o la carcasa, y los intercambiadores de calor de flujo transversal con flujo mezclado y no mezclado, la deducción matemática de una expresión para la diferencia de temperatura media se vuelve bastante compleja. El procedimiento más común consiste en modificar la diferencia logarítmica media de temperatura mediante factores de corrección, para ello se hace uso de las gráficas mostradas en las figuras que van de la 2.30 a la 2.33

La ordenada de cada una es el factor de corrección. Para obtener la temperatura media verdadera de cualquiera de estas configuraciones, la diferencia logarítmica media de temperatura calculada para contracorriente debe multiplicarse por el factor de corrección apropiado, es decir:

$$\Delta T_{media} = (LMTD)(F_t) \quad (2.10)$$

Los valores que se encuentran en la abscisa son para la relación de diferencia de temperatura a dimensional:

$$P = \frac{T_{t,salida} - T_{t,entrada}}{T_{s,entrada} - T_{t,entrada}} \quad (2.11)$$

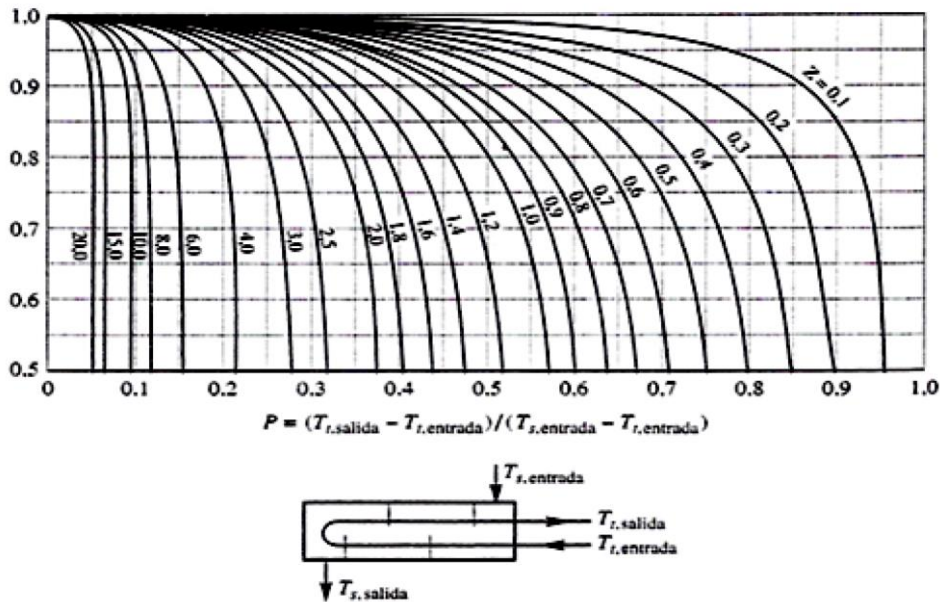


Figura 2.30 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor con un recorrido por la carcasa y dos (o un múltiplo de dos) recorridos por los tubos.

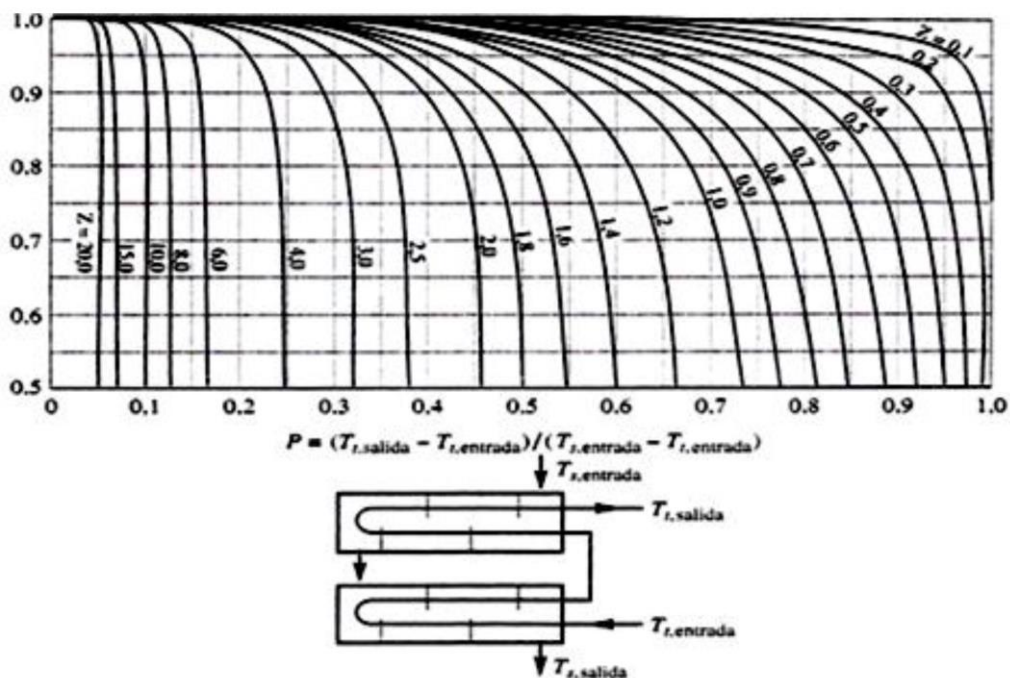


Figura 2.31 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor con dos recorridos por la carcasa y un múltiplo de dos recorridos por los tubos.

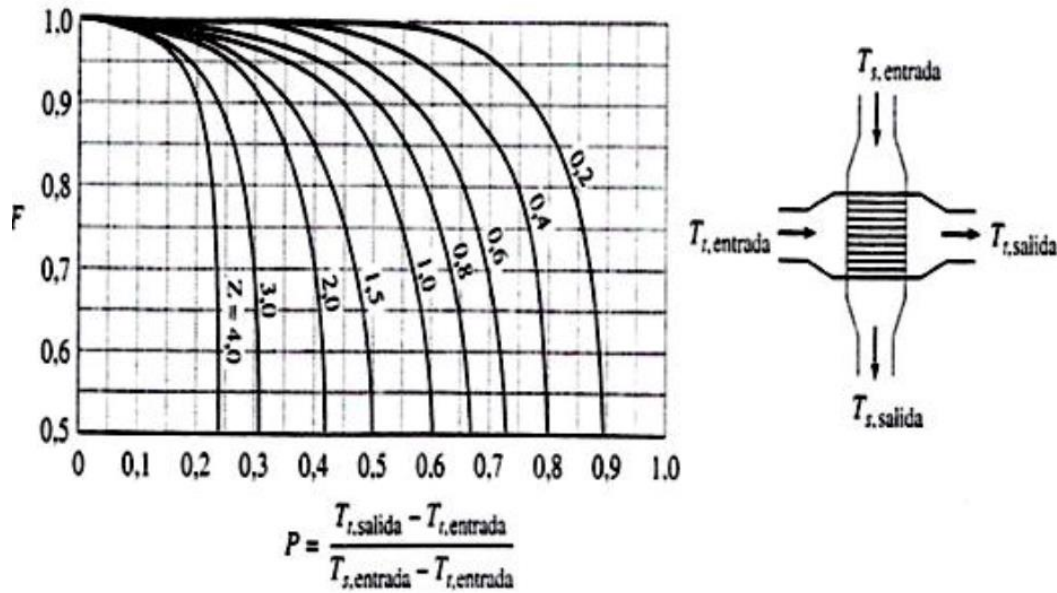


Figura 2.32 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor de flujo transversal con el fluido del lado de la carcasa mezclado, el otro fluido sin mezcla, y un recorrido por los tubos.

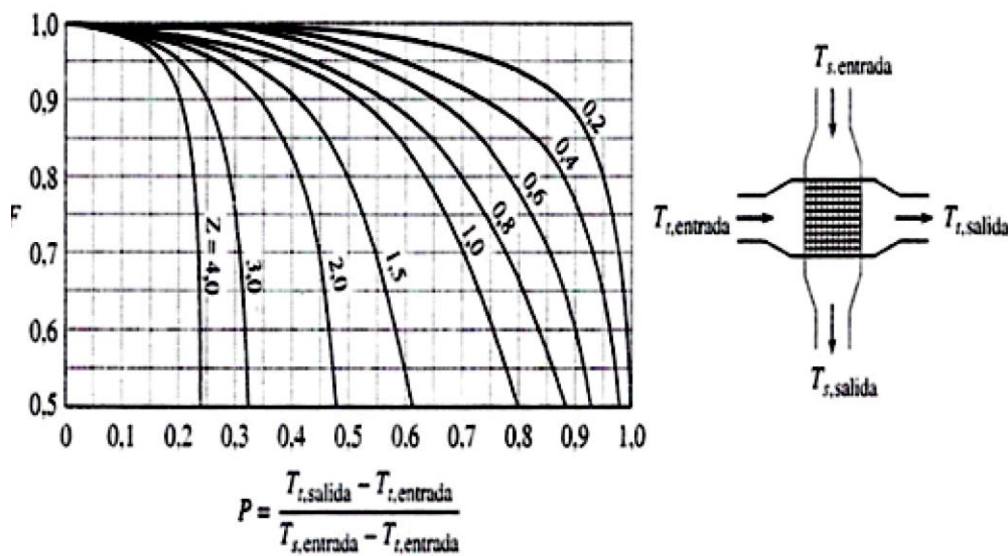


Figura 2.33 Factor de corrección de la diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para un intercambiador de calor de flujo transversal con los dos fluidos sin mezcla y un recorrido por los tubos.

Donde los subíndices *t* y *s* se refieren a la tubería y la carcasa, respectivamente, y los

subíndices "*entrada*" y "*salida*" se refieren a las condiciones de entrada y salida, respectivamente. La relación **P** es una medida de la eficacia de calentamiento o enfriamiento y puede variar desde cero con la temperatura constante de uno de los fluidos hasta la unidad en el caso en que la temperatura de entrada del fluido caliente sea igual a la temperatura de salida del fluido frío. El parámetro para cada una de las curvas, es igual a la relación de los productos de los flujos másicos por la capacidad calorífica de ambos fluidos, $m_t C_{pt} = m_s C_{ps}$. Esta relación también es igual al cambio de temperatura del fluido dentro de la carcasa dividido por el cambio de temperatura del fluido que está en los tubos:

$$Z = \frac{\dot{m}_t C_{pt}}{\dot{m}_s C_{ps}} = \frac{T_{s,entrada} - T_{s,salida}}{T_{t,salida} - T_{t,entrada}} \quad (2.12)$$

Para aplicar los factores de corrección no importa si el fluido caliente circula por la carcasa o los tubos. Si la temperatura de cualquiera de los fluidos permanece constante, la dirección del flujo tampoco tiene importancia, puesto que *F* es igual a 1 y se aplica directamente la diferencia logarítmica media de temperaturas.

2.15 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y COLECTORES SOLARES

2.15.1 Energía Solar Térmica

Se entiende por energía solar térmica, a la transformación de la energía radiante solar que equivale a $1.7 \times 10^{14} \text{ kw}$ en la superficie de la tierra, lo que representa la potencia correspondiente a 170 millones de reactores nucleares de 1.000MW de potencia eléctrica unitaria, o lo que es lo mismo, 10000 veces el consumo energético mundial, en calor o energía térmica con el fin de utilizarla para calentamiento de agua sanitaria, usos

industriales, calefacción de espacio, calentamiento de piscinas, secaderos, refrigeración y generación de energía eléctrica.

Como se ha explicado un sistema de refrigeración por absorción necesita una fuente de calor para operar su ciclo y debido a esto la utilización de la energía solar térmica se convierte en una opción para proporcionarle al sistema el calor que este demanda en el generador.

La energía solar térmica, según su utilización, se puede clasificar en baja temperatura (hasta los 900 °C), media (hasta 2000 °C) o alta temperatura (arriba de los 2000°C), sólo ésta última es válida para la producción de energía eléctrica.

✓ **Baja temperatura**

La energía solar denominada de baja temperatura es la que acostumbramos a utilizar en el ámbito doméstico y suele instalarse en azoteas de vivienda o edificios comerciales. El procedimiento en el que se basan estos sistemas de captación solar es muy simple, pero a la vez de gran utilidad para el hombre por los servicios que ofrece en multitud de aplicaciones.

Por aprovechamiento de baja temperatura se entiende todos aquellos sistemas de energía solar en los que el fluido calentado no sobrepasa los 100 °C. Estas instalaciones se caracterizan por emplear como elemento receptor de energía un captador fijo de placa plana o un captador solar de vacío. Entre las utilidades más extendidas basadas en esta fuente de energía de baja temperatura figuran la producción de agua caliente sanitaria, la calefacción de edificios, la climatización de piscinas, etc.

✓ **Tecnologías de media y alta temperatura**

Para llegar a estos niveles de temperatura resulta indispensable utilizar sistemas que

concentren la radiación solar mediante lentes o espejos parabólicos. Los más desarrollados en la actualidad son los captadores cilindro-parabólicos, que se valen de espejos para calentar un fluido hasta producir el vapor que nos permita mover una turbina. De esta forma, la energía térmica se convierte en energía mecánica.

En este tipo de instalaciones el fluido que se utiliza, principalmente, es aceite o soluciones salinas porque nos permite trabajar a temperaturas más elevadas. Además, estos sistemas de concentración requieren un seguimiento continuo del Sol, ya que sólo aprovechan la radiación directa. Por ello, en las tecnologías de media temperatura son muy comunes los equipos de seguimiento en el eje Norte-Sur o Este-Oeste. También existen ejemplos con seguimiento en todas las direcciones, aunque los mecanismos correspondientes se complican en exceso, por lo que no suele ser una solución demasiado adecuada para este tipo de sistemas de captación.

2.15.2 Sistemas de captación.

Un colector es un dispositivo capaz de absorber el calor proporcionado por el sol con un mínimo de pérdidas para comunicárselo a un fluido para su posterior aprovechamiento.

2.15.3 Calentadores Solares No Presurizados

Este tipo de calentadores solares están hechos para funcionar por gravedad, es decir, que cuentan con depósito de agua. Tienen un tanque térmico integrado donde se acumula el agua calentada por medio de los tubos de vidrio al vacío, el principal componente de los calentadores solares, responsables de utilizar el calor del sol para calentar el agua mediante el efecto termosifón.

Estructura:



Figura 2.34 Disposición de tubos de vacío.

Este efecto se presenta cuando el agua se calienta, por lo que pierde densidad y peso, y esto causa que tienda a ascender de manera natural al tanque del calentador. Al mismo tiempo, el agua fría desciende al interior de los tubos al vacío, y de esta manera el agua en el calentador empieza a circular hasta que toda el agua se calienta.

FUNCIONAMIENTO DE UN CALENTADOR SOLAR NO PRESURIZADO

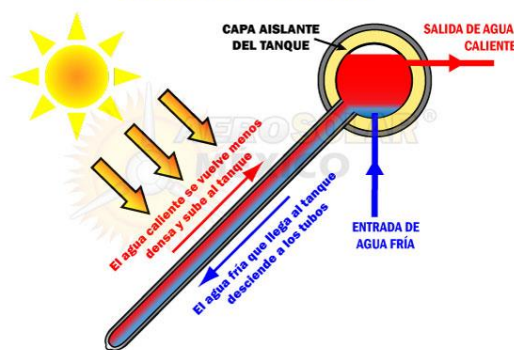


Figura 2.35 Disposición de tubos de vacío y efecto termosifón.

Este movimiento se produce sin necesidad de una bomba y no necesita ningún componente eléctrico o mecánico. Esto convierte a los calentadores en equipos fiables, de fácil funcionamiento, sencillos de instalar y mantener.

Una ventaja de los tubos de vacío que son capaces de absorber hasta un 80% del total de la luz solar que les llega, de forma que la cantidad de energía disponible para calentar el agua es mayor.

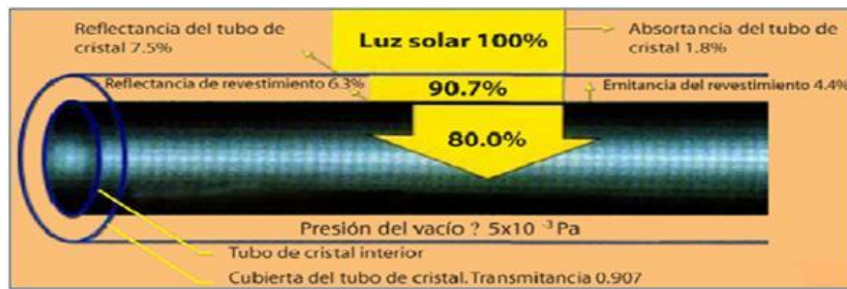


Figura 2.36 Disposición de tubos de vacío.

¿Por qué son más eficientes los calentadores de tubos?

Esto se logra principalmente por su tecnología la cual es a base de elementos perfectamente aislados al alto vacío, además por su forma, permite captar la energía solar de forma perpendicularmente en casi todo el tiempo, cosa que no sucede con los calentadores de panel plano, ya que al ser una cubierta recta y plana, provoca que refleje la luz solar, desaprovechando un porcentaje alto de luz solar.



Figura 2.37 Disposición de tubos de vacío perpendiculares al sol.

2.15.4 Evaluación De Los Recursos En La Región

Arequipa es una zona que dispone de un gran potencial de energía solar técnicamente aprovechable. La región de Arequipa es una de las zonas del país con mayor irradiación solar lo que se hace que se pueda aprovechar para aplicaciones de energía solar térmica. Radiación solar, la radiación solar global que se registra en la ciudad de la Arequipa es

entre **850 a 950 W/m²**, este índice es considerado como una de las más altas de Sudamérica, debido a su cercanía a la zona de influencia del desierto de Atacama.



Figura 2.38 Ciudad de Arequipa.

2.15.4.1 Localización y Clima De Arequipa

La ciudad de Arequipa se localiza a 1200 Km al sur de Lima, a 2363 metros de altitud. La ubicación de su centro histórico, se encuentran entre las coordenadas geográficas 16°24'17" S y 71°32'09" E.

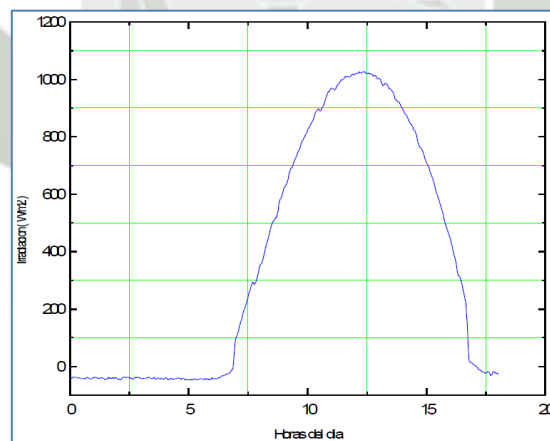


Figura 2.39 Irradiación global en el plano horizontal en Arequipa

Su clima es seco y con escasa nubosidad, son 300 días de cielo claro al año, con 11 horas de irradiación. En la gráfica se observa la irradiación en junio del 2000, la irradiación global promedio diario anual en plano horizontal es de 6.27 kWh/m² .

La temperatura promedio es 21°C. Durante el día el aire es seco y caliente, en las

noches, principalmente en los meses de mayo, junio y julio, la temperatura desciende a 8°C.

2.15.4.2 Datos Estadísticos De La Región De Arequipa

Según el INEI, en Arequipa la cantidad de horas de sol ha venido incrementándose (1961 -2008) aunque es ligero implica directamente menor cantidad de cobertura de nubes, permitiendo mayor radiación del sol en cantidad de tiempo de exposición a la luz solar como en mayor intensidad luminosa. Lo que implica también una mayor radiación solar en general y consecuentemente mayor radiación ultravioleta. La tendencia en el tiempo de un incremento de aproximadamente 30 minutos de horas de sol al día, puede implicar un incremento potencial entre 7.0% y 8.0% de energía solar total recibida por día.

Tabla 2.3 horas promedio de sol

Región Arequipa		
Años	Horas de sol/año	Promedio de Horas de Sol/día
1994	3125.4	8.6
1995	3420.4	9.4
1996	3311.8	9.1
1997	3104.7	8.5
1998	3363.8	9.2
1999	3261.8	8.9
2000	3009.1	8.2
2001	3271	9.0
2002	3323.9	9.1
2003	s/d	s/d
2004	3503	9.6
2005	3436.4	9.4
2006	3334.8	9.1
2007	3388	9.3

Fuente : Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología

Hora de salida del sol (HS), hora de puesta del sol (HP) y duración astronómica del día (N) , para diferentes latitudes

Lat (S)	14°			16°			18°		
	HS	HP	N	HS	HP	N	HS	HP	N
Ene	05:44	18:35	12.9	05:40	18:39	13.0	05:37	18:42	13.1
Feb	05:58	18:30	12.5	05:56	18:32	12.6	05:54	18:34	12.7
Mar	06:03	18:14	12.2	06:03	18:14	12.2	06:03	18:15	12.2
Abr	06:06	17:53	11.8	06:08	17:52	11.7	06:09	17:50	11.7
May	06:12	17:40	11.5	06:15	17:37	11.4	06:18	17:34	11.3
Jun	06:21	17:40	11.3	06:25	17:36	11.2	06:29	17:32	11.1
Jul	06:25	17:47	11.4	06:28	17:44	11.3	06:32	17:40	11.1
Ago	06:15	17:54	11.7	06:17	17:52	11.6	06:20	17:50	11.5
Set	05:55	17:56	12.0	05:55	17:55	12.0	05:56	17:55	12.0
Oct	05:34	17:58	12.4	05:32	17:59	12.5	05:31	18:01	12.5
Nov	05:22	18:08	12.8	05:19	18:10	12.9	05:16	18:14	13.0
Dic	05:27	18:24	13.0	05:23	18:28	13.1	05:19	18:31	13.2

Fuente: National Oceanic and Atmospheric Administration - NOAA (2002)

El Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú (SENAMHI), consciente de la necesidad de conocer la distribución y la variación de la irradiación solar en el territorio peruano, ha orientado sus actividades a la evaluación de este recurso. Para ello

ha contado con una base de datos de irradiación solar proveniente de estaciones convencionales y automáticas instaladas a nivel nacional, lo cual ha permitido preparar el Atlas de Energía Solar del Perú. El Atlas está comprendido por mapas promedio de energía solar incidente diaria a nivel mensual y anual para el período 1975-1990, los cuales se han obtenido utilizando las técnicas más refinadas de estimación e interpolación fundamentados en procesos físicos, desarrollados con el Centro Internacional de la Papa (CIP).

De acuerdo a este estudio realizado a nivel nacional se llegaron a recopilar imágenes importantes de radiación solar para la ciudad de Arequipa

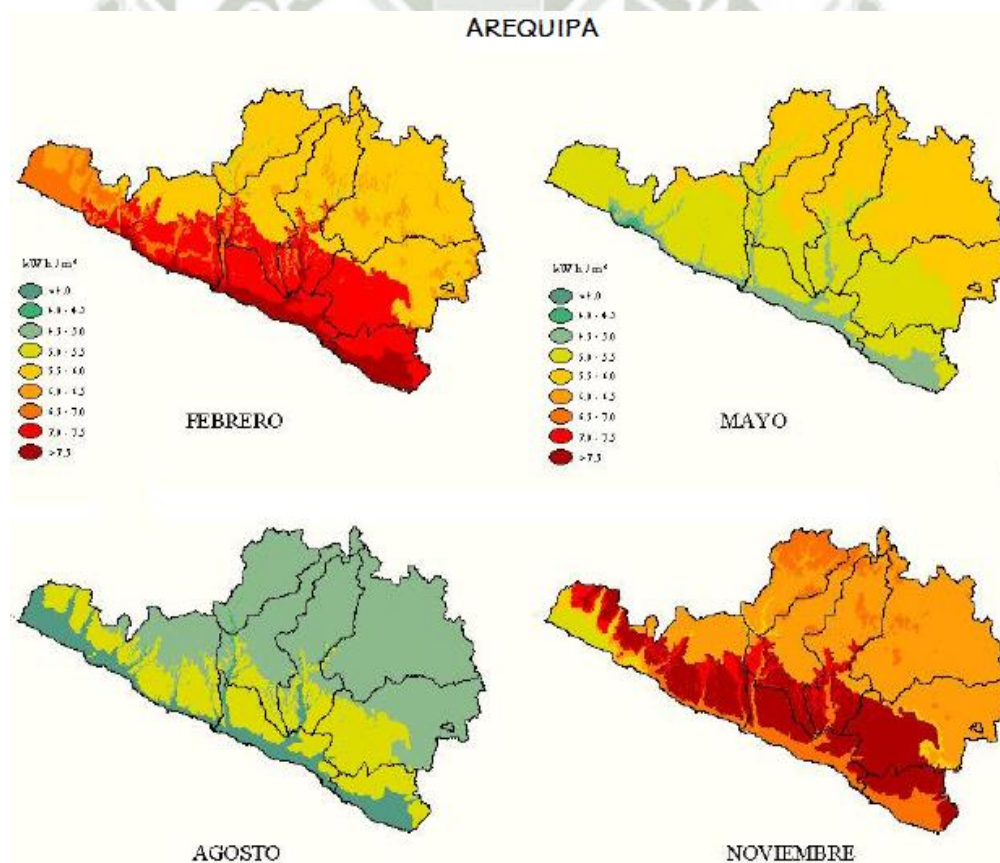


Figura 2.40 Promedio de energía solar incidente

Fuente: Atlas solar del Perú – 2003

Otros datos estadísticos importantes registrados en el mes de Setiembre (2007) han sufrido un ligero incremento con respecto al mes de agosto, debido a condiciones meteorológicas propias del inicio de la estación astronómica de primavera así como a condiciones locales. Tal es así que en la ciudad de Arequipa la máxima irradiación promedio registrada fue de $7,4 \text{ W/m}^2$ a las 12:00 horas mientras que en agosto fue de $6,2 \text{ W/m}^2$.

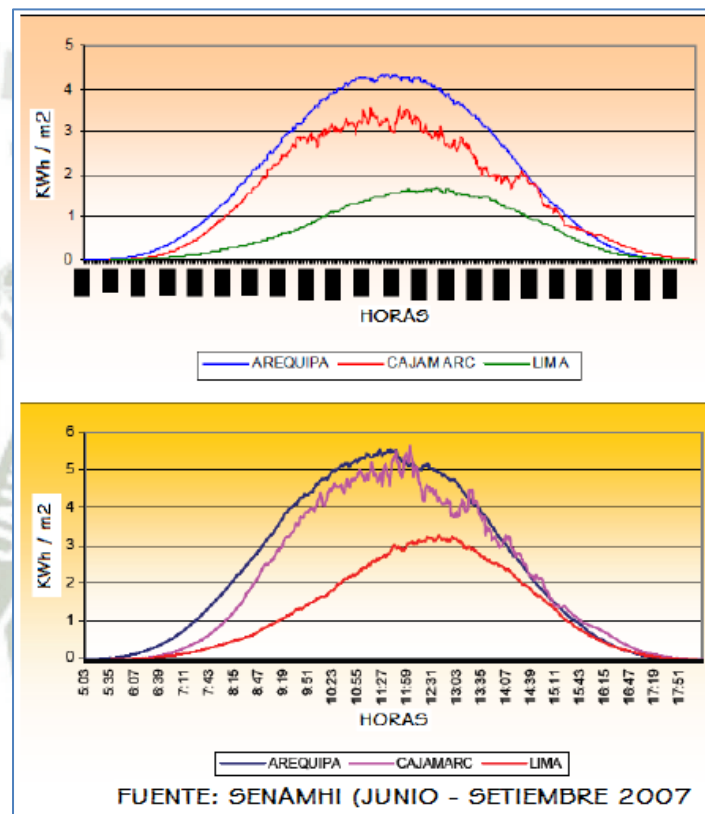


Figura 2.41 Arequipa la máxima irradiación promedio registrada

Otro factor importante a considerar para cualquier diseño en base a la energía solar es la distribución de la cobertura nubosa, en el siguiente gráfico se analiza cómo ha sido la cobertura nubosa en el mes de setiembre (2007) a las 13 horas.

La humedad relativa promedio es de 46%, según los datos obtenidos por la estación meteorológica ubicada en el Hospital Goyeneche, durante los años 2000 y 2001, con

una máxima promedio de 70% en la estación de verano y una mínima promedio de 27% durante las estaciones de otoño, invierno y primavera

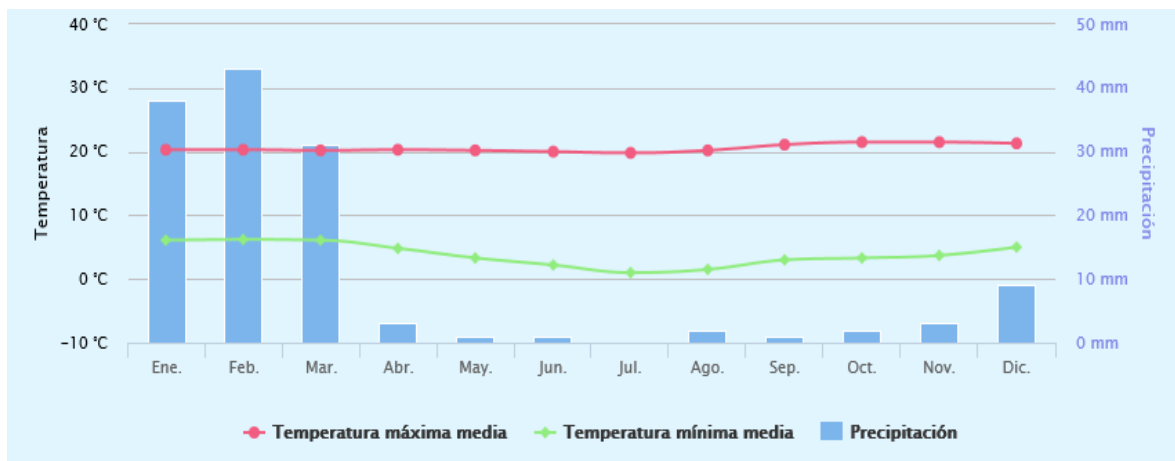


Figura 2.42 El clima en Arequipa

Fuente: estación meteorológica ubicada en el Hospital Goyeneche

2.15.4.3 Ventajas de su aplicación

- ✓ Una vez realizada la instalación y hecha la inversión inicial, no se originan gastos posteriores (a excepción del mantenimiento).
- ✓ Impacto ambiental nulo, la energía solar no produce desechos, ni residuos, basuras, humos, polvos, vapores, ruidos, olores, etc.

2.15.4.4 Desventajas

- ✓ Necesidad de instalar el sistema en zonas donde se perciba la radiación solar durante más horas diarias y más días al año.
- ✓ Mayor complejidad mecánica que otros sistemas de aprovechamiento de energías renovables.
- ✓ Necesidad del empleo de acumuladores de calor para cuando no exista la suficiente radiación solar.

CAPITULO III

INGENIERIA DE PROYECTO

3.1 DISEÑO TERMICO

3.1.1 Hipótesis Y Características Del Diseño Termodinámico

Antes de iniciar los cálculos para caracterizar el modelo termodinámico del sistema de refrigeración por absorción es necesario hacer algunos supuestos que permitan simplificar el modelo, además de definir las características de operación de este.

3.1.2. Hipótesis Del Modelo Termodinámico

- ✓ El sistema opera en régimen estacionario.
- ✓ Los intercambiadores de calor están bien aislados de los alrededores por lo que solo hay intercambio de calor entre las corrientes de fluido caliente y frío.
- ✓ Las corrientes de salida en el absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- ✓ Los cambios de energía cinética y potencial durante todos los procesos en el ciclo son despreciables.
- ✓ No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes accesorios del sistema y tuberías.
- ✓ La expansión en las válvulas de estrangulación se considera isoentálpica.
- ✓ La variación de temperatura del refrigerante en el evaporador es despreciable.

3.1.3. Caracterización Del Modelo Termodinámico

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. Con el fin de mejorar la

eficiencia del sistema una técnica bastante empleada en la actualidad es la de incorporar un intercambiador de calor entre el absorbedor y el generador, este dispositivo es denominado intercambiador de calor de solución, el cual ha de incorporarse al modelo propuesto. Para una mejor comprensión de los cálculos que se efectuarán en apartados posteriores, se presenta en la figura 6.1 el diagrama de bloques del sistema propuesto.

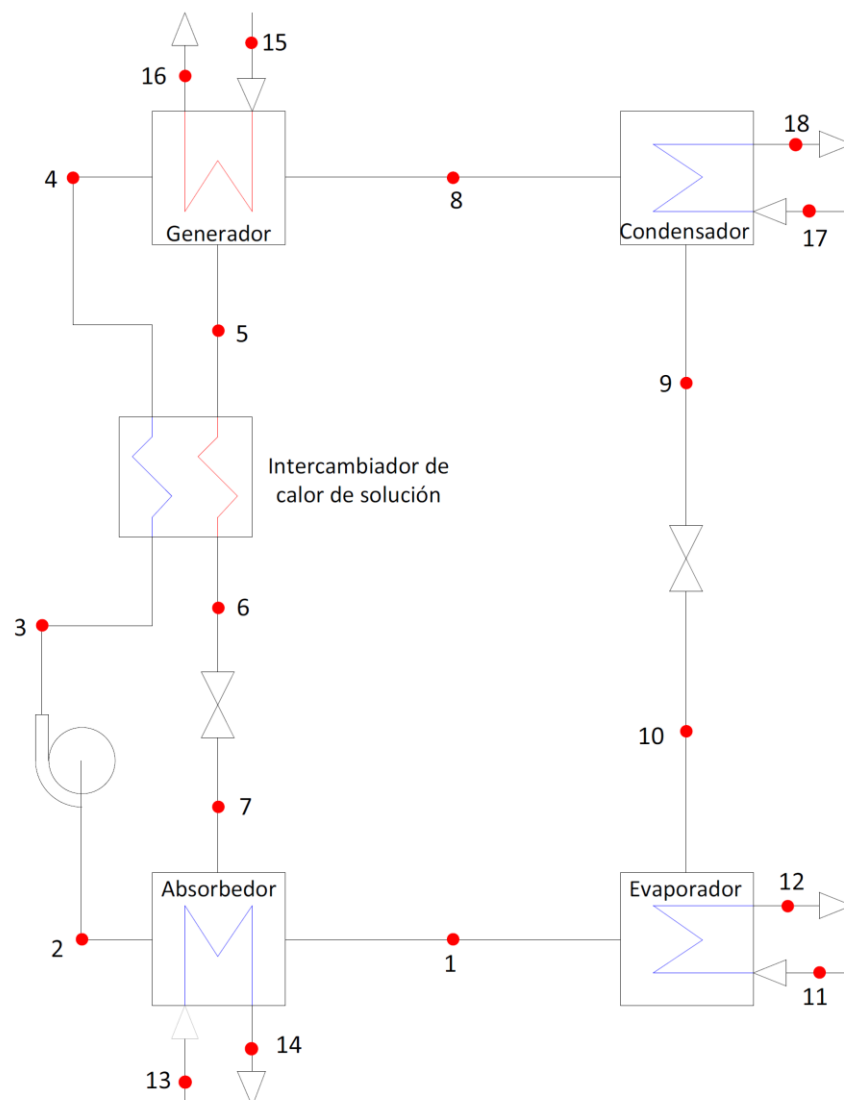


Figura 3.1 Diagrama de bloques del sistema de refrigeración por absorción.

3.1.4. Consideraciones de diseño.

El par de sustancias a utilizar en el diseño del ciclo de absorción es el bromuro de litio y agua, debido a que se trabajará en el evaporador a temperaturas arriba de los 0.0 °C y

bajo dichas condiciones de operación el par bromuro de litio agua ha demostrado ser la mejor opción.

Se supone que el ciclo de absorción opera únicamente en dos niveles de presión, el lado de alta presión está formado por el generador y el condensador, mientras que el lado de baja presión está formado por el absorbedor y el evaporador. El nivel de alta presión corresponde a la presión de líquido saturado a la temperatura de operación del condensador, mientras que el nivel de baja presión corresponde al valor de la presión de vapor saturado a la temperatura de operación del evaporador.

Para fijar la temperatura a la salida del condensador del sistema de absorción se tiene en cuenta que es necesario que exista un gradiente térmico considerable entre esta temperatura y la temperatura de entrada del circuito de enfriamiento suponiendo que el circuito de enfriamiento del condensador también usa el agua proveniente del absorbedor, es prudente fijar la temperatura de este elemento en un valor nominal de 45 °C, lo cual da una diferencia de 12 °C con la temperatura nominal de salida del absorbedor, de este modo se tiene que $T_9 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$ y $T_{11} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$. Respecto a la temperatura nominal de operación del evaporador, esta se fija como $T_1 = T_{12} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ (ver figura 3.1).

Los niveles de concentración tanto en el absorbedor como en el generador son restringidos por los rangos de aplicación de las ecuaciones a utilizar, esas ecuaciones son presentadas a continuación:

a) Ecuaciones temperatura vrs concentración.

$$T_s = \sum_0^3 B_n \cdot X^n + Tr \cdot \sum_0^3 A_n \cdot X^n \quad (3.1)$$

Dónde:

X : Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s : Temperatura de la solución en $^{\circ}\text{C}$

T_r : Temperatura del refrigerante en $^{\circ}\text{C}$

Valores de las constantes:

$$A_0 = -2.00755$$

$$B_0 = 124.937$$

$$A_1 = 0.16976$$

$$B_1 = -7.71649$$

$$A_2 = -3.133362 \times 10^{-3}$$

$$B_2 = 0.152286$$

$$A_3 = 1.97668 \times 10^{-5}$$

$$B_3 = -7.95090 \times 10^{-4}$$

Rango de aplicación.

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

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

$$45 < x < 70\% \text{ LiBr}$$

b) Ecuación entalpía, temperatura y concentración.

$$h_s = \sum_0^4 A_n \cdot x^n + T_s \cdot \sum_0^4 B_n \cdot x^n + T_s^2 \sum_0^4 C_n \cdot x^n \quad (3.2)$$

Dónde:

h_s : Entalpía específica en KJ/Kg

t_s : Temperatura de la solución

x : Concentración en % de LiBr

Valores de las constantes:

$$A_0 = -2024.33$$

$$B_0 = 18.2829$$

$$C_0 = -3.7008214 \times 10^{-2}$$

$$A_1 = 163.309$$

$$B_1 = -1.1691757$$

$$C_1 = 2.8877666 \times 10^{-3}$$

$$A_2 = -4.88161$$

$$B_2 = 3.24804184 \times 10^{-2}$$

$$C_2 = -8.1313015 \times 10^{-5}$$

$$A_3 = 6.302948 \times 10^{-2}$$

$$B_3 = -4.034184 \times 10^{-4}$$

$$C_3 = 9.9116628 \times 10^{-7}$$

$$A_4 = -2.913705 \times 10^{-4}$$

$$B_4 = 1.8520569 \times 10^{-6}$$

$$C_4 = -4.441207 \times 10^{-9}$$

Rango de aplicación:

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

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

Respetando las limitantes impuestas por las ecuaciones anteriores y alejándonos de la línea de cristalización (ver figura 2.2) se fijara un valor de 54% como concentración débil y de 63% de *LiBr* como concentración fuerte.

Esto es:

$$X_{sol,débil} = 54\%$$

$$X_{sol,fuerte} = 63\%$$

Dónde:

Xsol, débil: Concentración de la solución débil

Xsol, fuerte: Concentración de la solución fuerte.

Respecto a la temperatura del flujo de alimentación en el generador esta será proveniente de los colectores solares ,la temperatura de estos oscilan entre los 88 ⁰C y los 93⁰C .

3.1.5. DISEÑO TERMODINÁMICO DE LA UNIDAD GENERADORA.

Como se detalló con anterioridad el caudal o flujo volumétrico que se maneja en la unidad es de 9.612 m³/h y su entrada promedio es 13 ⁰C .

3.1.5.1. Cálculo de la carga térmica.

La carga térmica es el calor que debe remover el evaporador, en este caso para bajar la temperatura desde 13 ⁰C a 7⁰C retorno al tanque de almacenamiento de agua refrigerada.

El volumen del tanque a usar es de 1600 litros del cual se tiene un flujo volumétrico de 0.00267 m³/s, se procede a obtener el flujo másico de este modo.

$$m_o = V1 \cdot \rho_{H2O}$$

$$m_o = \left(0.00267 \frac{m^3}{s} \right) \cdot 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_o = 2.67 \frac{kg}{s}$$

Refiriéndonos a la figura 6.1 se tiene:

$$T_{11} = 13 \text{ } ^\circ\text{C} \qquad h_{11} = 54.6 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_{12} = 7 \text{ } ^\circ\text{C} \qquad h_{12} = 29.42 \frac{kJ}{kg}$$

Con estos datos se procede a calcular la carga térmica.

$$Q_{1evap} = m_o(h_{11} - h_{12})$$

$$Q_{1evap} = 2.67 \frac{kg}{s} \cdot \left(54.6 \frac{kJ}{kg} - 29.42 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_{1evap} = 67.23kw$$

3.1.5.2. Determinación de los flujos máscicos.

Para $T_9 = 45^\circ\text{C}$

$P_9 = P_{sat} = 9.5953 \text{ KPa}$

$h_9 = h_f = 188.44 \text{ KJ/Kg}$

Para $T_1 = 5^\circ\text{C}$

$P_1 = P_{sat} = 0.8725 \text{ KPa}$

$h_1 = h_f = 2510.1 \text{ KJ/Kg}$

El proceso del punto 9 al punto 10 es isoentálpico, con lo que se define el punto 10 de la siguiente manera:

$$h_{10} = h_9 = 188.44 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_{10} = T_1 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{10} = P_1 = 0.8725 \text{ Kpa}$$

Mediante el conocimiento de la carga térmica y el cambio de entalpía que sufre el fluido de trabajo a través del evaporador, se calcula el flujo de refrigerante puro:

$$Q_{1evap} = m_{ref}(\dot{h}_1 - h_{10})$$

$$m_{ref} = \frac{Q_{1evap}}{(h_1 - h_{10})}$$

$$m_{ref} = \frac{67.23kw}{\left(2510.1 \frac{KJ}{Kg} - 188.44 \frac{KJ}{Kg}\right)}$$

$$m_{ref} = 0.0289 \frac{kg}{s}$$

Dónde:

Q_{1evap} : Carga térmica del evaporador

m_{ref} : Flujo másico del refrigerante puro.

Nota: en los puntos 8, 9, 10 y 1 circula refrigerante puro (ver figura 3.1)

Aplicando un balance de masa en el generador se llega a la siguiente expresión:

$$m_{ref} + m_{sol,fuerte} = m_{sol,debil} \quad (3.3)$$

Recordando que la concentración indica el porcentaje de masa de absorbente por solución, se concluye que:

$$x_{sol,fuerte} \cdot m_{sol,fuerte} = x_{sol,debil} \cdot m_{sol,debil} \quad (3.4)$$

Simultaneando “3.3” y “3.4” se llega a:

$$m_{sol,debil} = \frac{m_{ref}}{1 - \frac{x_{sol,debil}}{x_{sol,fuerte}}}$$

$$m_{sol,debil} = \frac{0.0289 \frac{kg}{s}}{1 - \frac{0.54}{0.63}}$$

$$m_{sol,debil} = 0.2027 \frac{kg}{s}$$

$$m_{sol,fuerte} = 0.1737 \frac{kg}{s}$$

Dónde:

$m_{sol,fuerte}$: Flujo másico de la solución fuerte.

$m_{sol,debil}$: Flujo másico de la solución débil

El $m_{sol,debil}$ se presenta en los puntos 2, 3 y 4; mientras el $m_{sol,fuerte}$ en los puntos 5, 6 y 7.

3.1.6. CARACTERIZACIÓN DEL EVAPORADOR.

Este dispositivo ha sido analizado en apartados anteriores, sin embargo por fines prácticos se muestra un resumen de las condiciones de operación de él.

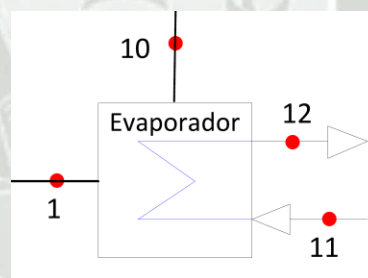


Figura 3.2 Representación esquemática del evaporador del sistema de refrigeración por absorción.

$$T_1 = 5^{\circ}C$$

$$T_{11} = 13^{\circ}C$$

$$h_1 = 2510.1 \frac{KJ}{Kg}$$

$$h_{11} = 54.6 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_{10} = T_1 = 5^{\circ}C$$

$$T_{12} = 7^{\circ}C$$

$$h_{10} = 188.44 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{12} = 29.42 \frac{kJ}{kg}$$

3.1.7. CARACTERIZACIÓN DEL ABSORBEDOR.

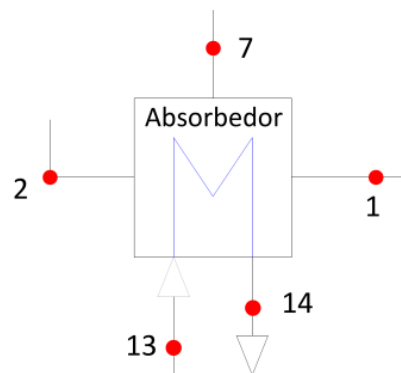


Figura 3.3 Representación esquemática del absorbedor del sistema de refrigeración por absorción.

Datos:

$$P_{absorvedor} = 0.87 \text{ Kpa}$$

$$T_{saturacion} = 5^{\circ}\text{C}$$

$$x_2 = 54 \%$$

$$x_7 = 63 \%$$

a) Cálculo de la temperatura de solución en el punto 2 y su respectiva entalpía.

Empleando la ecuación 3.1

$$T_2 = \sum_0^3 Bn. (54)^n + 5^{\circ}\text{C} \cdot \sum_0^3 An. (54)^n = 32.8^{\circ}\text{C}$$

Empleando la ecuación 3.2

$$h_2 = \sum_0^4 An. (54)^n + 32.8^{\circ}\text{C} \cdot \sum_0^4 Bn. (54)^n + 32.8^{\circ}\text{C}^2 \sum_0^4 Cn. (54)^n = 75.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

b) Cálculo de la temperatura de solución en el punto 7.

Empleando la ecuación 3.1

$$T_7 = \sum_0^3 Bn. (63)^n + 5^{\circ}\text{C} \cdot \sum_0^3 An. (63)^n = 50.37^{\circ}\text{C}$$

3.1.7.1. Dimensionamiento de la bomba.

La potencia consumida por la bomba está dada por la siguiente ecuación (ver figura 3.1).

$$W_{bomba} = m_{sol,debil} \cdot V_{sol,debil} (P_3 - P_2)$$

$$W_{bomba} = \frac{m_{sol,debil} (P_3 - P_2)}{\rho_{sol,debil}}$$

$$W_{bomba} = \frac{0.2027 \frac{kg}{s} (9.59kpa - 0872kpa)}{1590 \frac{kg}{m^3}} = 1.11 W$$

Para obtener el valor de $\rho_{sol,debil}$ utilizaremos el grafico de la figura 3.4. Con una concentración de $x_{sol,debil} = 54\%$ y una temperatura de $32.8^\circ C$ se tiene un valor de 1590 kg/m^3 .

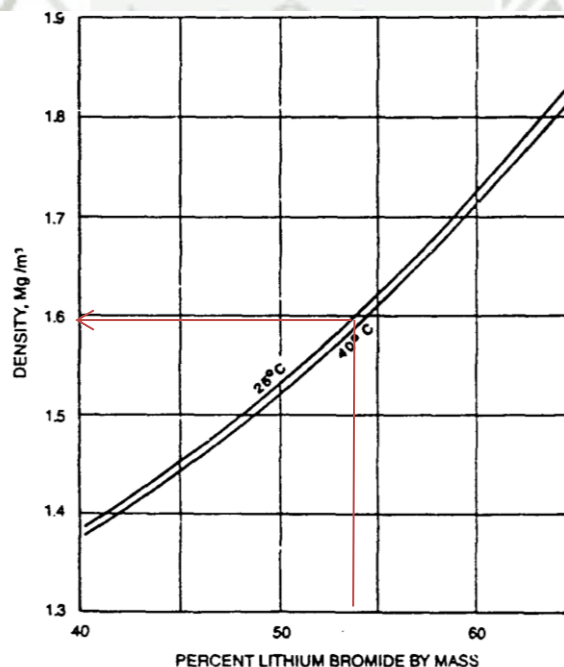


Figura 3.4 Densidad específica de las soluciones acuosas de bromuro de litio. (Capítulo 29 de ASHRAE 2009, figura 1)

Calculando h_3 se tiene:

$$h_3 = h_2 + \frac{W_{bomba}}{m_{sol,debil}}$$

$$h_3 = 75.4 \frac{kJ}{kg} + \frac{0.00111 kW}{0.2027 \frac{kg}{s}} = 75.42 \frac{kJ}{kg}$$

3.1.8. CARACTERIZACIÓN DEL GENERADOR.

Datos:

$$P_{absorbedor} = 9.59 Kpa$$

$$T_{sol} = 45 ^\circ C$$

$$x_4 = 54 \% LiBr$$

$$x_5 = 63 \% LiBr$$

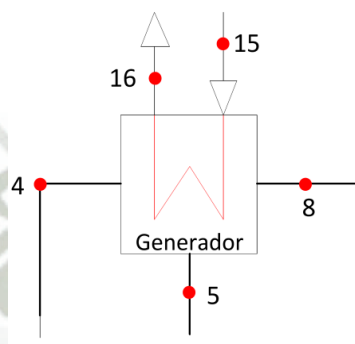


Figura 3.5 Representación esquemática del generador del sistema de refrigeración por absorción.

Calculando la temperatura de solución en el punto 5 y su respectiva entalpía.

Empleando la ecuación 3.1:

$$T_5 = \sum_0^3 B_n \cdot (63)^n + 45^\circ C \cdot \sum_0^3 A_n \cdot (63)^n = 98.12 ^\circ C$$

Empleando la ecuación 3.2

$$h_5 = \sum_0^4 A_n \cdot (63)^n + 98.12^\circ C \cdot \sum_0^4 B_n \cdot (63)^n + 98.12^\circ C^2 \sum_0^4 C_n \cdot (63)^n = 240.7 \frac{kJ}{kg}$$

Nota: el punto 8 será caracterizado durante el análisis del condensador y el punto 4 será calculado al final del análisis del ciclo.

3.1.9. CARACTERIZACIÓN DEL CONDENSADOR.

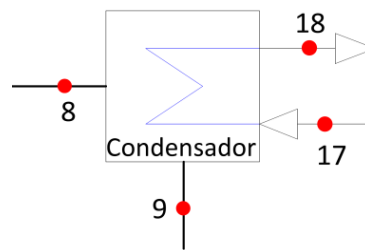


Figura 3.6 Representación esquemática del condensador del sistema de refrigeración por absorción.

El punto 9 ya es conocido por lo tanto el único punto por caracterizar es el punto 8, como se ha explicado el refrigerante abandona el generador a la misma temperatura de saturación de la mezcla débil de LiBr-H₂O por tanto:

$$T_8 = \sum_0^3 B_n \cdot (54)^n + 45^\circ\text{C} \cdot \sum_0^3 A_n \cdot (54)^n = 78.19^\circ\text{C}$$

Debido a que en este punto solo se encuentra presente refrigerante puro, la entalpía del punto 8 es la correspondiente a la entalpía de vapor de agua sobrecalentado.

Con:

$$T_8 = 78.19^\circ\text{C} \quad \text{y} \quad P_8 = 9.59 \text{ Kpa}$$

Se tiene:

$$h_8 = 26454.95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.1.10. CARACTERIZACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCIÓN.

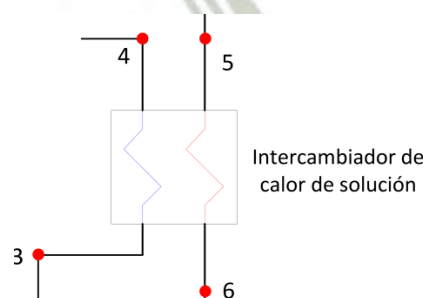


Figura 3.7 Representación esquemática del intercambiador de calor de solución del sistema de refrigeración por absorción.

Para analizar este componente nos valemos del concepto de “eficiencia de intercambio de calor entre las corrientes (P)”, al aplicarlo a este dispositivo se obtiene:

$$P = \frac{T_6 - T_5}{T_3 - T_5} \quad (3.5)$$

De donde:

$$T_6 = PT_3 + (1 - P)T_5$$

Para efectos de análisis se asume un valor de $P = 0.6$ ya que esta es una cantidad representativa para este tipo de intercambiadores de calor, de este modo:

$$T_6 = (0.6)(32.8^\circ C) + (1 - 0.6)(98.12^\circ C) = 58.92^\circ C$$

Aplicando la ecuación 3.2:

$$h_6 = \sum_0^4 An. (63)^n + 58.92^\circ C \cdot \sum_0^4 Bn. (63)^n + 58.92^\circ C^2 \sum_0^4 Cn. (63)^n =$$

$$h_6 = h_7 = 168.14 \frac{kJ}{kg}$$

3.1.11 BALANCE ENERGÉTICO DEL CICLO GLOBAL DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

Aplicando 1º ley de la termodinámica:

$$Q_{condensador} + Q_{evaporador} + Q_{absorbedor} + Q_{generador} = W_{bomba}$$

$$Q_{cond} = m_{ref}(h_8 - h_9)$$

$$Q_{cond} = 0.0289 \frac{kg}{s} \left(2645.9 \frac{kJ}{kg} - 188.44 \frac{kJ}{kg} \right) = 71.16 Kw$$

$$Q_{abs} = m_{ref} \cdot h_1 + m_{sol.fuerte} \cdot h_7 - m_{sol.debil} \cdot h_2$$

$$Q_{abs} = 0.0289 \frac{kg}{s} \cdot \left(2510.1 \frac{kJ}{kg} \right) + 0.173 \frac{kg}{s} \left(156.86 \frac{kJ}{kg} \right) - 0.2327 \frac{kg}{s} \left(75.4 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_{abs} = 86.61 \text{ Kw}$$

$$Q_{gen} = Q_{cond} - Q_{evap+} + Q_{abs} + W_{bomba}$$

$$Q_{gen} = 71.16 \text{ Kw} - 67.23 \text{ Kw} + 86.61 \text{ Kw} + 0.00111 = 90.5 \text{ Kw}$$

$$Q_{gen} = m_{ref} \cdot h_8 + m_{sol.fuerte} \cdot h_5 - m_{sol.debil} \cdot h_4$$

$$h_4 = \frac{m_{ref} \cdot h_8 + m_{sol.fuerte} \cdot h_5 - Q_{gen}}{m_{sol.debil}}$$

$$h_4 = \frac{0.0289 \frac{kg}{s} \cdot \left(2645.9 \frac{kJ}{kg} \right) + 0.173 \frac{kg}{s} \left(240.7 \frac{kJ}{kg} \right) - 90.5 \text{ Kw}}{0.2027 \frac{kg}{s}} = 137.62 \frac{kJ}{kg}$$

Empleando el diagrama de entalpia y la concentración del 54% tenemos:

$$T_4 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora que se tienen caracterizados todos los puntos del ciclo, puede ser calculada la interacción de calor entre la solución débil y fuerte en el intercambiador de solución.

$$Q_{sol} = m_{sol.debil} (h_4 - h_3)$$

$$Q_{sol} = 0.2027 \frac{kg}{s} \left(137.6 \frac{kJ}{kg} - 75.4 \frac{kJ}{kg} \right) = 12.61 \text{ Kw}$$

Para medir el desempeño del sistema de refrigeración por absorción se calcula el coeficiente de Performance, el cual está dado por:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen} + W_{bomba}}$$

$$COP = \frac{67.23Kw}{90.5Kw + 0.00111Kw} = 0.742$$

Un $COP \approx 0.742$ es un valor bastante razonable ya que el valor de este parámetro para las unidades comerciales efectivamente ronda por los 0.8.

3.1.12. CALCULO DEL FLUJO MÁSIICO DE LOS CIRCUITOS EXTERNOS AL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

a) Para el absorbedor y condensador.

Los datos disponibles en cuanto al agua de enfriamiento del absorbedor son $T_{13} = 28^{\circ}C$ y $T_{14} = 33^{\circ}C$, se tiene en cuenta que el agua de los circuitos de enfriamiento se encuentra en estado líquido por lo que es razonable suponer que las propiedades de está corresponden aproximadamente a las de líquido saturado a la temperatura indicada, de este modo se tiene:

$$\text{Para } T_{13} = 28^{\circ}C \text{ se tiene } h_{13} = 117.37 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Para } T_{14} = 33^{\circ}C \text{ se tiene } h_{13} = 138.28 \frac{kJ}{kg}$$

Ahora para el flujo másico del agua de enfriamiento del absorbedor se tiene:

$$m_{agua} = \frac{86.61 Kw}{\left(138.28 \frac{kJ}{kg} - 117.37 \frac{kJ}{kg}\right)} = 4.14 \frac{kg}{s}$$

b) Para el Generador de la unidad.

Como ya se mencionó en apartados anteriores, el líquido caliente aportado por colectores solares que aportan el calor al generador se encuentra a una temperatura de entrada de $T_{13} = 88\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale a $T_{13} = 83\text{ }^{\circ}\text{C}$. por lo tanto sus propiedades dependen de su temperatura; para el caso se considera que su entalpía es aproximadamente igual a la entalpía de líquido saturado de este modo:

Para $T_{15} = 88\text{ }^{\circ}\text{C}$ se tiene $h_{13} = 347.62 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Para $T_{16} = 83\text{ }^{\circ}\text{C}$ se tiene $h_{13} = 368.63 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Tiene entonces:

$$m_{\text{agua}} = \frac{90.55 \text{ Kw}}{\left(368.63 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 347.62 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)} = 4.3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.1.13. RESUMEN DE PARÁMETROS DE DISEÑO

Tabla 3.1 Resumen de la condiciones de operación del sistemas de refrigeración por absorción.

Condiciones de operación	Unidad Generadora
✓ Carga térmica en el evaporador	67.23 kw
✓ Flujo de calor que hay que remover del absorbedor	86.61 kw
✓ Flujo de calor que demanda el Generador	90.5 kw
✓ Flujo de calor que hay que	71.164 kw

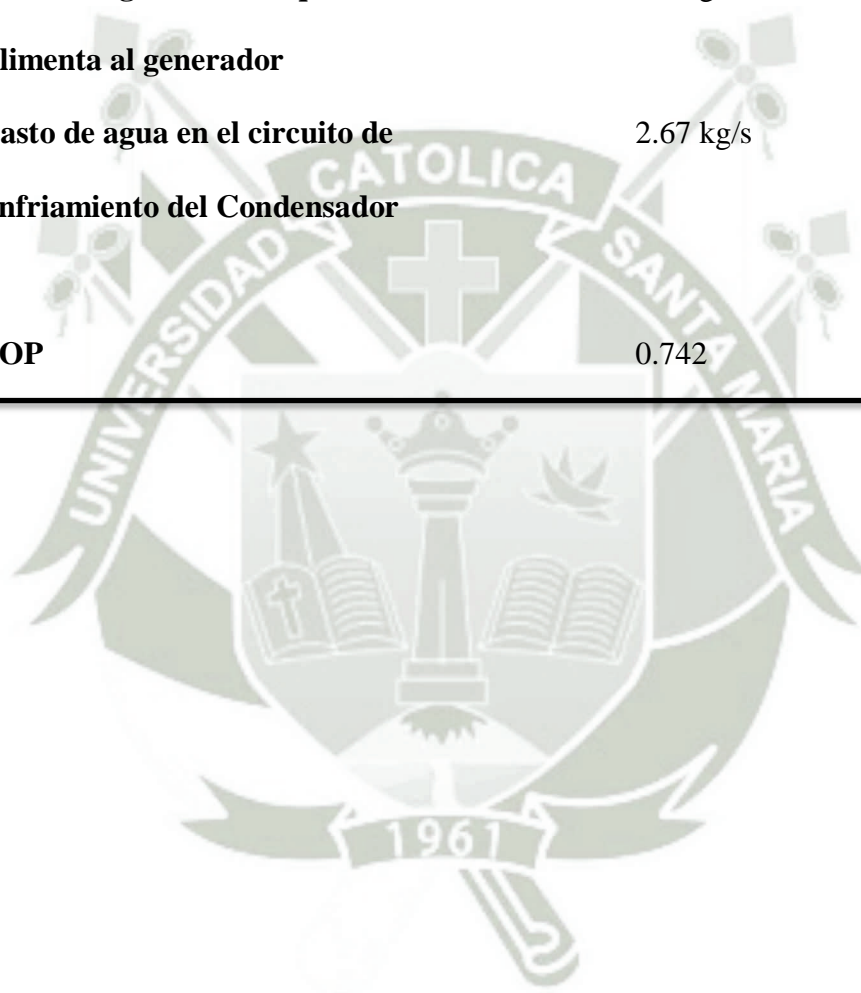
remover del condensador

- ✓ **Potencia demandada por la bomba** 0.0111 kw
- ✓ **Intercambiador de Solución** 12.61 kw
- ✓ **Gasto de agua enfriada en el evaporador** 2.67 kg/s
- ✓ **Gasto de agua en el circuito de** 4.14 kg/s

enfriamiento del absorbedor

- ✓ **Gasto de agua caliente que** 4.3 kg/s
- alimenta al generador**
- ✓ **Gasto de agua en el circuito de** 2.67 kg/s
- enfriamiento del Condensador**

- ✓ **COP** 0.742
-



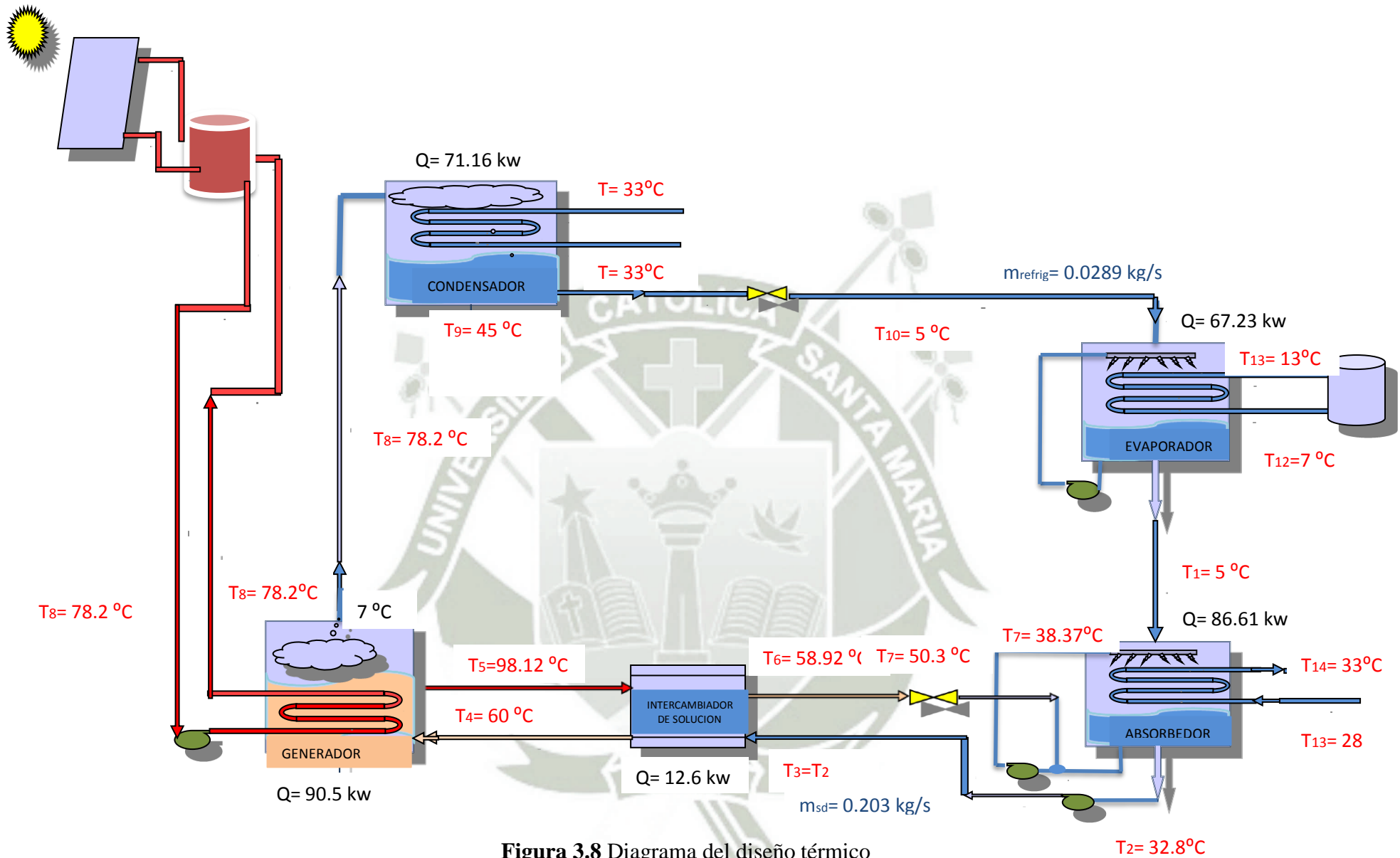


Figura 3.8 Diagrama del diseño térmico

Fuente: Elaboración propia

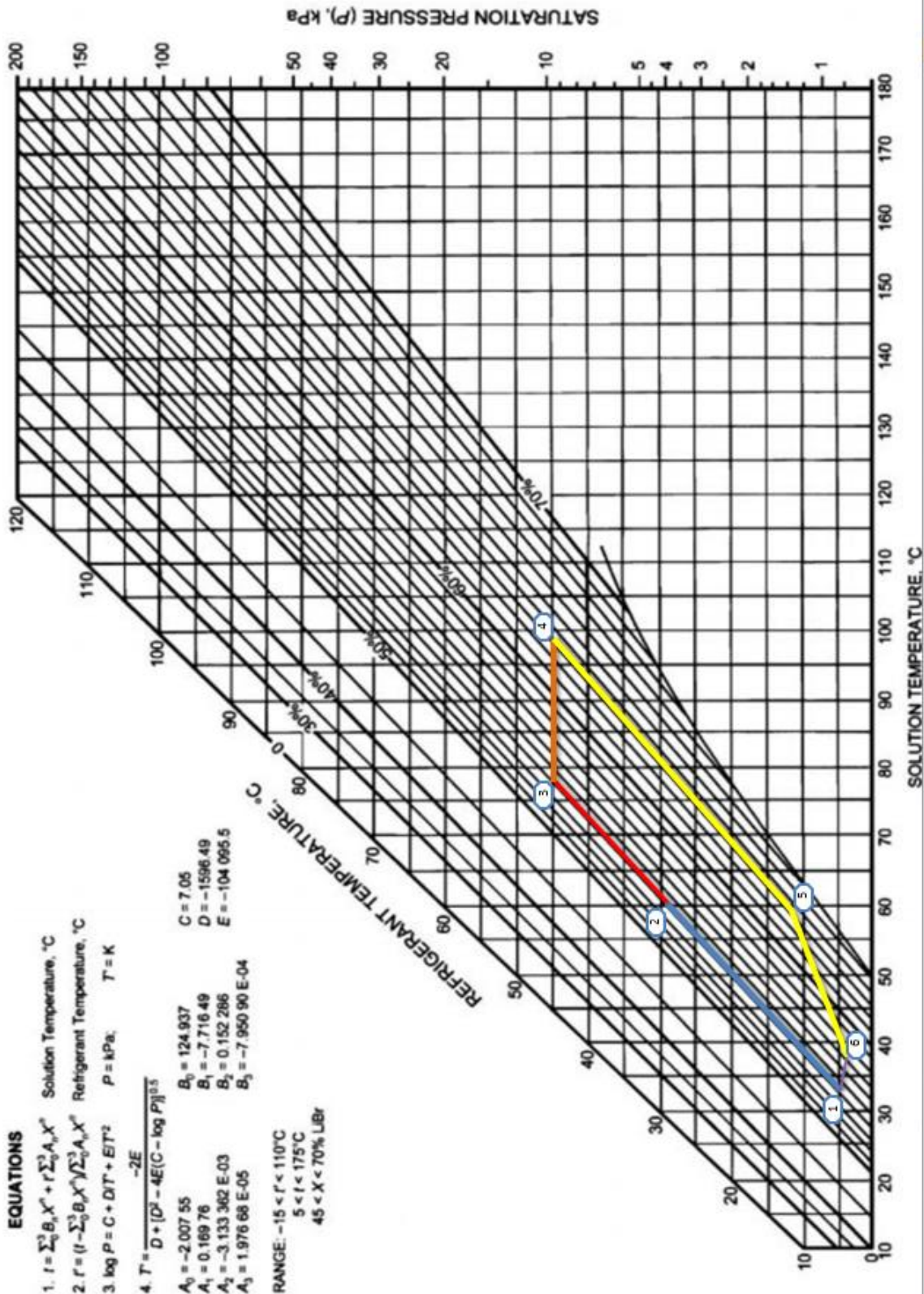


Figura 3.9 Diagrama de Equilibrio del diseño térmico

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.2 Resumen de parámetros de diseño del sistema de refrigeración para la unidad

Punto	Temperatura °C	Presión (kPa)	Entalpía ($\frac{kJ}{kg}$)	Flujo másico ($\frac{kg}{s}$)	Concentración % $\frac{kgLiBr}{kgH_2O}$
1	5	0.8725	2510.1	0.0289	-
2	32.8	0.8725	75.4	0.203	54
3	32.8	9.5953	75.4	0.203	54
4	60.0	9.5953	137.62	0.203	54
5	98.12	9.5953	240.7	0.173	63
6	58.92	9.5953	168.14	0.173	63
7	50.37	0.8725	168.14	0.173	63
8	78.2	9.5953	2645.95	0.0289	-
9	45	9.5953	188.44	0.0289	-
10	5	0.8725	188.44	0.0289	-
11	13	-	54.6	2.67	-
12	7	-	29.42	2.67	-
13	28	-	117.38	4.12	-
14	33	-	138.28	4.12	-
15	83	-	347.62	4.3	-
16	88	-	368.63	4.3	-
17	33	-	138.28	4.12	-
18	37	-	154.9	4.12	-

3.2 DISEÑO MECÁNICO

3.2.1. Consideraciones de diseño para el dimensionamiento mecánico.

En general el diseño y dimensionamiento de cada uno de los intercambiadores de calor de los sistemas de absorción destinados a brindar el aire acondicionado se basan en lo establecido por las normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Referente a la disposición física de los intercambiadores de calor esta obedece a la disposición presentada en la figura 3.4 del capítulo anterior, sin embargo las dimensiones de cada uno de estos intercambiadores de calor difieren bastante unas de las otras, por lo que a lo largo de este capítulo se dimensionaran el área de transferencia de calor de cada uno de estos componentes.

Las hipótesis y simplificaciones echas para efectuar el diseño termodinámico siguen siendo válidas para el diseño mecánico, estas hipótesis son las siguientes:

- ✓ El sistema opera en régimen estacionario.
- ✓ Los intercambiadores de calor están bien aislados de los alrededores por lo que solo hay intercambio de calor entre las corrientes de fluido caliente y frío.
- ✓ Las corrientes de salida en el absorbedor, generador, condensador y evaporador están en condiciones de saturación.
- ✓ No se consideran pérdidas o ganancias de calor a través de los diferentes accesorios del sistema y tuberías.
- ✓ La expansión en las válvulas de estrangulación se considera isoentálpica.
- ✓ La variación de temperatura del refrigerante en el evaporador es despreciable.

Para el análisis de transferencia de calor es necesario conocer otras propiedades de la solución, que no fueron descritas en el capítulo anterior, estas propiedades son: La

viscosidad dinámica u_s , el calor específico $c_{p,s}$ y la conductividad térmica k_s .A continuación se presentan correlaciones que describen a las propiedades antes citadas.

a) Ecuación de la densidad, temperatura y concentración.

$$\rho_s = 0.2288x^2 - 6.0579x + 1252.2 - 0.91652667(T_s - 33.1054262) \quad (3.6)$$

Dónde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s : Temperatura de la solución en $^{\circ}C$

ρ_s : Densidad de la solución en kg/m^3

b) 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.

$$c_{p,s} = 0.0976x^2 - 37.512x + 3825.4 \quad (3.7)$$

Dónde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

$c_{p,s}$: Calor específico de la solución en $j/kg \text{ k}$

c) Viscosidad dinámica de la solución LiBr – H2O

$$u_s = 0.001EXP \left[A_1 + \frac{A_2}{T_s + 273.15} + A_3 \ln|T_s + 273.15| \right] \quad (3.8)$$

Con:

$$A_1 = -494.122 + 16.3969x - 0.14511x^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568x - 8.522755x^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014x - 0.0207809x^2$$

Dónde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s : Temperatura de la solución en $^{\circ}C$

u_s : Viscosidad dinámica de la solución en $Pa.s$

Rango de aplicación:

$$45 < x < 65\%Libr$$

d) Conductividad térmica de la solución.

$$k_s = 0.05[k_1 + (k_2 - k_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s \geq 39.85^{\circ} \quad (3.9)$$

$$k_s = 0.05[k_1 + (k_3 - k_1)(T_s - 39.85)]; \text{ para } T_s < 39.85^{\circ}C \quad (3.10)$$

Con:

$$A_1 = -494.122 + 16.3969x - 0.14511x^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568x - 8.522755x^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014x - 0.0207809x^2$$

Dónde:

x : Es la concentración en peso de bromuro de litio

T_s : Temperatura de la solución en

k_s : Conductividad térmica de la solución en

3.2.2. Descripción Del Método De Diseño

Del diseño termodinámico se conocen una gran serie de datos tales como: presiones, temperaturas, concentraciones y flujos máscicos de cada una de las corrientes que atraviesan cada intercambiador de calor. Partiendo de dichos datos se calcula las propiedades restantes de las corrientes de fluidos valiéndose de las ecuaciones presentadas hasta el momento en este capítulo.

Luego se asigna que fluido va por los tubos y cual va por la carcasa, para ello se toman en cuenta las recomendaciones sugeridas en las normas TEMA, estas son:

- ✓ El fluido con mayor presión va en los tubos.
- ✓ El fluido más corrosivo circula por los tubos.
- ✓ Los fluidos más sucios van en los tubos.
- ✓ El fluido más caliente va en los tubos.
- ✓ El fluido con menor pérdida de presión va a circular por la carcasa.
- ✓ El fluido a condensar o evaporar va siempre en la carcasa.

Después de haber establecido que fluido va por los tubos, se procede a escoger el diámetro, el arreglo y el paso de los mismos; para ello también se toman en cuenta las recomendaciones dadas en las normas TEMA. En el caso particular de este proyecto el diámetro de los tubos será bajo los estándares de la BWG (Birmingham Wire Gauge) se prefiere un arreglo triangular en los tubos.

Este análisis se llevará a cabo siguiendo los siguientes pasos generales:

1. En función del tipo de fluidos y del conocimiento de las condiciones de proceso se asume un valor aproximado del coeficiente de transferencia de calor global.
2. Se calcula la diferencia logarítmica media de temperatura como si se tratara de un intercambiador de calor a contra corriente pura, esto mediante la ecuación, dicha

expresión es:

$$DMLT_{cp} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left| \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right|} \quad (3.11)$$

3. Se selecciona el número de pasos en la carcasa y la configuración del equipo de tal manera que se satisfaga la limitante impuesta por el factor de corrección de la diferencia de temperatura media logarítmica, esta limitante consiste en garantizar que el valor de este factor sea siempre mayor a 0.75. Para el cálculo y verificación de puede hacerse uso de los gráficos proporcionados en el Anexo 11

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln \left| \frac{1 - P_x}{1 - R \cdot P_x} \right|}{\ln \left| \frac{\frac{2}{P_x} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P_x} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right|}; \text{ para } R \neq 1 \quad (3.12)$$

$$F_t = \frac{\frac{P_x \sqrt{R^2 + 1}}{1 - P_x}}{\ln \left| \frac{\frac{2}{P_x} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P_x} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right|}; \text{ para } R = 1$$

$$P_x = \frac{S}{N_s - N_s \cdot S + S}; \text{ para } R = 1$$

$$P_x = \frac{1 - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/N_s}}{R - \left(\frac{R \cdot S - 1}{S - 1} \right)^{1/N_s}}; \text{ para } R \neq 1$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Dónde:

Ft: Es el factor de corrección de *L.M.T.D.*

R y S : Parámetros adimensionales para el cálculo de Ft.

T1 y T2: Temperaturas de entrada y salida del fluido más caliente respectivamente.

t1 y t2 : Temperaturas de entrada y salida del fluido más frío respectivamente.

4. Se calcula un área de transferencia de calor con el U supuesto, el $DMLT$ y el Ft estimados hasta el momento, mediante la siguiente expresión:

$$A_{req} = \frac{Q}{F_t \cdot DMLT \cdot U} \quad (3.13)$$

5. Con el área supuesta se propone una geometría para el intercambiador de calor y con ello se calcula el coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos referido al diámetro exterior de los mismos (h_{io}) y el coeficiente de transferencia de calor del lado del lado de la carcasa (h_o).

Nota: Los modelos para el cálculo de estos dos parámetros difieren para cada tipo de intercambiador de calor, por lo que dichos métodos serán presentados en el análisis de cada intercambiador de calor en particular.

6. Se calculan las caídas de presión en los tubos, los cabezales y la carcasa para posteriormente poder dimensionar las bombas del sistema.

7. Mediante el empleo de tablas se estima un valor razonable para la resistencia de ensuciamiento R_f de los intercambiadores de calor y mediante el conocimiento de este parámetro y de h_{io} y h_o se calcula el valor de valiéndonos de la siguiente ecuación:

$$U_d = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_f \right]^{-1} \quad (3.14)$$

8. Con el nuevo valor de U se calcula una nueva área requerida para la transferencia de calor y se compara con el área disponible en la geometría propuesta, y de ser esta última ligeramente mayor a la requerida el procedimiento de interacción finaliza, de lo contrario con el nuevo U estimado y área de transferencia de calor requerida se propone

una nueva geometría para iniciar una nueva verificación hasta que se cumpla lo antes descrito.

3.2.3 DISEÑO DEL EVAPORADOR .

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AKL, Clase C.
- ✓ Configuración 1-8 (1 paso por la carcasa, 8 pasos por los tubos).
- ✓ Longitud de los tubos (3m) .
- ✓ Tubería de 1/2 , calibre 14 BWG ($D_o=0.0127$ m y $D_i=0.0102$ m).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s=1$ m
- ✓ Numero de Tubos $N= 250$.
- ✓ 3 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $P_t =0.0159$ m.

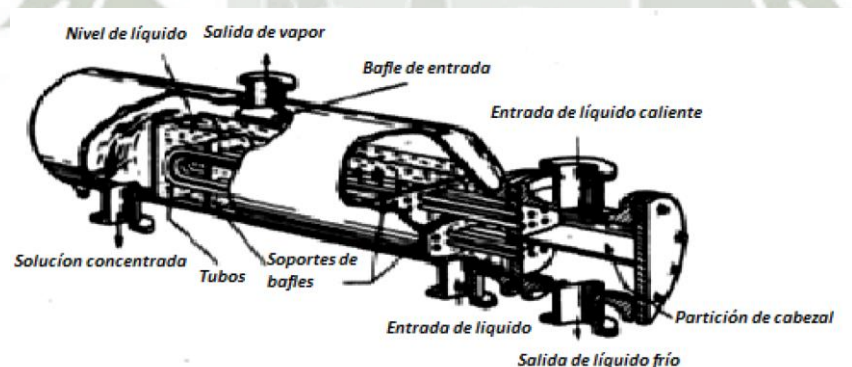


Figura 3.10 Evaporador o generador de vapor tipo Kettle.

b) Datos de entrada:

$$Q_{evapo} = 67.23 \text{ kw}$$

$$m_{\text{agua a refrigerar}} = 2.67 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{refri}} = 0.0289 \text{ kg/s}$$

c) Asignación de Flujos:

Según TEMA (Standars of the Tubular Exchangers Manufacturers Association) es necesario que el fluido más ensuciante circule por los tubos, dado esto; se ha decidido que el agua de enfriamiento proveniente del tanque de agua a refrigerar circule por los tubos. Por otro lado a la hora de diseñar evaporadores es deseable que el fluido a evaporar esté fuera de los tubos.

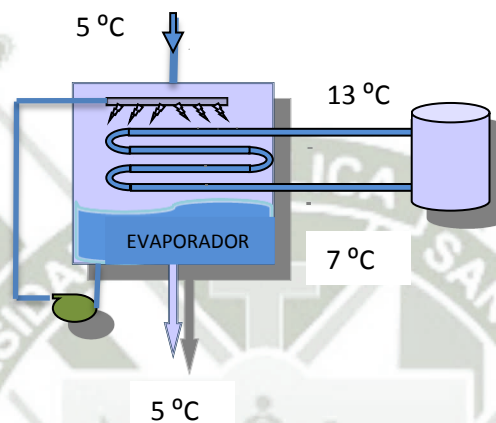


Figura 3.11 Diagrama de propiedades de proceso en el evaporador

3.2.3.1. Cálculo de la diferencia logarítmica media de temperatura real.

De la figura 3.2 se tiene:

$$DMLT = \frac{(13 - 5) - (7 - 5)}{\ln\left(\frac{13 - 5}{7 - 5}\right)} = 4.33^{\circ}\text{C}$$

Nota: Es importante mencionar que para evaporadores y condensadores, el factor de corrección de la vale 1 ya que uno de los fluidos no experimenta cambio de temperatura alguno.

3.2.3.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua a enfriar circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{13 + 7}{2} = 10^{\circ}\text{C}$$

A esta temperatura las propiedades del agua son:

- ✓ $\rho_{H_2O} = 997.3 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_{H_2O} = 0.9242 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

La velocidad del fluido se calcula mediante la ecuación 3.15 la cual está dada por:

$$Vel = \frac{\dot{V}}{A'_t(N/n)} \quad (3.15)$$

Dónde:

Vel = Velocidad del fluido dentro de los tubos m/s.

\dot{V} = Flujo volumétrico o caudal m^3/s .

A'_t = Área de flujo de un tubo m^2 .

(N/n) = Número total de tubos en un paso.

Antes de poder emplear esta ecuación es necesario calcular otros parámetros, entre ellos el área de flujo en el interior de cada tubo la cual está dada por:

$$A_{total} = \frac{\pi(0.0102\text{m}^2)}{4} \cdot \frac{250}{8} = 0.00256\text{m}^2$$

$$\dot{V} = 2.67 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (0.001) \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 0.00267 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Con estos datos se calcula la velocidad en el interior de los tubos mediante el empleo de la ecuación 3.15, al sustituir los valores correspondientes se tiene:

$$Vel = \frac{0.00267 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.00256\text{m}^2} = 1.043 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad másica está dada por:

$$G_t = \frac{m}{A_t} \quad (3.16)$$

$$G_t = \frac{2.67 \frac{kg}{s}}{0.00256m^2} = 1.043 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

El número de Reynolds en el interior de los tubos se calcula mediante el empleo de la ecuación 3.17 la cual está dada por:

$$R_{et} = \frac{D_i G_t}{\mu} \quad (3.17)$$

Nuevamente al sustituir los valores correspondientes:

$$R_{et} = \frac{0.0102m \cdot \left(1.043 \frac{m}{s}\right)}{0.001307 Pa \cdot s} = 8251.31$$

Para el caso particular del agua a temperaturas moderadas circulando en régimen turbulento, la correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos que mejores resultados brinda según la ref. (7), es la presentada a continuación:

$$h_i = 1,423 \cdot (1 + 0.0146 \cdot t) \frac{(V_{vel})^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad (3.18)$$

Dónde:

hi = Coeficiente interno de transferencia de calor (w/m² k).

t = Temperatura media del agua (°C).

Vel = Velocidad del agua circulando por los tubos (m/s).

Di = Diámetro interno del tubo (m).

$$h_i = 1,423. (1 + 0.0146(23.5^{\circ}\text{C})) \frac{\left(1.043 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^{0.8}}{0.0102\text{m}^{0.2}} = 4220.1 \frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{k}}$$

Refiriendo el coeficiente interno de transferencia de calor al exterior del tubo se tiene:

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o}$$

Sustituyendo:

$$h_{io} = 4220.1 \frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{k}} \frac{0.0102\text{m}}{0.0127\text{m}} = 3393.04 \frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{k}}$$

3.2.3.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

$$A_{prop} = \pi D_o N l \tag{3.19}$$

Dónde:

$A_{propesta}$ = Área del equipo propuesto(m^2 .)

D_o = Diámetro externo de un tubo . (m)

N = Número total de tubos.

L =Longitud del haz de tubos(m)

Sustituyendo:

$$A_{propesta} = \pi(0.017\text{m})(250\text{tubos})(3\text{m}) = 29.92\text{m}^2$$

Con el área propuesta, la densidad de flujo de calor es:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{67.23 \text{ kw}}{29.92\text{m}^2} = 2246.74 \frac{\text{w}}{\text{m}^2}$$

El coeficiente de transferencia de calor para el fluido en ebullición fuera de tubos es la suma de dos contribuciones ,la convección macroscópica, debida a la circulación del

fluido a través del haz de tubos formado por el líquido y vapor (h_{TP}) y superpuesto a este existe un efecto de microagitación, producido por el desprendimiento de burbujas en la superficie calefactora debido a la ebullición nucleada, a este coeficiente se le llama (h_{NB}).

Sumando estos dos efectos el coeficiente externo total para la transferencia de calor por ebullición será:

$$h_o = h_{NB} + h_{TP} \quad (3.20)$$

El efecto de microagitación h_{NB} es mucho mayor que el de convección macroscópica h_{TP} , por lo que su valor se puede asumir normalmente entre 250 y $500 \frac{w}{m^2k}$, se asumirá un valor de $300 \frac{w}{m^2k}$,

La expresión para determinar la magnitud de h_{NB} está dado por:

$$h_{NB} = h_{NB1} * Fb * Fc \quad (3.21)$$

Dónde:

h_{NB} = Coeficiente de transferencia de calor debido al desprendimiento de burbujas (componente microconvectivo) $\frac{w}{m^2k}$

h_{NB1} = Coeficiente de transferencia de calor por ebullición para un tubo sumergido en un fluido similar al existente en el ebullidor, y sometido a la misma densidad de flujo de calor $\frac{w}{m^2k}$.

Fb = Factor de corrección por la geometría del haz de tubos.

Fc = Factor de corrección por rango de ebullición

Al realizar un análisis de la ecuación anterior se puede determinar que h_{NB1} debe corregirse debido a que la ecuación que determina su valor está dada para un solo tubo; esto se hace con:

$$h_{NB1} = 0.00417P_c^{0.69}(q)^{0.7}F_p \quad (3.22)$$

Dónde:

h_{NB1} = Coeficiente de transferencia de calor para un tubo sumergido en un fluido similar al existente en el ebullición, y sometido a la misma densidad de flujo de calor $\frac{w}{m^2k}$. P_c = Presión crítica del fluido en ebullición (kPa).

q = Densidad de flujo de calor total considerando todos los mecanismos presentes $\frac{w}{m^2}$.

F_p = Factor de corrección por presión.

El factor de corrección por presión se calcula con:

$$F_p = 1.8 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{10} \quad (3.23)$$

➤ **Cálculo del factor de corrección por presión.**

Según los cálculos precedentes el evaporador trabajará a una presión absoluta de 0.87 kPa y de tabla de datos para agua se obtiene el valor de su presión crítica que es de 22,060 kPa. Sustituyendo datos y aplicando el criterio sugerido.

$$F_p = 1.8 \left(\frac{0.8725 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{0.8725 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{0.8725 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{10} = 0.32$$

➤ **Cálculo del valor del coeficiente de transferencia de calor microconvectivo para un sólo tubo.**

$$h_{NB1} = 0.00417 (22,060 \text{ kPa})^{0.69} \left(2246.74 \frac{w}{m^2} \right)^{0.7} (0.32) = 295.2 \frac{w}{m^2k}$$

➤ **Cálculo del factor de corrección por geometría del haz de tubos.**

$$F_p = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785 D_b}{C_1 \left(\frac{P_t}{D_0} \right)^2 D_0} - 1 \right]^{0.75}$$

Dónde:

Fb= Factor de corrección por la geometría del haz de tubos.

Db= Diámetro del círculo mínimo que contiene a todos los tubos.

CI= Constante cuyo valor es { 1 para arreglos en rombo y cuadrados
0.86 para arreglos en triangulos

Pt= Paso de tubos (distancia de centro a centro).

Do= Diámetro externo de cada tubo.

$$F_p = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785(1m)}{0.866 \left(\frac{0.0159m}{0.0127m} \right)^2 0.0127m} - 1 \right]^{0.75} = 2.72$$

➤ **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor microconvectivo.**

$$h_{NB} = 295.2 \frac{w}{m^2k} (2.72)(1) = 804.15 \frac{w}{m^2k}$$

Se tiene de la ecuación 8.14:

$$h_0 = 804.15 \frac{w}{m^2k} + 300 \frac{w}{m^2k} = 1104.15 \frac{w}{m^2k}$$

3.2.3.4. Cálculo de la pérdida de presión del lado de los tubos y cabezales.

Se debe calcular el factor de fricción, para el caso $Re_t > 2100$ se emplea la siguiente ecuación, incrementando un 20% para el caso de tubos para intercambiadores de calor, entonces:

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

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(8151.31)^{-0.32}] = 0.01$$

Para calcular las pérdidas de carga en los tubos se emplea la ecuación de fanning para régimen turbulento.

$$\Delta P_t = 4. f. n. \frac{l}{Di} \frac{G_t^2}{2. \rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (3.24)$$

Dónde:

ΔP_t =Es la caída de presión en el interior de los tubos (kPa).

μ =Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura promedio del mismo (Pa.s).

μ_w =Viscosidad dinámica del fluido a la temperatura promedio de la superficie de contacto (Pa.s).

l =Longitud del haz de tubos (m)

n =Número de pasos.

Sustituyendo valores y despreciando el factor $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$ que por lo general es bastante próximo a 1 , se tiene:

$$\Delta P_t = 4. (0.01). (8). \left(\frac{3m}{0.0102}\right) \frac{\left(1042.3 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2}{2. \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right)} = 51604.9 Pa$$

La pérdida de presión que ocurre por los cambios de dirección en los cabezales de los intercambiadores de calor multipasos, se puede calcular por medio de:

$$\Delta P_c = 4. n. \frac{G_t^2}{2. \rho} \tag{3.25}$$

$$\Delta P_c = 4. (8). \frac{\left(1042.3 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2}{2. \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right)} = 17417.64 Pa$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_c$$

$$\Delta P_T = 51604.9 Pa + 17417.64 Pa = 69.02 KPa$$

3.2.3.5. Verificación del área de transferencia de calor.

Se debe determinar un valor prudente para el valor de la resistencia de ensuciamiento R_f , para ello se toman :

$$R_f = 0.0007 \frac{m^2 k}{w}$$

Con este valor, y los coeficientes de transferencia de calor del lado de la carcasa, y del lado de los tubos se calcula el coeficiente global de transferencia de calor mediante el empleo de la ecuación 3.14.

$$U_d = \left[\frac{1}{3393.04 \frac{w}{m^2 k}} + \frac{1}{1104.15 \frac{w}{m^2 k}} + 0.0007 \frac{m^2 k}{w} \right] = 526.2 \frac{w}{m^2 k}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida con la ecuación 3.13:

$$A_{req} = \frac{67.23 kw}{526.2 \frac{w}{m^2 k} (4.33^\circ C)} = 29.52 m^2$$

Calculando el exceso de área:

$$Exceso. A = \frac{29.92 m^2 - 29.52 m^2}{29.52 m^2} * 100\% = 1.37\%$$

3.2.3.6. Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.

Una temperatura muy alta entre la pared del tubo y el fluido en ebullición, esto trae a cuenta el problema de la ebullición por película, en este punto la formación de burbujas se hace tan intensa que estas comienzan a agruparse antes de desprenderse que impide la llegada del líquido a la misma actuando como una resistencia adicional a la transferencia de calor. Es importante entonces, evitar el fenómeno de ebullición por película, este problema se maneja a través del concepto de la máxima densidad de flujo de calor admisible.

$$q_{1max} = 367P_c \cdot \left(\frac{P}{P_c}\right)^{0.35} \cdot \left(1 - \frac{P}{P_c}\right)^{0.9}$$

Dónde:

q_{1max} = Máxima densidad de flujo de calor para un solo tubo (w/m^2).

P_c = Presión crítica del fluido en ebullición

P = Presión a la que se somete el fluido

Sustituyendo:

$$q_{1max} = 367(22070kPa) \cdot \left(\frac{0.8725 kPa}{22070kPa}\right)^{0.35} \cdot \left(1 - \frac{0.8725 kPa}{22070kPa}\right)^{0.9} = 232949.6 \frac{w}{m^2}$$

En un haz de tubos, el máximo flujo de calor admisible es menor que para un único tubo; debido a que el vapor generado en los tubos inferiores contribuyen al bloqueo de los tubos que se encuentran más arriba, dificultando el acceso del líquido a la superficie de transferencia.

$$q_{bmax} = q_{1max}\phi_b$$

Dónde:

q_{bmax} = Máxima densidad de flujo de calor admisible corregida para el haz de tubos (w/m^2).

q_{1max} = Máxima densidad de flujo de calor para un sólo tubo (w/m^2).

ϕ_b = Factor de corrección asociado a la geometría del haz de tubos.

El valor de ϕ_b se obtiene con:

$$\phi_b = 3.1 \left[\frac{\pi \cdot D_b \cdot l}{A_{propuesta}} \right]$$

Dónde:

D_b = Diámetro del círculo mínimo que contiene a todos los tubos.

l = Longitud del banco de tubos (m).

$A_{propuesta}$ = Área total de transferencia de calor disponible (m^2).

$$\phi_b = 3.1 \left[\frac{\pi \cdot (1m) \cdot (3m)}{29.92m^2} \right] = 0.9764$$

$$q_{bmax} = \left(232949.6 \frac{W}{m^2} \right) (0.9764) = 227446.4 \frac{W}{m^2}$$

La ref. (7) recomienda trabajar con un valor de la densidad de flujo de calor no mayor a $0.5 \cdot q_{bmax}$ ya que se corre el riesgo de interferencia por vapor, también afirma que en ningún caso se debe diseñar con una densidad de flujo de calor mayor que $0.7 \cdot q_{bmax}$.

Finalmente:

$$\frac{q}{q_{bmax}} = \left[\frac{2246.74 \frac{W}{m^2}}{227446.4 \frac{W}{m^2}} \right] = 1\%$$

3.2.4. DISEÑO DEL ABSORBEDOR.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AEL, Clase C.
- ✓ Configuración 1-6 (1 paso por la carcasa, 6 pasos por los tubos).
- ✓ Longitud de los tubos (2.2m).
- ✓ Tubería de 3/8, calibre 16 BWG ($Do=0.009525$ m y $Di=0.007036$ m).
- ✓ Diámetro de la carcasa $Ds= 0.8$ m
- ✓ Numero de Tubos $N= 480$.
- ✓ 2 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $Pt = 0.0119m$.

b) Datos de entrada:

$$Q_{\text{evaporador}} = 86.61 \text{ kw}$$

$$m_{\text{circuito de enfriamiento}} = 2.67 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{solu.debil}} = 0.203 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{solu.fuerte}} = 0.173 \text{ kg/s}$$

c) Asignación de Flujos:

Adaptándose a las recomendaciones de TEMA, se ha decidido que el agua de enfriamiento circule por los tubos; ya que dicho fluido es el más ensuciante.

d) Caracterización de las temperaturas de diseño:

En el caso del absorbedor a diferencia de los demás intercambiadores de calor los tubos serán rociados por aspersores, para dicho fin se dispondrá de dos rieles ubicados en la parte superior de la coraza, donde serán ubicados dichos aspersores. Por otro lado para evitar problemas de cristalización que puedan obstruir el flujo y tapan los aspersores se trabajará con una solución de concentración intermedia, el valor de esta concentración será de $X_{\text{sol,intermedia}}=57\%$ dicho valor fue obtenido mediante varias interacciones efectuadas en cálculos preliminares con el fin de alejarse de la zona de cristalización, aumentar el flujo rociado y garantizar el cumplimiento de las correlaciones.

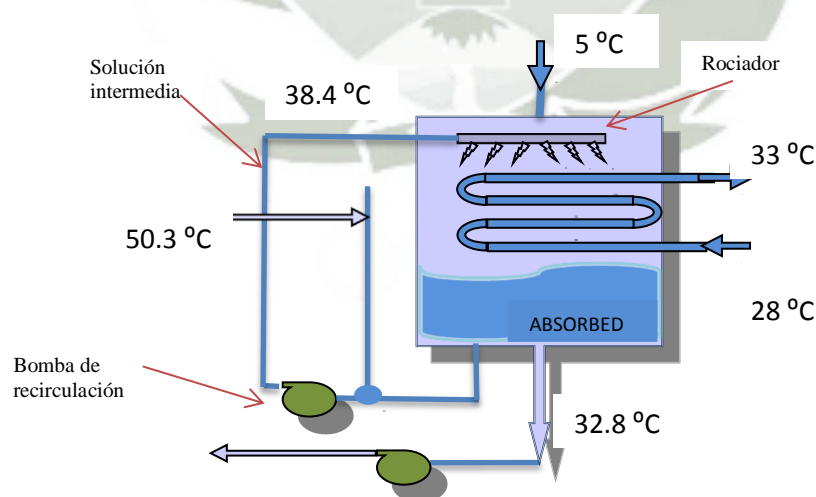


Figura 3.12 Esquema de la distribución de componentes en el absorbedor.

Aplicando un balance de masa en la bomba de recirculación del absorbedor:

$$m_{sol,intermedia} = m_{sol,fuerte} + m_{sol,debil}$$

$$x_{sol,intermedia} \cdot m_{sol,intermedia} = x_{sol,fuerte} \cdot m_{sol,fuerte} + x_{sol,debil} \cdot m_{sol,debil}$$

Sustituyendo valores y reagrupando:

$$m_{sol,intermedia} - m_{sol,debil} = 0.2027 \frac{kg}{s}$$

$$(0.57) \cdot m_{sol,intermedia} - (0.54) \cdot m_{sol,debil} = (0.63) \left(0.1737 \frac{kg}{s} \right) = 0.109 \frac{kg}{s}$$

Resolviendo:

$$m_{sol,intermedia} = 0.52 \frac{kg}{s}$$

$$m_{sol,debil} = 0.347 \frac{kg}{s}$$

Calculando el flujo másico por tubo:

$$m_{p,tubo} = 0.11 \frac{kg}{s}$$

Temperatura de la solución intermedia:

$$T_{sol,intermedia} = \sum_0^3 Bn. (57)^n + 5^0 C \cdot \sum_0^3 An. (57)^n = 38.37^0 C$$

Empleando la ecuación 6.2

$$h_2 = \sum_0^4 An. (54)^n + 32.8^0 C \cdot \sum_0^4 Bn. (54)^n + 32.8^0 C^2 \sum_0^4 Cn. (54)^n = 75.4 \frac{kJ}{kg}$$

3.2.4.1. Cálculo de la diferencia logarítmica media de temperatura real.

De la figura 3.3 se tiene:

$$DMLT = \frac{(38.3^0 C - 33^0 C) - (32.8^0 C - 28^0 C)}{\ln \left(\frac{38.3^0 C - 33^0 C}{32.8^0 C - 28^0 C} \right)} = 5.07^0 C$$

Calculando el factor de corrección F_t mediante ecuación 3.12:

$$S = \frac{(33^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C})}{(38.3^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C})} = 0.48$$

$$S = \frac{(32.8^{\circ}\text{C} - 38.37^{\circ}\text{C})}{(33^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C})} = 1.11$$

$$P_x = \frac{1 - \left[\frac{(1.11)0.48 - 1}{0.481 - 1} \right]^{\frac{1}{1}}}{1.11 \left[\frac{(1.11)0.48 - 1}{0.481 - 1} \right]^{\frac{1}{1}}} = 0.48$$

$$P_x = \frac{\sqrt{1.11^2 - 1}}{1.11 - 1} \frac{\ln \left[\frac{1 - 4819}{0.41 - 1.11(0.481)} \right]}{\ln \left[\frac{\frac{2}{0.4819} - 1 - 1.11 + \sqrt{1.11^2 - 1}}{\frac{2}{0.4819} - 1 - 1.11 - \sqrt{1.11^2 - 1}} \right]} = 0.78$$

$$DMLT = (5.07^{\circ}\text{C})(0.78) = 3.96^{\circ}\text{C}$$

3.2.4.2 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua a enfriar circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{33 + 28}{2} = 30.5^{\circ}\text{C}$$

A esta temperatura las propiedades del agua son:

- ✓ $\rho_{H_2O} = 995.8 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\mu_{H_2O} = 0.7902 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_{total} = \frac{\pi(0.007\text{m})^2}{4} \cdot \frac{480}{6} = 0.0031\text{m}^2$$

$$\dot{V} = 4.162 \frac{kg}{s} \cdot \frac{1}{995.8 \frac{kg}{m^3}} = 0.0042 \frac{m^3}{s}$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$Vel = \frac{0.0042 \frac{m^3}{s}}{0.0031 m^2} = 1.34 \frac{m}{s}$$

La velocidad másica está dada por:

$$G_t = \frac{m}{A_t}$$

$$G_t = \frac{4.162 \frac{kg}{s}}{0.0031 m^2} = 1342.58 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Calculando el número de Reynolds en los tubos:

$$R_{et} = \frac{D_i G_t}{\mu}$$

$$R_{et} = \frac{0.007 m \cdot \left(1342.58 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)}{0.7902 \times 10^{-3} Pa \cdot s} = 11914.7$$

Ahora que se han calculado todos los parámetros geométricos se sustituyen en la ecuación 3.18:

$$h_i = 1,423 \cdot (1 + 0.0146(30.5^\circ C)) \frac{\left(1.34 \frac{m}{s} \right)^{0.8}}{0.007 m^{0.2}} = 7020.2 \frac{w}{m^2 k}$$

Refiriendo el coeficiente interno de transferencia de calor al exterior del tubo se tiene:

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o}$$

$$h_{io} = 7020.2 \frac{w}{m^2k} \frac{0.007m}{0.0095m} = 5185.73 \frac{w}{m^2k}$$

3.2.4.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

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 inferior del tubo y caen al siguiente tubo.

El coeficiente de transferencia de calor por película descendente de solución acuosa LiBr – H₂O en un tubo está dada por:

$$h_{psa} = \frac{N_{upsa}.K_s}{D_o}$$

Dónde:

h_{psa} : Es el coeficiente de transferencia de calor por película descendente de solución acuosa LiBr – H₂O en un tubo en $\frac{w}{m^2k}$.

N_{upsa} : Es el número de Nusselt para película descendente de solución acuosa LiBr – H₂O en un tubo.

Esta ecuación es válida para las siguientes condiciones $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$.

El número de Nusselt para película descendente de solución acuosa LiBr – H₂O en un tubo es calculado como:

$$N_{upsa} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (3.26)$$

Ya que en la ecuación 3.26 aparece el número de Reynolds y el factor de fricción , es necesario disponer de correlaciones que permitan el cálculo de los mismos para el caso

de una película descendente por un tubo. Para este caso en particular la expresión que permite el cálculo del número de Reynolds es:

$$R_{eps} = \frac{4m_{p.tubo}}{\pi D_o \mu_s}$$

Mientras que el factor de fricción es expresado por:

$$f_{psa} = [0.79 \ln(R_{eps}) - 1.64]^{-2}$$

Dónde:

R_{eps} = Es el número de Reynolds para película descendente de solución acuosa BrLi – H₂O en un tubo.

f_{psa} = Es el factor de fricción para película descendente de solución acuosa BrLi – H₂O en un tubo.

Como primer paso se calculan las propiedades de la solución a la temperatura promedio entre T₁ y T₂.

$$T_{prom} = \frac{38.37 + 32.8}{2} = 35.58^{\circ}\text{C}$$

Calculando la densidad de la solución con la ecuación 3.6:

$$\rho_s = 0.2288(57)^2 - 6.0579(57) + 1252.2 - 0.91652667(35.58^{\circ}\text{C} - 33.1054262)$$

$$\rho_s = 1648.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Calculando el calor específico de la solución con la ecuación 3.7:

$$c_{p,s} = 0.0976(57)^2 - 37.512(57) + 3825.4 = 2004.41 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Calculando la viscosidad dinámica de la solución con la ecuación 3.8:

$$u_s = 0.001EXP \left[A_1 + \frac{A_2}{35.58^\circ\text{C} + 273.15} + A_3 \ln|35.58^\circ\text{C} + 273.15| \right]$$

$$u_s = 0.00443 Pa \cdot s$$

Calculando la conductividad térmica de la solución con la ecuación 3.9:

$$k_s = 0.05[k_1 + (k_3 - k_1)(35.58^\circ\text{C} - 39.85)] = 0.5062 \frac{W}{m^2k}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$R_{eps} = \frac{4 \left(0.11 \frac{kg}{s} \right)}{\pi(0.0095m)(0.00443 Pa \cdot s)} = 3315.5$$

Calculando el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$$

$$Pr = \frac{(0.00443 Pa \cdot s) \left(2004.41 \frac{J}{kg \cdot k} \right)}{0.5062 \frac{W}{m^2k}} = 17.56$$

Calculando el coeficiente de fricción:

$$f_{psa} = [0.79 \ln(3315.5) - 1.64]^{-2} = 0.044$$

Calculando el número de Nusselt:

$$N_{upsa} = \frac{\left(\frac{0.044}{8} \right) (3315.5 - 1000)(17.56)}{1 + 12.7 \left(\frac{0.044}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left((17.56)^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 34.85$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa:

$$h_o = h_{psa} = \frac{Nu \cdot k_s}{D_o}$$

$$h_o = \frac{(34.85) \cdot \left(0.5062 \frac{W}{m^2 K}\right)}{0.0095m} = 1898.58 \frac{W}{m^2 K}$$

3.2.4.4. Cálculo de la pérdida de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de carga en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(11914.7)^{-0.32}] = 0.0096$$

Aplicando la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4 \cdot (0.0096) \cdot (6) \cdot \left(\frac{2.2m}{0.0070m}\right) \frac{\left(1342.58 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2}{2 \cdot \left(995.8 \frac{kg}{m^3}\right)} = 61549.1 Pa$$

Calculando la pérdida de carga en los cabezales:

$$\Delta P_c = 4 \cdot (6) \cdot \frac{\left(1342.58 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)^2}{2 \cdot \left(995.8 \frac{kg}{m^3}\right)} = 21576.94 Pa$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_c$$

$$\Delta P_T = 61549.1 Pa + 21576.94 Pa = 83.12 KPa$$

3.2.4.5. Verificación del área de transferencia de calor.

Se debe determinar un valor prudente para el valor de la resistencia de ensuciamiento R_f

para ello se toman:

$$Rf = 0.0007 \frac{m^2 k}{w}$$

Con este valor, y los coeficientes de transferencia de calor del lado de la carcasa, y del lado de los tubos se calcula el coeficiente global de transferencia de calor mediante el empleo de la ecuación 3.14.

$$Ud = \left[\frac{1}{5185.73 \frac{w}{m^2 k}} + \frac{1}{1898.58 \frac{w}{m^2 k}} 0.0007 \frac{m^2 k}{w} \right] = 704.4 \frac{w}{m^2 k}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida con la ecuación 3.13:

$$Areq = \frac{86.6158kw}{704.4 \frac{w}{m^2 k} (3.96^{\circ}C)} = 31 m^2$$

Calculando el área de transferencia de calor del intercambiador propuesto mediante ecuación 3.19:

$$Apropuesta = \pi(0.0095m)(480)(2.2m) = 31.6m^2$$

Calculando el exceso de área:

$$Exceso.A = \frac{31.6m^2 - 31 m^2}{31 m^2} * 100\% = 1.92\%$$

3.2.5 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCIÓN

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AFL, Clase C.
- ✓ Configuración 2-4 (2 paso por la carcasa, 4 pasos por los tubos).
- ✓ Longitud de los tubos (1 m) .
- ✓ Tubería de 3/8 , calibre 18 BWG (Do=0.009525 m y Di= 0.007036 m) .

- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s = 0.205 \text{ m}$
- ✓ Numero de Tubos $N = 28$.
- ✓ 1 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $P_t = 0.0119 \text{ m}$.
(deflectores segmentados al 25% del diámetro de la carcasa en total $N_B = 10$)

b) Datos de entrada:

$$Q_{\text{evaporador}} = 12.6 \text{ kw}$$

$$m_{\text{solu.debil}} = 0.203 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{solu.fuerte}} = 0.173 \text{ kg/s}$$

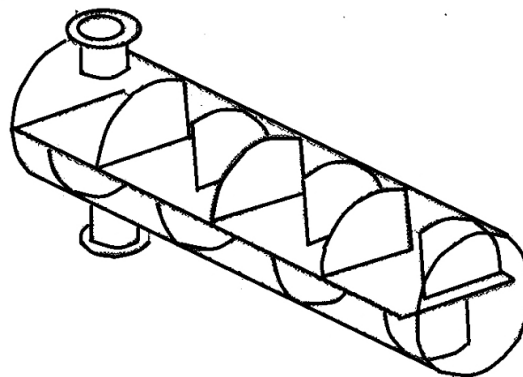


Figura 3.13 Distribución de deflectores transversales y longitudinales para un intercambiador de dos pasos por la carcasa.

c) Asignación de Flujos:

En base a las recomendaciones dadas por las normas TEMA se asigna el fluido de mayor concentración en peso de LiBr (fluido más caliente) como el fluido que circulará por los tubos.

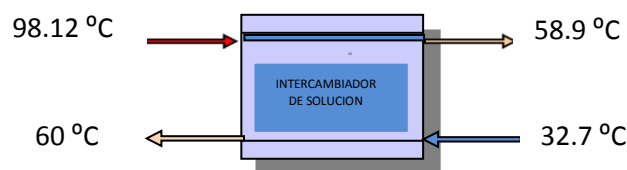


Figura 3.14 Diagrama de propiedades de proceso en el intercambiador de calor de solución

3.2.5.1. Cálculo de la diferencia logarítmica media de temperatura real.

De la figura 3.14 se tiene:

$$DMLT = \frac{(98.12^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C}) - (52.92^{\circ}\text{C} - 32.78^{\circ}\text{C})}{\ln\left(\frac{98.12^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C}}{52.92^{\circ}\text{C} - 32.78^{\circ}\text{C}}\right)} = 31.75^{\circ}\text{C}$$

Calculando el factor de corrección F_t mediante ecuación 3.12:

$$S = \frac{(60^{\circ}\text{C} - 32.78^{\circ}\text{C})}{(98.12^{\circ}\text{C} - 32.78^{\circ}\text{C})} = 0.41 \qquad S = \frac{(98.12^{\circ}\text{C} - 58.92^{\circ}\text{C})}{(60^{\circ}\text{C} - 32.78^{\circ}\text{C})} = 1.11$$

$$P_x = \frac{1 - \left[\frac{(1.44)0.41 - 1}{0.481 - 1}\right]^{\frac{1}{2}}}{1.44 \left[\frac{(1.44)0.41 - 1}{0.41 - 1}\right]^{\frac{1}{1}}} = 0.28$$

$$P_x = \frac{\sqrt{1.44^2 - 1}}{1.44 - 1} \frac{\ln\left[\frac{1 - 0.28}{0.41 - 1.44(0.41)}\right]}{\ln\left[\frac{\frac{2}{0.28} - 1 - 1.44 + \sqrt{1.44^2 - 1}}{\frac{2}{0.28} - 1 - 1.44 - \sqrt{1.44^2 - 1}}\right]} = 0.95$$

$$DMLT = (31.75^{\circ}\text{C})(0.95) = 30.29^{\circ}\text{C}$$

3.2.5.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

Se calculan las temperaturas promedio de las corrientes de fluido y, se hará uso de las ecuaciones que van de la 3.6 a la 3.9 para el cálculo de las propiedades promedio de los fluidos.

$$T_{prom} = \frac{98.12^{\circ}\text{C} + 58.92^{\circ}\text{C}}{2} = 78.52^{\circ}\text{C}$$

Propiedades promedio de la solución concentrada a la temperatura calculada:

- ✓ $\rho_s = 282.2 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $u_s = 3.543 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
- ✓ $C_{ps} = 1849.61$
- ✓ $K_s = 0.5523$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_{total} = \frac{\pi(0.007\text{m})^2}{4} \cdot \frac{28}{4} = 0.00027\text{m}^2$$

$$\dot{V} = 0.147 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{1}{282.2 \text{ kg/m}^3} = 0.000616 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$Vel = \frac{0.000616 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.00027\text{m}^2} = 2.26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad másica está dada por:

$$G_t = \frac{m}{A_t}$$

$$G_t = \frac{0.174 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.00027\text{m}^2} = 639.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Calculando el número de Reynolds en los tubos:

$$R_{et} = \frac{D_i G_t}{\mu}$$

$$Re_t = \frac{0.007m. \left(639.3 \frac{kg}{m^2.s} \right)}{3.543 \times 10^{-3} Pa.s} = 11914.7$$

Calculando el número de Prandtl:

$$Pr = \frac{(1849.61)(3.543 \times 10^{-3} Pa.s)}{0.5523} = 11.86$$

Para régimen turbulento dentro de los tubos cuando se trata de una sustancia distinta del agua, el coeficiente de transferencia de calor está dado por:

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.27)$$

En este caso el término μ_w se refiere a la viscosidad de la solución a la temperatura del tubo y a la concentración del fluido dentro de él. En este momento no se puede calcular aún la temperatura del tubo, sin embargo mediante una serie de iteraciones se sabe que:

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.95$$

Nota: En cálculos posteriores se verificará el valor de $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$

Ahora sustituyendo en la ecuación 3.27:

$$\frac{h_i D_i}{k} = \left(\frac{0.5523}{0.00703} \right) 0.023 (1267.56)^{0.8} (11.86)^{0.33} (0.95) = 1231.42 \frac{W}{m^2 K}$$

Refiriendo al diámetro exterior del tubo:

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o}$$

$$h_{io} = 1231.42 \frac{w}{m^2 k} \frac{0.007m}{0.0095m} = 909.64 \frac{w}{m^2 k}$$

3.2.5.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor, y caída de presión del lado de la carcasa en un intercambiador de calor de carcasa y tubos, es bastante más complejo que el correspondiente al del lado de los tubos. que requieren el manejo de una gran cantidad de parámetros geométricos y propiedades físicas .

$$T_{prom} = \frac{60^{\circ}\text{C} + 32.72^{\circ}\text{C}}{2} = 46.4^{\circ}\text{C}$$

Propiedades promedio de la solución concentrada a la temperatura calculada:

- ✓ $\rho_s = 1580.37 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $u_s = 2.894 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$
- ✓ $C_{ps} = 2084.45$
- ✓ $K_s = 0.2985$

En la Ref. 6 se considera un área de flujo en correspondencia con la hilera de tubos que pasa por el centro de la carcasa, ésta área de flujo hipotética se muestra en la figura 3.15, siendo el paso entre tubos (separación entre los ejes de los tubos), es el claro o distancia entre tubos, es la separación entre deflectores, es el diámetro interno de la carcasa y el número de pasos por la carcasa, de este modo el área de flujo queda dada por:

$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{n \cdot P_t} \quad (3.28)$$

$$P_t = 0.0119 \text{ m}$$

$$B = 0.1 \text{ m}$$

$$n = 2 \text{ pasos carcasa}$$

$$D_s = 0.205 \text{ m}$$

$$C = 0.0119\text{m} + 0.0075\text{m} = 0.0214 \text{ m}$$

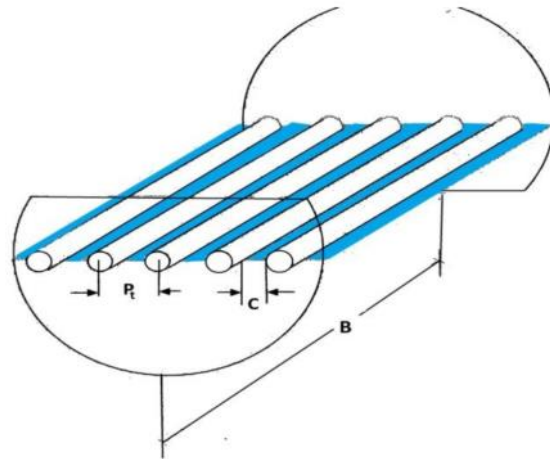


Figura 3.15 Relación entre los parámetros geométricos para el cálculo del área de flujo en un intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Sustituyendo valores en ecuación 3.28:

$$A_s = \frac{(0.205\text{m}) \cdot (0.0214\text{m}) \cdot (0.1\text{m})}{(2)(0.0119\text{m})} = 0.00205\text{m}^2$$

Conociendo el valor de A_s se procede a calcular la velocidad másica en la carcasa G_t mediante el empleo de la ecuación 3.16:

$$G_t = \frac{m}{A_s}$$

$$G_t = \frac{0.2027 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.00205\text{m}^2} = 98.878 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Para poder calcular posteriormente el número de Reynolds es necesario calcular un diámetro equivalente para la carcasa, por definición este es igual a cuatro veces la razón del área de flujo por el perímetro. Para arreglos en triángulo el diámetro equivalente queda expresado de la siguiente manera:

$$D_e = \frac{4 \left[\frac{P_t}{2} (0.86) (P_t) - \frac{\pi D_o^2}{4} \right]}{\frac{\pi}{2} D_o}$$

$$D_e = \frac{4 \left[\frac{0.0119m}{2} (0.86) (0.0119m) - \frac{\pi (0.0095m)^2}{4} \right]}{\frac{\pi}{2} (0.0095m)} = 0.0067m$$

Calculando el número de Reynolds:

$$R_{et} = \frac{D_e G_t}{\mu}$$

$$R_{et} = \frac{(0.0067m) \cdot \left(98.878 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)}{2.885 \times 10^{-3} Pa \cdot s} = 1295.6$$

Calculando el número de Prandtl:

$$P_r = \frac{(2084.4)(2.885 \times 10^{-3} Pa \cdot s)}{0.2985} = 20.20$$

La correlación sugerida para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado de la carcasa con deflectores segmentados al 25% y sin cambio de fase (que es el caso de este proyecto) es la siguiente:

$$\frac{h_o D_i}{k} = 0.36 R_{et}^{0.55} P_r^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.29)$$

Sustituyendo y asumiendo $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1$

$$h_o = \left(\frac{0.298}{0.0095m} \right) 0.36 (1295.6)^{0.55} (20.20)^{0.33} = 2204.6 \frac{W}{m^2 K}$$

Para encontrar la temperatura promedio del tubo se efectúa un balance de energía; en el cual debido a que el valor del espesor de la pared del tubo es pequeño se puede considerar despreciable la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior del mismo, de este modo el balance queda expresado de la siguiente manera:

El calor que se transfiere desde el fluido caliente hasta la pared del tubo y de la pared del tubo al fluido más frío se expresan por:

$$\frac{Q}{A} = h_{io} \cdot (T - T_w) \quad \text{y} \quad \frac{Q}{A} = h_o \cdot (T_w - t)$$

Igualando las ecuaciones y sustituyendo los valores:

$$2204.6 \frac{W}{m^2k} (78.5^\circ C - T_w) = 2204.6 \frac{W}{m^2k} (T_w - 46.4^\circ C)$$

Calculando la viscosidad tanto en el interior del tubo como en el exterior de él a la temperatura de pared respectivamente:

- ✓ Con $T_s = 55.7^\circ C$ y $x = 63\%$ se tiene que $\mu_w = 0.005189 Pa \cdot s$
- ✓ Con $T_s = 55.7^\circ C$ y $x = 54\%$ se tiene que $\mu_w = 0.002489 Pa \cdot s$

Con esta información se puede demostrar la veracidad del factor de corrección empleado en el cálculo de h_{io} . de la siguiente manera:

$$\left(\frac{0.003543 Pa \cdot s}{0.005189 Pa \cdot s} \right)^{0.14} = 0.95$$

Ahora se procede a corregir:

$$h_o = 2204.6 \frac{W}{m^2k} (0.95) = 2251.54 \frac{W}{m^2k}$$

3.2.5.4. Cálculo de la pérdida de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de carga en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(1267.5)^{-0.32}] = 0.017$$

Aplicando la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4(0.017) \cdot (4) \cdot \left(\frac{1m}{0.00703m} \right) \frac{\left(639.3 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)^2}{2 \cdot \left(282.2 \frac{kg}{m^3} \right)} \left(\frac{0.003543 Pa \cdot s}{0.005189 Pa \cdot s} \right)^{0.14} = 26345.4 Pa$$

Calculando la pérdida de carga en los cabezales:

$$\Delta P_c = 4 \cdot (4) \cdot \frac{\left(639.3 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)^2}{2 \cdot \left(282.2 \frac{kg}{m^3} \right)} = 277.17 Pa$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_c$$

$$\Delta P_T = 26345.4 Pa + 277.17 Pa = 83.12 KPa$$

3.2.5.5. Cálculo de la caída de presión del lado de la carcasa.

La caída de presión también es proporcional a la distancia recorrida por el fluido a través del haz tubos cada vez que éste lo cruza, la cual puede representarse por el diámetro de carcasa. La correlación que presenta la Ref. 6 para calcular las pérdidas de presión en la carcasa es una modificación de la ecuación 8.25 en que la distancia recorrida se expresa como $(N_B - 1)$, dicha correlación es:

$$\Delta P_s = f \left[\frac{(N_B+1)D_s}{D_e} \right] \left[\frac{G_s^2}{2\rho} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.30)$$

Dónde el factor está dado por:

Para $R_e < 500$

$$f = 10728R_e^{-0.188}$$

$$f = 10728(1295.6)^{-0.188} = 0.449$$

Sustituyendo valores en la ecuación de pérdidas de carga en la carcasa se tiene:

$$\Delta P_s = 0.449 \left[\frac{(10+1)0.205m}{0.0067m} \right] \left[\frac{\left(98.87 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)^2}{2 \left(1580.37 \frac{kg}{m^3} \right)} \right] \left(\frac{0.00289 Pa \cdot s}{0.002489 Pa \cdot s} \right)^{0.14} = 322.08 Pa$$

3.2.5.6. Verificación del área de transferencia de calor.

Se debe determinar un valor prudente para el valor de la resistencia de ensuciamiento R_f para ello se toman :

$$R_f = 0.0004 \frac{m^2 k}{w}$$

Sustituyendo la ecuación 3.14.

$$Ud = \left[\frac{1}{909.64 \frac{w}{m^2 k}} + \frac{1}{2251.54 \frac{w}{m^2 k}} 0.0004 \frac{m^2 k}{w} \right] = 514.54 \frac{w}{m^2 k}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida con la ecuación 3.12:

$$A_{req} = \frac{12.61kw}{514.54 \frac{w}{m^2 k} (30.3^{\circ}C)} = 0.81 m^2$$

Calculando el área de transferencia de calor del intercambiador propuesto mediante ecuación 3.19:

$$A_{propuesta} = \pi(0.0095m)(28)(1m) = 0.837m^2$$

Calculando el exceso de área:

$$Exceso.A = \frac{0.837m^2 - 0.81m^2}{0.81m^2} * 100\% = 3.58\%$$

3.2.6 DISEÑO DEL GENERADOR.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AKL, Clase C.
- ✓ Configuración 1-4 (1 paso por la carcasa, 4 pasos por los tubos).
- ✓ Longitud de los tubos (3m) .
- ✓ Tubería de 3/4 , calibre 14 BWG (Do= 0.0127 m y Di= 0.0102 m).
- ✓ Diámetro de la carcasa Ds= 0.5334 m
- ✓ Numero de Tubos N= 195.
- ✓ 2 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de Pt = 0.0159m.

b) Datos de entrada:

$$Q_{generador} = 90.5kw$$

$$m_{solu.debil} = 0.203 kg/s$$

$$m_{solu.fuerte} = 0.173 kg/s$$

$$m_{de\ colector\ solar} = 4.3\ kg/s$$

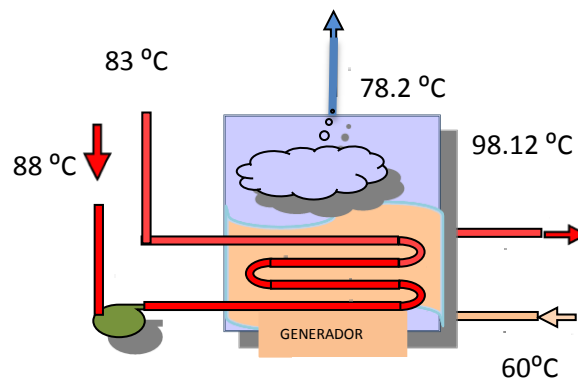


Figura 3.16 Diagrama de propiedades de proceso en el generador

d) Asignación de Flujos:

Atendiendo las recomendaciones de TEMA, se ha decidido que el agua de los colectores solares circule por los tubos ya que es el fluido más ensuciante, también es el más caliente tubos.

3.2.6.1. Cálculo de la diferencia logarítmica media de temperatura real.

La configuración propuesta no es de flujo paralelo, ni flujo a contracorriente por la sencilla razón de que uno de los fluidos está en reposo. Por lo tanto basta con encontrar la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y frío.

$$\Delta T = \left(\frac{88^{\circ}\text{C} + 83^{\circ}\text{C}}{2} \right) + 74.36^{\circ}\text{C} = 7.3^{\circ}\text{C}$$

3.2.6.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua a proveniente de los colectores solares circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{88^{\circ}\text{C} + 83^{\circ}\text{C}}{2} = 85.5^{\circ}\text{C}$$

A esta temperatura las propiedades del agua son:

- ✓ $\rho_{H_2O} = 967.82 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $\nu_{H_2O} = 0.3312 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$
- ✓ $P_r = 2.068$
- ✓ $k = 0.6732 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_{total} = \frac{\pi(0.0102\text{m}^2)}{4} \cdot \frac{480}{4} = 0.009826 \text{ m}^2$$

El flujo volumétrico es:

$$\dot{V} = 9 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left(\frac{1}{967.82 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right) = 0.0093 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$Vel = \frac{0.0093 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.009826 \text{ m}^2} = 0.94 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad másica está dada por:

$$G_t = \frac{m}{A_t}$$

$$G_t = \frac{9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.009826 \text{ m}^2} = 916.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$R_{et} = \frac{D_i G_t}{\mu}$$

$$R_{et} = \frac{0.0102m \cdot \left(916.5 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)}{0.0003312 Pa \cdot s} = 28236.62$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos mediante el empleo de la ecuación 3.27:

$$h_i = \left(\frac{0.6732 \frac{w}{m \cdot k}}{0.01021m}\right) 0.023(128236.62)^{0.8}(2.068)^{0.33} = 7007.86 \frac{w}{m^2 k}$$

Refiriendo el coeficiente interno de transferencia de calor al exterior del tubo se tiene:

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o}$$

$$h_{io} = 7007.86 \frac{w}{m^2 k} \left(\frac{0.0102m}{0.0127m}\right) = 5634.43 \frac{w}{m^2 k}$$

3.2.6.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

El área del equipo propuesto es:

$$A_{propesta} = \pi(0.0127m)(480tubos)(1.5m) = 28.72 m^2$$

Con el área propuesta la densidad de flujo de calor es:

$$q = \frac{Q}{A_{propesta}} = \frac{90.55 kw}{28.72m^2} = 3152.15 \frac{w}{m^2}$$

Asumiendo un $h_{TP} = 300 \frac{w}{m^2 k}$, y retomando las ecuaciones empleadas en el diseño del evaporador.

Encontrando el factor de corrección por presión F_p mediante el empleo de la ecuación

3.23:

$$F_p = 1.8 \left(\frac{9.595 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{9.595 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{9.595 \text{ kPa}}{22,060 \text{ kPa}} \right)^{0.8} = 0.48$$

Encontrando el valor de h_{NB1} :

$$h_{NB1} = 0.00417(22,060 \text{ kPa})^{0.69} \left(2246.74 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right)^{0.7} (0.48) = 562.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Cálculo del factor de corrección por geometría del haz de tubos.

$$F_p = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785(0.5334 \text{ m})}{0.866 \left(\frac{0.0261 \text{ m}}{0.0127 \text{ m}} \right)^2 0.0127 \text{ m}} - 1 \right]^{0.75} = 1.476$$

Encontrando el factor de corrección por rango de ebullición mediante ecuación.

$$F_c = \frac{1}{1 + 0.023q^{0.15} B_R^{0.15}}$$

Donde:

F_c = Factor de corrección por rango de ebullición

q = Densidad de flujo de calor total (W/m^2)

B_R = Rango de temperatura de ebullición del fluido ($^{\circ}\text{C}$)

$$F_c = \frac{1}{1 + 0.023(3152.15)^{0.15} (78.2^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C})^{0.15}} = 0.6$$

.Cálculo del coeficiente de transferencia de calor microconvectivo. (Desprendimiento de burbujas).

$$h_{NB} = 562.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} (1.47)(0.6) = 495.1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Se tiene de la ecuación 3.20:

$$h_0 = 495.1 \frac{w}{m^2k} + 300 \frac{w}{m^2k} = 795.07 \frac{w}{m^2k}$$

3.2.6.4. Cálculo de la pérdida de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(28236.6)^{-0.32}] = 0.00732$$

Aplicando la ecuación de fanning:

$$\Delta P_t = 4. (0.00732). (4). \left(\frac{1.5m}{0.0102m} \right) \frac{\left(916.5 \frac{kg}{m^2.s} \right)^2}{2. \left(967.82 \frac{kg}{m^3} \right)} = 7463.2 Pa$$

Calculando la pérdida de presión en los cabezales:

$$\Delta P_c = 4. (4). \frac{\left(916.5 \frac{kg}{m^2.s} \right)^2}{2. \left(967.82 \frac{kg}{m^3} \right)} = 6933.7 Pa$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_c$$

$$\Delta P_T = 7463.2 Pa + 6933.7 Pa = 14.4KPa$$

3.2.6.5. Verificación del área de transferencia de calor.

Se debe determinar un valor prudente para el valor de la resistencia de ensuciamiento R_f

para ello se toman:

$$Rf = 0.0008 \frac{m^2 k}{w}$$

Sustituyendo en la ecuación 3.14:

$$Ud = \left[\frac{1}{5634.4 \frac{w}{m^2 k}} + \frac{1}{795.1 \frac{w}{m^2 k}} 0.0008 \frac{m^2 k}{w} \right] = 447.4 \frac{w}{m^2 k}$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida con la ecuación 3.13:

$$Areq = \frac{90.55 kw}{447.4 \frac{w}{m^2 k} (7.3^{\circ}C)} = 27.71 m^2$$

Calculando el exceso de área:

$$Exceso.A = \frac{28.72 m^2 - 27.71 m^2}{27.71 m^2} * 100\% = 3.7 \%$$

3.2.6.6. Verificación de la máxima densidad de flujo de calor.

Calculando la máxima densidad de flujo de calor asociada a un solo tubo:

$$q_{1max} = 367(22070 kPa) \cdot \left(\frac{9.59 kPa}{22070 kPa} \right)^{0.35} \cdot \left(1 - \frac{9.59 kPa}{22070 kPa} \right)^{0.9} = 538964.4 \frac{w}{m^2}$$

Calculando el factor de corrección asociado a la geometría del haz de tubos:

$$\phi_b = 3.1 \left[\frac{\pi \cdot (0.53334m) \cdot (1.5m)}{28.72 m^2} \right] = 0.271$$

$$q_{bmax} = \left(538964.4 \frac{w}{m^2} \right) (0.271) = 146194.1 \frac{w}{m^2}$$

La ref. (7) recomienda trabajar con un valor de la densidad de flujo de calor no mayor a

0.5. q_{bmax} , ya que se corre el riesgo de interferencia por vapor, también afirma que en

ningún caso se debe diseñar con una densidad de flujo de calor mayor que $0.7 \cdot q_{bmax}$

Finalmente:

$$\frac{q}{q_{bmax}} = \left[\frac{3152.15 \frac{W}{m^2}}{146194.1 \frac{W}{m^2}} \right] = 2.2\%$$

3.2.7. DISEÑO DEL CONDENSADOR.

a) Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Tipo TEMA AEL, Clase C.
- ✓ Configuración 1-4 (1 paso por la carcasa, 4 pasos por los tubos).
- ✓ Longitud de los tubos (1.1 m).
- ✓ Tubería de 38 , calibre 18 BWG ($D_o= 0.009525$ m y $D_i= 0.007036$ m).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s= 0.5334$ m
- ✓ Numero de Tubos $N= 280$.
- ✓ 1 Soportes para los tubos.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $P_t = 0.0119$ m.

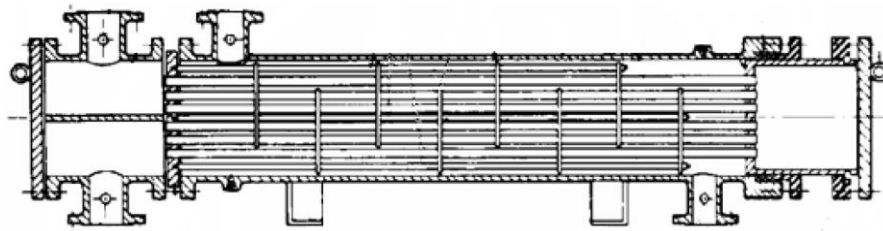


Figura 3.17 Geometría básica del condensador.

b) Datos de entrada:

$$Q_{evapo} = 71.16 \text{ kw}$$

$$m_{solu.debil} = 0.0289 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{enfriamiento}} = 4.25 \text{ kg/s}$$

c) Asignación de Flujos:

El fluido que circulará por los tubos es el proveniente del absorbedor (atendiendo a la norma TEMA), ya que esto facilita la limpieza del equipo con una baqueta sin tener que desmontarlo totalmente.

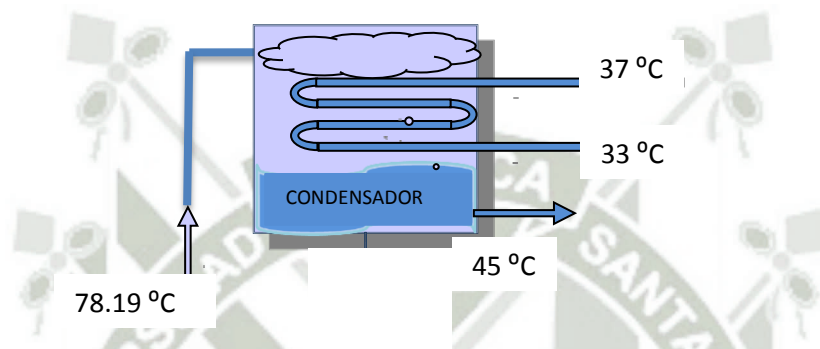


Figura 3.18 Diagrama de propiedades de proceso en el condensador

3.2.7.1. Cálculo de la diferencia logarítmica media de temperatura real.

Para el diseño del condensador en este proyecto en especial, debido a que se condensará vapor sobrecalentado, por lo que el equipo debe tener dos zonas en serie. La primera zona es de transferencia de calor de simple fase; en ella el vapor se enfría desde la temperatura de entrada hasta la temperatura de rocío, que corresponde a la presión dentro del condensador. La segunda zona corresponde a la condensación aproximadamente isotérmica del vapor. Para resolver el problema, se hace la suposición que el condensador es a contracorriente pura y se toma como base a la figura 3.19 para encontrar la *DMLT* para cada zona. Según la ref.(6) el error cometido al hacer esta suposición se ve compensado al no tomar en cuenta el mecanismo conocido como reflashing, el cual tiene lugar en la zona de sobrecalentamiento del condensador.

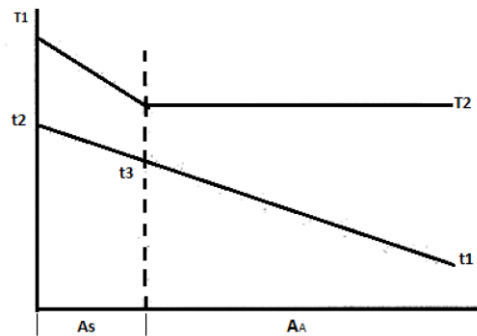


Figura 3.19 Diagrama de temperaturas vs Área en un condensador-desobrecalentador a contracorriente pura.

Si la temperatura de la pared de un tubo en esta zona, es menor que la temperatura de rocío del vapor se formará condensado sobre la superficie de los tubos aunque la temperatura global del vapor corresponda a un estado sobrecalentado. Cuando éste condensado se desprende del tubo ingresa al seno de la fase de vapor donde sufre un proceso de re-evaporación (reflashing), extrayendo calor de la masa de vapor.

Lo anterior quiere decir; que aparece un nuevo mecanismo que contribuye en forma muy eficiente a lograr el enfriamiento del vapor, mejorando el coeficiente de transferencia de calor global para dicha zona. Para evaluar la temperatura en el punto de transición entre la zona para transferencia de calor sensible y la zona para transferencia del calor latente se emplea la ecuación 3.31 la cual es presentada a continuación:

$$t_3 = t_2 - \frac{Q_s}{m_c \cdot C_{pc}} \quad (3.31)$$

Dónde:

t_3 : Temperatura del punto transición entre A_s y A_l . ($^{\circ}\text{C}$)

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío . ($^{\circ}\text{C}$)

Q_s : Calor sensible total . (w)

m_c : Flujo másico del fluido frío . ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

C_{pc} : Calor específico del fluido frío . ($\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$)

El balance de calor del equipo puede expresarse por medio de:

$$Q_s = m_{hv} \cdot C_{pc}(t_1 - t_2) \quad (3.32)$$

Dónde:

Q_s : Calor sensible total . (w)

m_{hv} : Flujo másico del fluido caliente en forma de vapor $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$.

C_{pc} : Calor específico del fluido frío . $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg.k}}\right)$

t_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente ($^{\circ}\text{C}$) .

t_2 :Temperatura de salida del fluido caliente (hasta el punto de saturación ($^{\circ}\text{C}$))

La temperatura promedio del vapor es:

$$T_{prom} = \frac{78.19^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{2} = 61.6^{\circ}\text{C}$$

$$\checkmark C_{ps} = 1919.19 \frac{\text{J}}{\text{Kg.k}}$$

$$Q_s = \left(0.029 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \cdot \left(1919.19 \frac{\text{J}}{\text{Kg.k}}\right) (78.19^{\circ}\text{C} - 45^{\circ}\text{C})$$

$$Q_s = 1844.9\text{w}$$

La cantidad de calor latente a retirar está dado por:

$$Q_l = m_{hl} \cdot l \quad (3.33)$$

Dónde:

Q_l : Calor latente total . (w)

m_{hl} : Flujo másico del fluido caliente $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$.

l : Calor latente de condensación $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$.

A 45°C se tiene un $l = 2395 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Sustituyendo:

$$Q_l = \left(0.029 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(2395 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 69.35 \text{kw}$$

Mediante Ec. 3.31 se calcula finalmente t_3 :

$$t_3 = (60^\circ\text{C}) - \frac{69.35 \text{kw}}{\left(4.25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \cdot \left(1919.19 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot \text{k}}\right)} = 36.77^\circ\text{C}$$

Con la temperatura en el punto de transición entre A_s y A_l se encuentra al sustituir en la ecuación 3.11 t_3 en lugar de t_1 :

$$DMLT_s = \frac{(78.19^\circ\text{C} - 37^\circ\text{C}) - (45^\circ\text{C} - 36.7^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{78.19^\circ\text{C} - 37^\circ\text{C}}{45^\circ\text{C} - 36.7^\circ\text{C}}\right)} = 20.46^\circ\text{C}$$

De manera similar se encuentra que:

$$DMLT_l = \frac{(45^\circ\text{C} - 37^\circ\text{C}) - (45^\circ\text{C} - 33^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{45^\circ\text{C} - 36.7^\circ\text{C}}{45^\circ\text{C} - 33^\circ\text{C}}\right)} = 9.9^\circ\text{C}$$

Calculando el factor de corrección Ft , tomando en cuenta las temperaturas de las entradas y salidas del condensador y la aplican a la $DMLT$ para cada zona así:

$$S = \frac{(37^\circ\text{C} - 33^\circ\text{C})}{(78.19^\circ\text{C} - 33^\circ\text{C})} = 8.3$$

$$S = \frac{(78.19^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C})}{(37^\circ\text{C} - 33^\circ\text{C})} = 0.088$$

Evaluando en R y S en ecuación 3.11 se obtiene $Ft=0.95$

$$DMLT_s = (20.46^\circ\text{C})(0.95) = 19.44^\circ\text{C}$$

$$DMLT_l = (9.99^{\circ}\text{C})(0.95) = 9.55^{\circ}\text{C}$$

3.2.7.2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos.

La temperatura promedio del agua circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{37^{\circ}\text{C} + 33^{\circ}\text{C}}{2} = 35^{\circ}\text{C}$$

Propiedades promedio de la solución concentrada a la temperatura calculada:

✓ $\rho_s = 994.0 \text{ kg/m}^3$

✓ $u_s = 0.72 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$

Calculando el área de flujo por paso:

$$A_{total} = \frac{\pi(0.007\text{m})^2}{4} \cdot \frac{280}{4} = 0.00272\text{m}^2$$

$$\dot{V} = 4.25 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{1}{994.0 \text{ kg/m}^3} = 0.00427 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Calculando la velocidad del fluido dentro de los tubos:

$$Vel = \frac{0.00427 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.00272\text{m}^2} = 1.57 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad másica está dada por:

$$G_t = \frac{m}{A_t}$$

$$G_t = \frac{4.25 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.00272\text{m}^2} = 1563.89 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Calculando el número de Reynolds en los tubos:

$$R_{et} = \frac{D_i G_t}{\mu}$$

$$R_{et} = \frac{0.007m. \left(1563.89 \frac{kg}{m^2 \cdot s}\right)}{0.72 \times 10^{-3} Pa \cdot s} = 15285.7$$

Ahora se sustituye en la ecuación 3.18:

$$h_i = 1,423. (1 + 0.0146(35^{\circ}C)) \frac{\left(1.57 \frac{m}{s}\right)^{0.8}}{0.007m^{0.2}} = 8327.52 \frac{w}{m^2k}$$

Refiriendo al diámetro exterior del tubo:

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o}$$

$$h_{io} = 8327.52 \frac{w}{m^2k} \frac{0.007m}{0.0095m} = 6151.44 \frac{w}{m^2k}$$

3.2.7.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

a) Zona para evacuar el calor sensible del refrigerante.

Calculando el claro entre tubos:

$$C = 0.0119 + 0.095 = 0.0214$$

Calculando el área de flujo por la carcasa mediante la ecuación 3.28:

$$A_s = \frac{(0.5334m). (0.0214). (0.1)}{1(0.0119m)} = 0.01067m^2$$

Calculando el gasto másico de vapor mediante la ecuación :

$$G_t = \frac{m}{A_t}$$

$$G_t = \frac{0.0289 \frac{kg}{s}}{0.01067 m^2} = 2.714 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Calculando el diámetro equivalente para una configuración en triángulo, mediante la ecuación 3.34:

$$D_e = \frac{4 \left[\frac{P_t (0.86) (P_t)}{2} - \frac{\pi D_o^2}{4} \right]}{\frac{\pi}{2} D_o} \quad (3.34)$$

$$D_e = \frac{4 \left[\frac{0.0119m}{2} (0.86) (0.0119m) - \frac{\pi (0.0095m)^2}{4} \right]}{\frac{\pi}{2} (0.0095m)} = 0.0067m$$

Calculando número de Reynolds para el vapor:

De tablas para vapor de agua a 45°C se obtiene $u_s = 1.046 \times 10^{-3} Pa \cdot s$.

$$R_{et} = \frac{D_e G_t}{\mu}$$

$$R_{et} = \frac{(0.0067m) \cdot \left(2.714 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)}{1.046 \times 10^{-3} Pa \cdot s} = 1295.6$$

En este caso en particular $Pr = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1$

$$\frac{h_o D_i}{k} = 0.36 R_{et}^{0.55} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_o = \left(\frac{0.02 \frac{w}{m \cdot k}}{0.00677m} \right) 0.36 (1757.26)^{0.55} (1)^{0.33} = 64.76 \frac{w}{m^2 k}$$

b) Zona para evacuar el calor latente del refrigerante.

Para un condensador cuyo haz de tubos está colocado en forma horizontal, el coeficiente pelicular de condensación está dado según la ref. (11) por:

$$h_{ol.} = \frac{1.51 \left(\frac{4G_t''}{\mu_l} \right)^{-\frac{1}{3}}}{\left(\frac{\mu_l^2}{k_l^3 \rho_l^2 g} \right)} \quad (3.35)$$

Donde:

$h_{ol.}$: Coeficiente pelicular de condensación del lado de la carcasa para la zona de calor latente $\left(\frac{w}{m^2k} \right)$.

G_t'' : gasto másico de condensado por unidad de longitud de los tubos $\frac{kg}{m.s}$.

μ_l : Viscosidad dinámica del líquido condensado . (Pa.s)

k_l : Conductividad térmica del líquido condensado $\frac{w}{m^{\circ}C}$.

ρ_l : Densidad del líquido condensado . (kg/m³)

g : Aceleración de la gravedad (m/s²).

Nota: todas las propiedades utilizadas en la ecuación deben ser evaluadas para la temperatura de saturación, para este caso la temperatura de saturación corresponde a 45°C .

El valor de G_t'' , se determina mediante:

$$G_t'' = \frac{m_h}{LN^3} \quad (3.36)$$

Dónde:

G_t'' : gasto másico de condensado por unidad de longitud de los tubos (kg/m.s) .

L : Longitud del haz de tubos(m).

N : Número total del haz de tubos.

Obteniendo de tablas de vapor saturado las propiedades de interés para vapor de agua a 45°C :

- ✓ $\rho_s = 990.1 \text{ kg/m}^3$
- ✓ $u_s = 0.596 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$
- ✓ $K_s = 0.637 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$
- ✓ $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

Mediante la ecuación 3.36:

$$G_t'' = \frac{\left(0.00289 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)}{(1.1\text{m})(280)^{\frac{2}{3}}} = 0.000615 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$$

Mediante la ecuación 3.35 el coeficiente pelicular de condensación es:

$$h_{ol.} = \frac{1.51 \left(\frac{4 \left(0.000615 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}\right)}{0.596 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}} \right)^{-\frac{1}{3}}}{\left(\frac{(0.596 \times 10^{-3} \text{ Pa.s})^2}{(0.637 \text{ w/m}^{\circ}\text{C})^3 (990.1 \text{ kg/m}^3)^2 (9.81 \text{ m/s}^2)} \right)}$$

$$h_{ol.} = 18004.36 \frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{k}}$$

3.2.7.4. Cálculo de la caída de presión del lado de los tubos y cabezales.

Calculando la pérdida de presión en los tubos:

Calculando el factor de fricción:

$$f = 1.2[0.0014 + 0.125(15285.7)^{-0.32}] = 0.00855$$

Aplicando la ecuación de fanning:

$$\Delta P_t = 4. (0.00855). (4). \left(\frac{1.1m}{0.00703m} \right) \frac{\left(1563.8 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)^2}{2. \left(994 \frac{kg}{m^3} \right)} = 26329.07 Pa$$

Calculando la pérdida de presión en los cabezales:

$$\Delta P_c = 4. (4). \frac{\left(1563.8 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)^2}{2. \left(994 \frac{kg}{m^3} \right)} = 19691.16 Pa$$

Calculando la pérdida de carga total:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_c$$

$$\Delta P_T = 26329.07 Pa + 19691.16 Pa = 46 KPa$$

3.2.7.5. Verificación del área de transferencia de calor.

a) Cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor.

Se debe determinar un valor prudente para el valor de la resistencia de ensuciamiento R_f , para ello se toma :

$$R_f = 0.0007 \frac{m^2 k}{w}$$

Así el coeficiente global de transferencia de calor para la zona en que se evacua el calor sensible es:

$$U_s = \left[\frac{1}{6151.4 \frac{w}{m^2 k}} + \frac{1}{64.76 \frac{w}{m^2 k}} 0.0007 \frac{m^2 k}{w} \right] = 61.33 \frac{w}{m^2 k}$$

Y el coeficiente global de transferencia de calor para la zona en que se evacua el calor latente es:

$$U_l = \left[\frac{1}{6151.4 \frac{W}{m^2k}} + \frac{1}{18004.35 \frac{W}{m^2k}} \cdot 0.0007 \frac{m^2k}{W} \right] = 1089.2 \frac{W}{m^2k}$$

b) Cálculo de la superficie necesaria para la transferencia de calor.

Ya se explicó que para el caso del condensador del sistema de refrigeración por absorción, deben existir dos zonas bien definidas. Una zona para transmitir calor sensible y lograr llevar al vapor a un estado saturado; posteriormente se requiere de un área a través de la cual se transmita calor latente y lograr condensar en su totalidad el vapor del refrigerante.

Cálculo el área de transferencia de calor para evacuar calor sensible:

$$A_{req}(s) = \frac{1844.9kw}{61.33 \frac{W}{m^2k} (19.5^{\circ}C)} = 1.538 m^2$$

Cálculo el área de transferencia de calor para evacuar el calor latente:

$$A_{req}(l) = \frac{69.35kw}{1089.2 \frac{W}{m^2k} (9.55^{\circ}C)} = 6.66 m^2$$

Calculando el área total requerida:

$$A_{req}(total) = A_{req}(l) + A_{req}(s)$$

$$A_{req}(total) = 6.66 m^2 + 1.538 m^2 = 8.2 m^2$$

Calculando el área propuesta:

$$A_{propuesta} = \pi(0.0095m)(280tubos)(1.1m) = 9.216 m^2$$

Calculando el exceso de área:

$$Exceso.A = \frac{9.216 m^2 - 8.2 m^2}{8.2 m^2} * 100\% = 3.7 \%$$

3.2.8 RESUMEN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Con el fin de facilitar la ubicación de los datos y parámetros más relevantes en el diseño de los distintos intercambiadores de calor, se presentan a continuación una serie de tablas con dicha información.

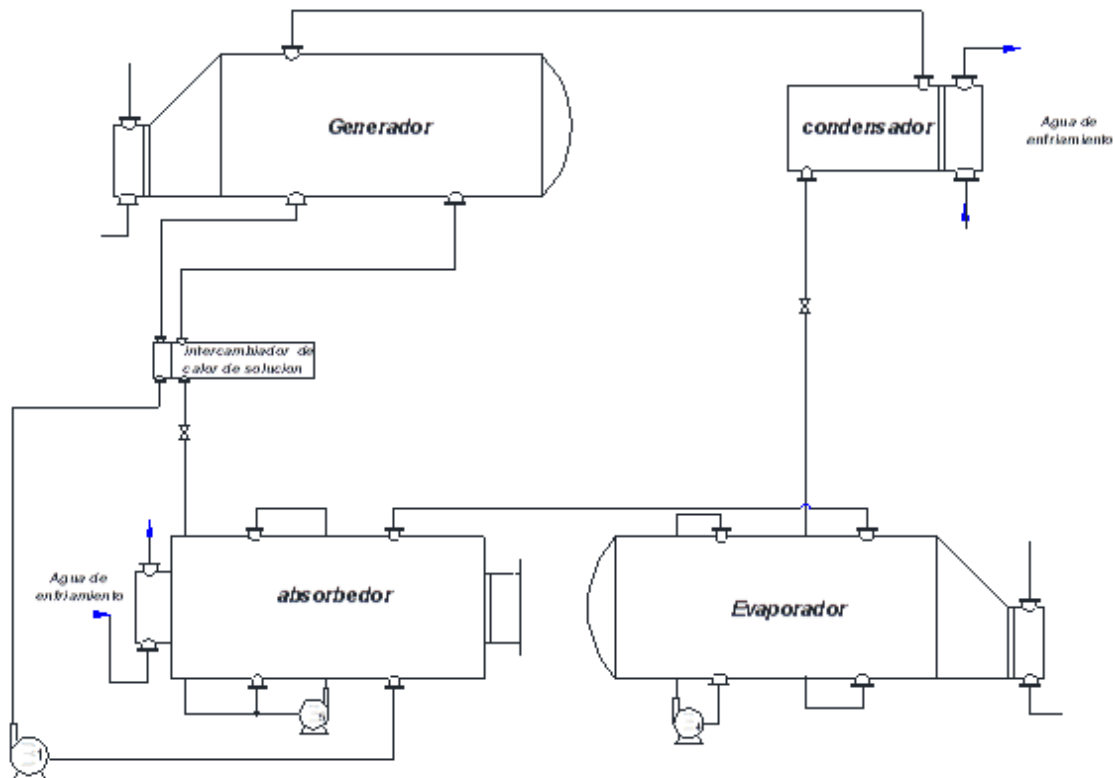


Figura 3.20 Intercambiadores de calor dimensionados

Fuente : Elaboración propia

TABLA 3.2 Resumen de datos del evaporador

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AKL
2	Área de transferencia de calor.	29.9236 (m ²)
3	Número total de tubos.	250
4	Longitud de los tubos	3 m (9.8 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.0127m(1/2 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 14
7	Configuración de flujos	1-8
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0159m (0.63 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	1.0 m (39.4 in)
11	Número de soportes de tubos.	2
12	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
13	Material de la carcasa y soportes de tubos	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
14	Fluido circulando.	Agua a refrigerar
15	Área de flujo por paso.	2.56x10 ⁻³ m ²
16	Velocidad del fluido	1.043 m/s
17	Velocidad másica.	1,042.9 kg/m ² s
18	Número de Reynolds	8151.31
19	Coefficiente de transferencia de calor.	3393.04 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
20	Fluido circulando.	Agua del Condensador
21	Componente macroconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	300 w/m ² K
22	Componente microconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	804.15 w/m ² K
23	Coefficiente de transferencia de calor.	1104.15 w/m ² K

FUENTE: Elaboración propia

TABLA 3.3 Resumen de datos del absorbedor

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AEL
2	Área de transferencia de calor.	31.6 (m ²)
3	Número total de tubos.	480
4	Longitud de los tubos	2.2 m (7.22 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.009525m(3/8 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos	1-6
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0119m (0.468 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	0.8 m (31.5 in)
11	Número de soportes de tubos.	2
12	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
13	Material de la carcasa y soportes de tubos	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
14	Fluido circulando.	Agua de enfriamiento
15	Área de flujo por paso.	3.1 x10 ⁻³ m ²
16	Velocidad del fluido	1.34 m/s
17	Velocidad másica.	1342.58 kg/m ² s
18	Número de Reynolds	11914.7
19	Coefficiente de transferencia de calor.	5185.73 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
20	Fluido circulando.	Solución de LiBr-Agua
21	Número de Reynolds	3315.5
22	Número de Prandtl	17.56
	Número de Nusselt	34.85
23	Coefficiente de transferencia de calor.	1898.58 w/m ² K

FUENTE: Elaboración propia

TABLA 3.4 Resumen de datos del intercambiador de calor de solución

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AFL
2	Área de transferencia de calor.	0.8378 (m ²)
3	Número total de tubos.	28
4	Longitud de los tubos	1 m (7.22 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.009525m(3/8 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos	2-4
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0119m (0.468 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	0.205 m (8.07 in)
11	Número de soportes de tubos.	2
12	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
13	Material de la carcasa y soportes de tubos	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
14	Fluido circulando.	Solución fuerte
15	Área de flujo por paso.	0.27 x10 ⁻³ m ²
16	Velocidad del fluido	2.26 m/s
17	Velocidad másica.	639.3 kg/m ² s
18	Número de Reynolds	1267.56
19	Coefficiente de transferencia de calor.	909.64 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
20	Fluido circulando.	Solución débil
21	Área de flujo en la carcasa	2.05 x10 ⁻³ m ²
22	Diámetro equivalente	6.7 x10 ⁻³ m ²
23	Número de Reynolds	1295.6
24	Número de Prandtl	20.20
25	Coefficiente de transferencia de calor.	2251.54 w/m ² K

FUENTE: Elaboración propia

TABLA 3.5 Resumen de datos del generador

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AKL
2	Área de transferencia de calor.	23.34 (m ²)
3	Número total de tubos.	195
4	Longitud de los tubos	3 m (9.8 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.0127m(1/2 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 14
7	Configuración de flujos	1-4
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0159m (0.63 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	1.0 m (39.4 in)
11	Número de soportes de tubos.	2
12	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
13	Material de la carcasa y soportes de tubos	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
14	Fluido circulando.	Agua de colector solar
15	Área de flujo por paso.	9.826 x10 ⁻³ m ²
16	Velocidad del fluido	1.118 m/s
17	Velocidad másica.	916.5 kg/m ² s
18	Número de Reynolds	28236.62
19	Coefficiente de transferencia de calor.	5634.43 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
20	Fluido circulando.	Solución BrLi
21	Componente macroconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.(formado líquido y vapor)	300 w/m ² K
22	Componente microconvectivo del coeficiente de transferencia de calor.	495.07 w/m ² K
23	Coefficiente de transferencia de calor.	795.07 w/m ² K

FUENTE: Elaboración propia

TABLA 3.6 Resumen de datos del condensador

Ítem.	Parámetro.	Cantidad.
Construcción.		
1	Tipo de Intercambiador de calor. (T.E.M.A.)	AEL
2	Área de transferencia de calor.	9.216 (m ²)
3	Número total de tubos.	280
4	Longitud de los tubos	1.1 m (7.22 ft.)
5	Diámetro Nominal de los tubos.	0.009525 m(3/8 in)
6	Calibre de tubos.	BWG 16
7	Configuración de flujos	1-4
8	Configuración de tubos.	Triangular
9	Paso entre tubos.	0.0119m (0.468 in)
10	Diámetro interno de la carcasa.	0.5334 m (8.07 in)
11	Número de deflectores	5
12	Material de los tubos, placa tubular y cabezales.	Acero 316L
13	Material de la carcasa y soportes de tubos	AISI 1020
Parámetros físicos del lado de los tubos.		
14	Fluido circulando.	Agua de enfriamiento
15	Área de flujo por paso.	0.272 x10 ⁻³ m ²
16	Velocidad del fluido	1.57 m/s
17	Velocidad másica.	1563.89 kg/m ² s
18	Número de Reynolds	15285.7
19	Coeficiente de transferencia de calor.	8327.52 w/m ² K
Parámetros físicos del lado de la carcasa.		
20	Fluido circulando.	Vapor de agua
21	Área de flujo en la carcasa	10.67 x10 ⁻³ m ²
22	Diámetro equivalente	6.7 x10 ⁻³ m ²
23	Velocidad másica	2.714 kg/m ² s
24	Número de Reynolds	1757.26

FUENTE: Elaboración propia

3.3 – MODELAMIENTO MATEMÁTICO USANDO MICROSOFT EXCEL

El cálculo realizado en el diseño termodinámico y diseño mecánico, se introdujeron las formulas y datos en el Microsoft Excel, para así observar el comportamiento, el dimensionamiento de los fluidos e intercambiadores a usarse frente a varias temperaturas que los paneles solares puedan calentar el agua.

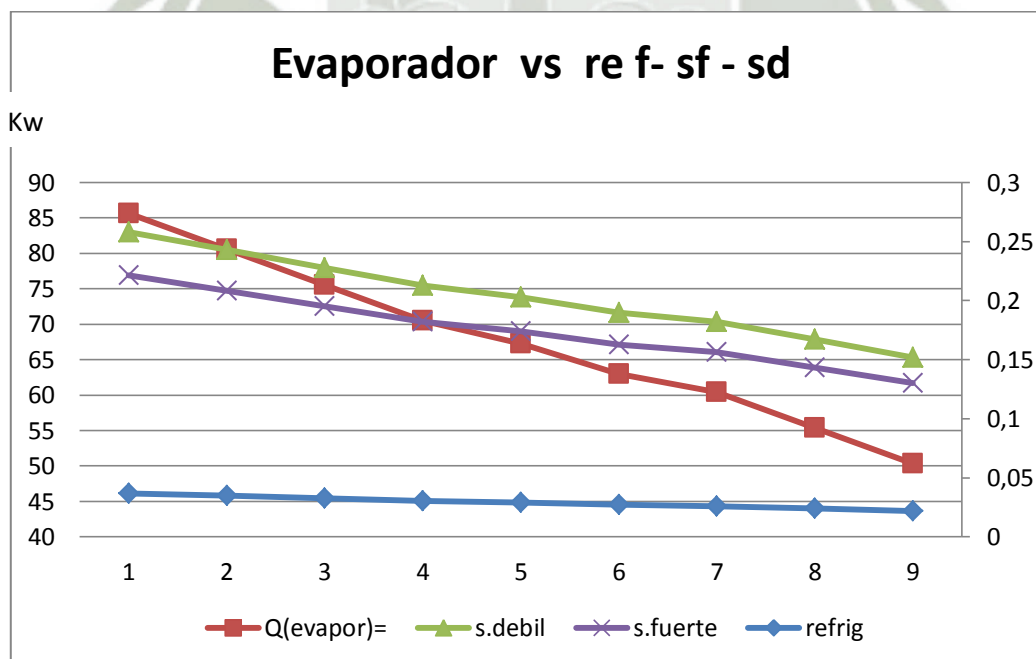
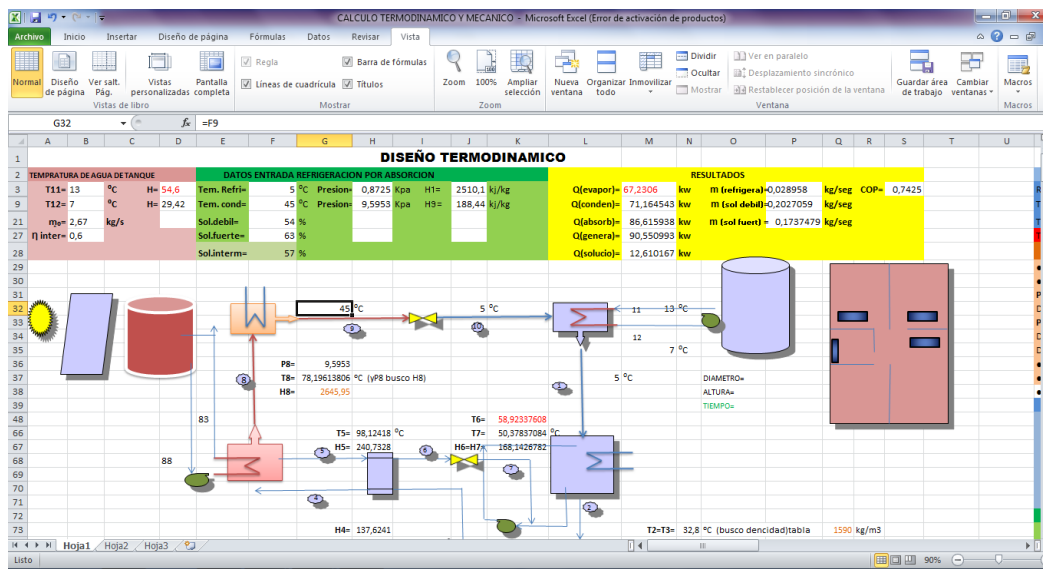


Figura 3.21 Variación de las soluciones frente a la potencia del evaporador

Fuente: Elaboración propia

En esta grafica de la figura 3.21 se puede observar que de acuerdo a la potencia necesaria para el evaporador, los flujos de solución débil, solución fuerte varían su porcentaje para así poder transportar el agua (refrigerante) y así poder retirar el calor del agua a refrigerar.

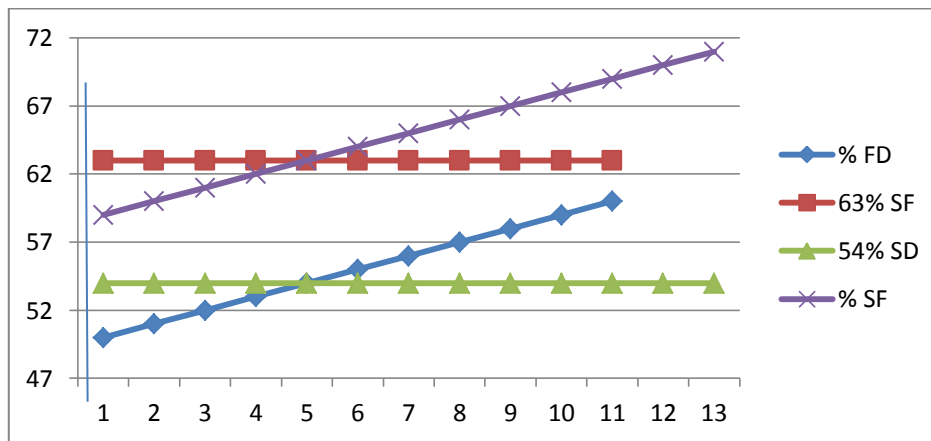


Figura 3.22(a) Rango en el que se puede trabajar que esta entre el 50% y 70%

Fuente : Elaboración propia

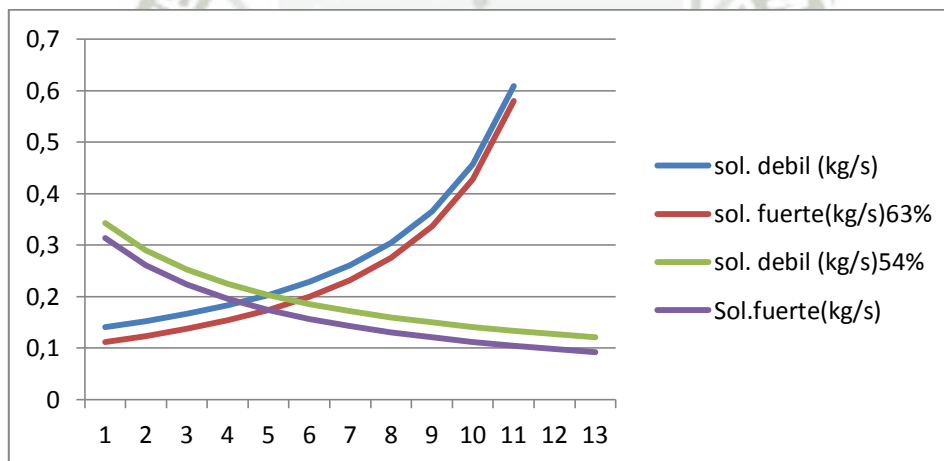


Figura 3.22(b) Rango de flujos que puede trabajar, que esta entre el 50% y 70%

Fuente : Elaboración propia

En estas graficas de la figura 3.22 se pueden observar los porcentajes de solución con que se puede trabajar, según el diagrama de equilibrio de la solución de agua-bromuro de litio, que están en el rango de 50% y 66% que si pasaran estos valores el refrigerante se cristalizaría, generando problemas en la circulación del refrigerante, para este caso se

realizó varias iteraciones para así alejarse de la zona de cristalización y se tomó la solución débil con un 54% y a la solución fuerte con 63%.

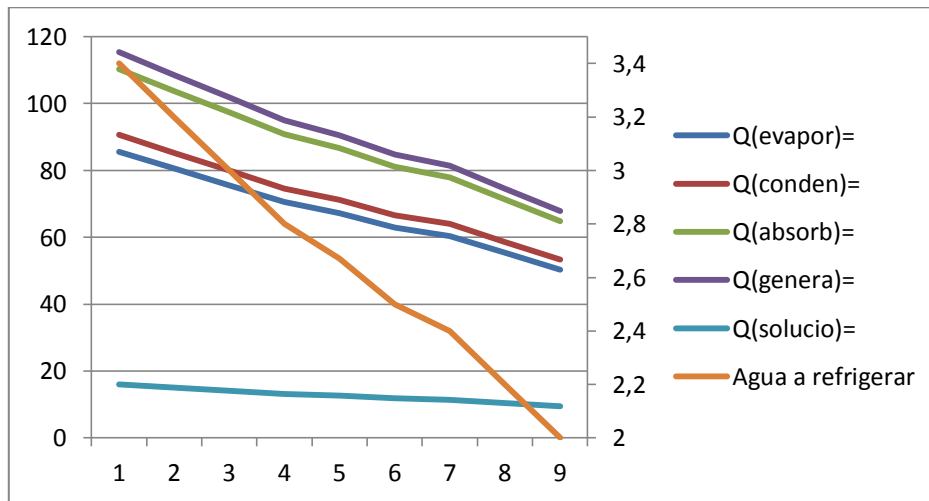


Figura 3.23 Variación de las potencias de los intercambiadores frente al flujo de agua a refrigerar evaporador

Fuente : Elaboración propia

En esta grafica de la figura 3.23 se ve el comportamiento de potencias de los distintos intercambiadores, según el flujo de agua a refrigerar, es decir el flujo que circula dentro de los tubos que se encuentran dentro del intercambiador (evaporador).

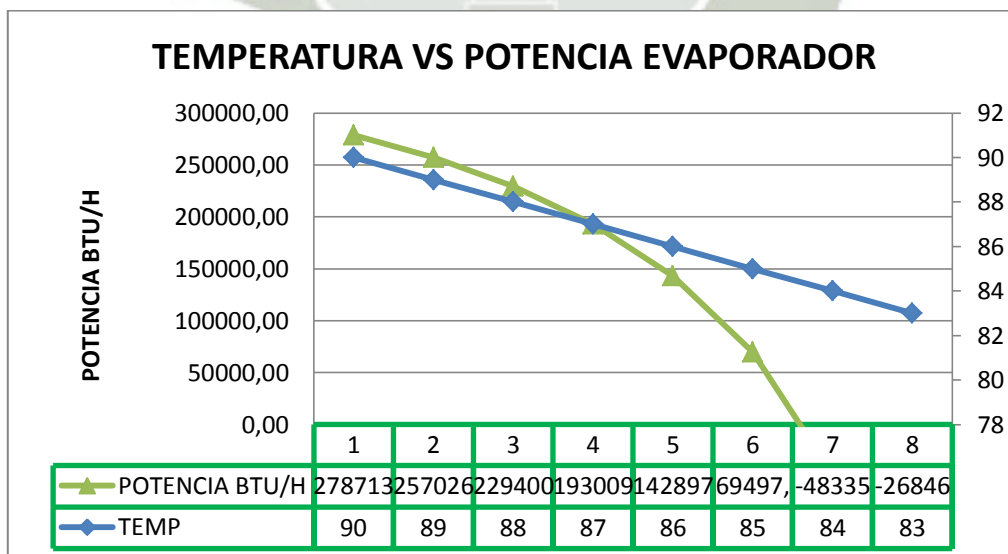


Figura 3.24 Variación de la potencia del evaporador en función de la temperatura al generador.(Elaboración propia)

En esta grafica de la figura 3.24 se observa el comportamiento de la potencia del evaporador en función de la temperatura del agua que proviene de los paneles solares el cual ingresa al generador en donde se separa el refrigerante de la solución, a medida que baja la temperatura de la solución hay menor cantidad de refrigerante que se desprende lo cual genera una caída de la potencia del evaporador

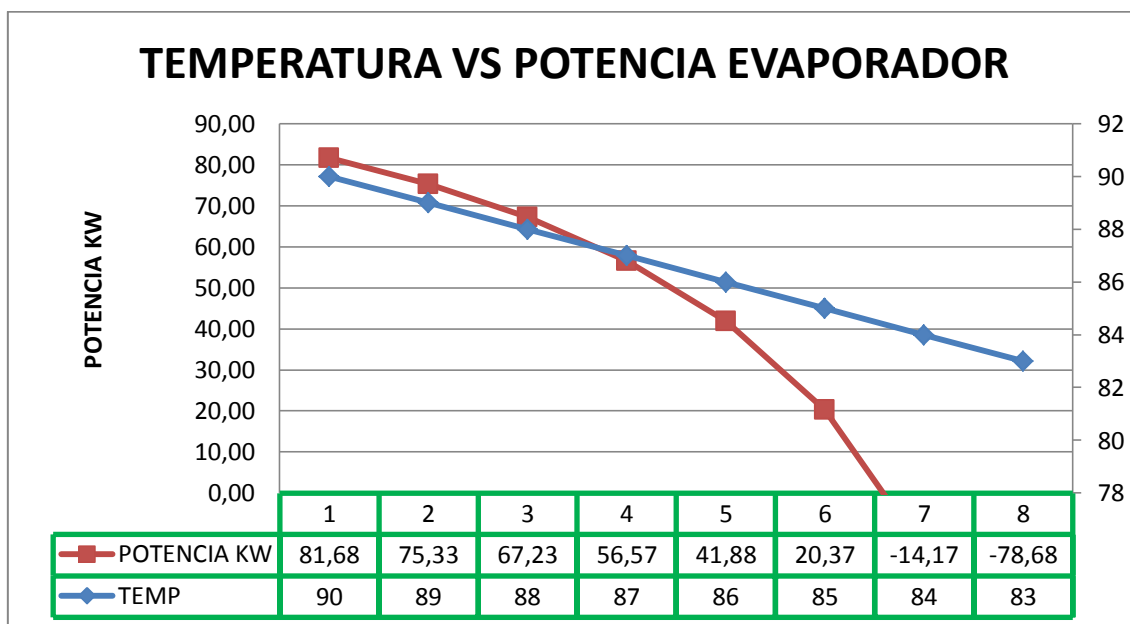


Figura 3.25 Variación de la potencia del evaporador en función de la temperatura al generador.

Fuente: Elaboración propia

3.4 SISTEMA DE ASPERSORES PARA EL ABSORBEDOR DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

3.4.1. Aspersor para el absorbedor.

Se tiene un flujo másico de $Q = 0.52 \frac{kg}{s}$. De acuerdo a algunos catálogos consultados,

los aspersores comerciales manejan un estimado de cobertura de 9 m^2 por lo que para nuestro caso es suficiente.

Ahora es necesario calcular las pérdidas del sistema para poder seleccionar una bomba adecuada. Las normas indican que la velocidad en las tuberías no debe ser menor que 3m/s para reducir las pérdidas por lo que con el caudal se encontrará el diámetro de las tuberías a utilizar.

Calculando área de flujo por la tubería.

$$V_{vel} = \frac{V}{A}$$

$$A = \frac{V}{V_{vel}}$$

$$A = \frac{0.000315 \frac{m^3}{s}}{3 \frac{m}{s}} = 0.000105 m^2$$

Calculando el diámetro de la tubería:

$$D_i = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4(0.000105 m^2)}{\pi}} = 0.01157 m = 0.455 in$$

El cual se usara una tubería de 0.5 in de diámetro interior.

Ahora se calcula las perdidas por fricción.

$$AP_f = \frac{4.52 \dot{V}_{GPM}^{1.85}}{C^{1.85} D_i^{4.87}}$$

Dónde:

\dot{V}_{GPM} : Caudal en galones por minuto.

C : Coeficiente de fricción.(120 para el acero)

D_i : Diámetro interior de la tubería en pulgadas.

$$AP_f = \frac{4.52 (5 \text{ GPM})^{1.85}}{(120)^{1.85} (0.5 \text{ in})^{4.87}}$$

$$AP_f = 0.34 \text{ psi/ft}$$

Ahora se calculara las perdidas por velocidad del flujo.

$$AP_{vel} = 0.001123 \frac{\dot{V}_{GPM}^2}{D_i^4}$$

$$AP_{vel} = 0.001123 \frac{(5 \text{ GPM})^2}{(0.5 \text{ in})^4}$$

$$AP_{vel} = 0.45 \text{ psi/ft}$$

Las pérdidas por altura se consideran despreciables en este caso las pérdidas totales del sistema son:

$$P_T = 0.79 \text{ psi/ft}$$

El valor anterior se multiplica por la longitud del aspersor del sistema , tomando una longitud de 25 ft.

$$P_T = 0.79 \frac{\text{psi}}{\text{ft}} * (25 \text{ ft}) = 20 \text{ psi}$$

3.5. AISLAMIENTO TÉRMICO DEL SISTEMA.

La máquina de absorción requiere aislamiento principalmente para evitar pérdidas de calor en algunos tramos, como también cubrir las tuberías calientes expuestas cerca de las zonas de tráfico. 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 (*Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios*) y la norma ASTM C585 (American Society for Testing and Materials), mencionada en la Referencia 5.

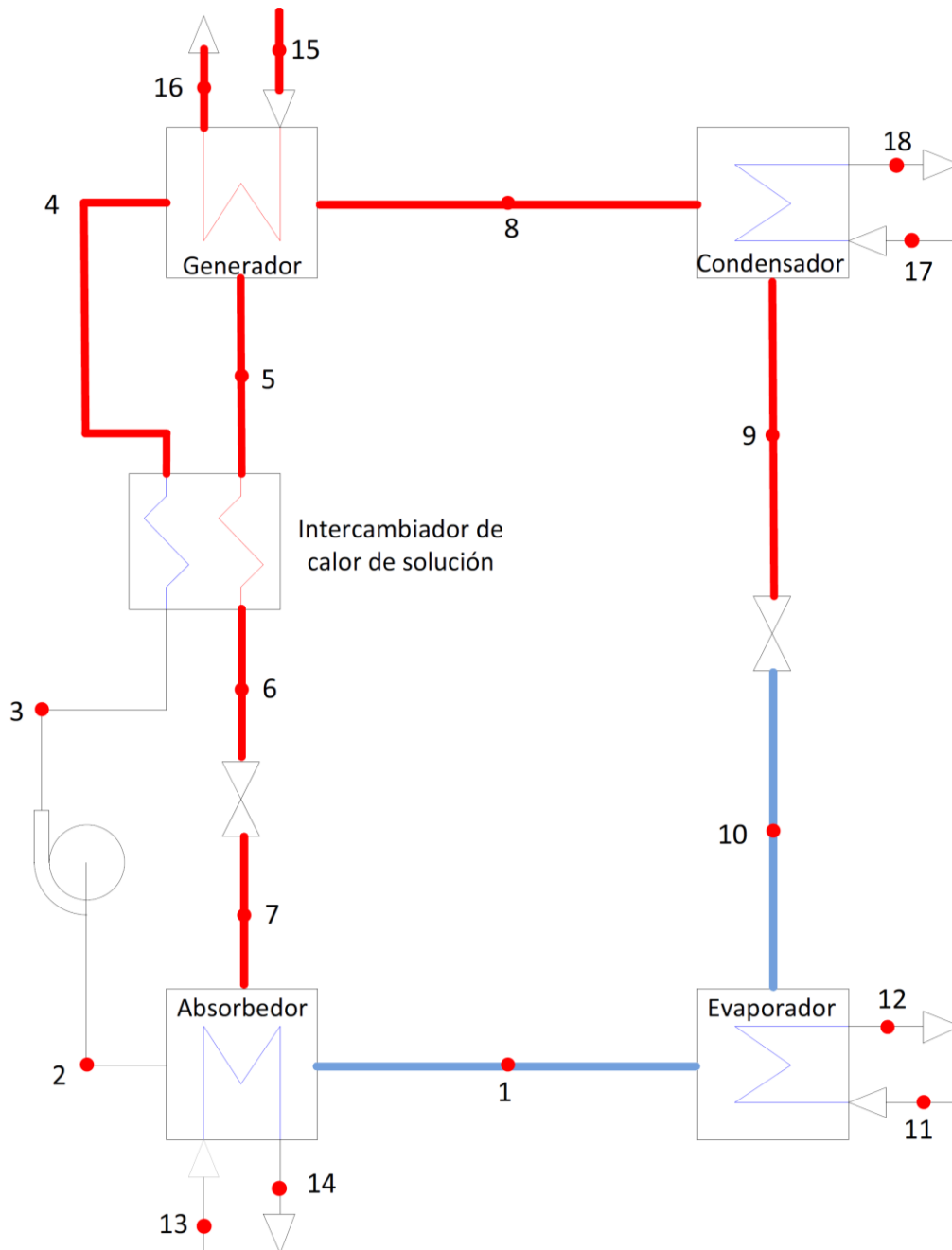


Figura 3.26 Tuberías que requieren aislamiento.

FUENTE: Elaboración propia.

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.

En la figura 3.26 las líneas más gruesas en color azul y rojo muestran aquellas tuberías que requieren ser aisladas, la que va desde el punto 10 a la salida de la válvula de expansión hasta el punto 1 en la entrada del absorbedor tiene una temperatura menor a la del ambiente (5 °C) mientras que todas las demás tiene temperaturas arriba de los 40°C .El cálculo del espesor se hará de acuerdo a las siguientes tablas las cuales son extraídas de RITE:

Tabla 3.7 Espesor mínimo de aislamiento para tuberías que transportan fluidos calientes.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
D ≤ 35	25	25	30
35 < D ≤ 60	30	30	40
60 < D ≤ 90	30	30	40
90 < D ≤ 140	30	40	50
140 < D	35	40	50

FUENTE: Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE)

Tabla 3.8 Espesor mínimo de aislamiento para tuberías que transportan fluidos fríos.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura mínima del fluido (°C)		
	-10...0	> 0...10	> 10
D ≤ 35	30	20	20
35 < D ≤ 60	40	30	20
60 < D ≤ 90	40	30	30
90 < D ≤ 140	50	40	30
140 < D	50	40	30

FUENTE: Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE)

Según la norma ASTM C585 el espesor real de los aislantes de acuerdo al diámetro de la tubería se muestra en la tabla 3.9.

Tabla 3.9 Grosor aproximado del aislante.

in mm	Insulation, nominal thickness															
	Outer diameter		1 25		1½ 38		2 51		2½ 64		3 76		3½ 89		4 102	
Nominal iron- pipe size, in	Approximate wall thickness															
	in		mm		in		mm		in		mm		in		mm	
½	0.84	21	1.01	26	1.57	40	2.07	53	2.88	73	3.38	86	3.88	99	4.38	111
¾	1.05	27	0.90	23	1.46	37	1.96	50	2.78	71	3.28	83	3.78	96	4.28	109
1	1.32	33	1.08	27	1.58	40	2.12	54	2.64	67	3.14	80	3.64	92	4.14	105
1¼	1.66	42	0.91	23	1.66	42	1.94	49	2.47	63	2.97	75	3.47	88	3.97	101
1½	1.90	48	1.04	26	1.54	39	2.35	60	2.85	72	3.35	85	3.85	98	4.42	112
2	2.38	60	1.04	26	1.58	40	2.10	53	2.60	66	3.10	79	3.60	91	4.17	106
2½	2.88	73	1.04	26	1.86	47	2.36	60	2.86	73	3.36	85	3.92	100	4.42	112
3	3.50	89	1.02	26	1.54	39	2.04	52	2.54	65	3.04	77	3.61	92	4.11	104
3½	4.00	102	1.30	33	1.80	46	2.30	58	2.80	71	3.36	85	3.86	98	4.36	111
4	4.50	114	1.04	26	1.54	39	2.04	52	2.54	65	3.11	79	3.61	92	4.11	104
4½	5.00	127	1.30	33	1.80	46	2.30	58	2.86	73	3.36	85	3.86	98	4.48	114
5	5.56	141	0.99	25	1.49	38	1.99	51	2.56	65	3.06	78	3.56	90	4.18	106
6	6.62	168	0.96	24	1.46	37	2.02	51	2.52	64	3.02	77	3.65	93	4.15	105
7	7.62	194			1.52	39	2.02	51	2.52	64	3.15	80	3.65	93	4.15	105
8	8.62	219			1.52	39	2.02	51	2.65	67	3.15	80	3.65	93	4.15	105
9	9.62	244			1.52	39	2.15	55	2.65	67	3.15	80	3.65	93	4.15	105
10	10.75	273			1.58	40	2.08	53	2.58	66	3.08	78	3.58	91	4.08	104
11	11.75	298			1.58	40	2.08	53	2.58	66	3.08	78	3.58	91	4.08	104
12	12.75	324			1.58	40	2.08	53	2.58	66	3.08	78	3.58	91	4.08	104
14	14.00	356			1.46	37	1.96	50	2.46	62	2.96	75	3.46	88	3.96	101
Over 14, up to and including 36					1.46	37	1.96	50	2.46	62	2.96	75	3.46	88	3.96	101

FUENTE: Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE)

A continuación se muestra el resumen de los elementos que necesitan aislamiento con el respectivo grosor de este de acuerdo a su temperatura.

Tabla 3.10 Espesor del aislamiento térmico en el sistema de absorción.

Tramo de Tubería	Temperatura. Aprox	Grosor de aislamiento
Punto 10 a punto 1	5 °C	40 mm
Punto 7 a punto 6	58 °C	35 mm
Punto 5 a generador	98 °C	35 mm
Punto 4	60 °C	35 mm
Condensador a punto 9	45 °C	35 mm
Alimentación de agua caliente	90	40 mm

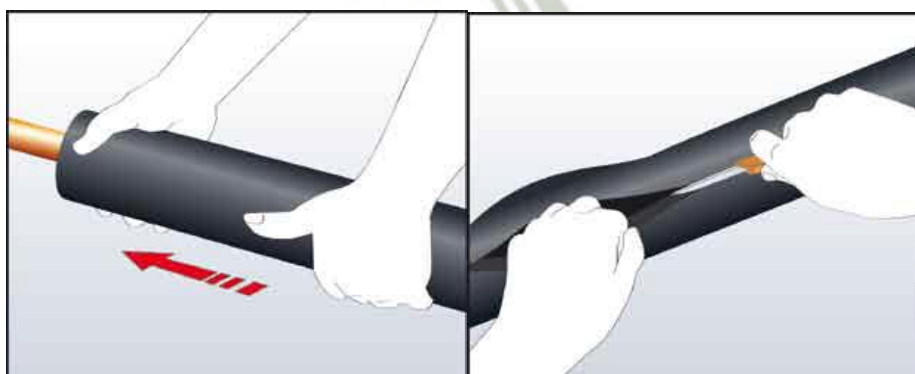
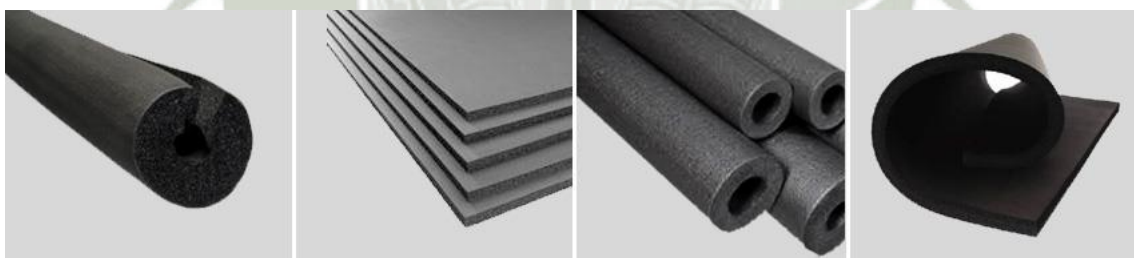
FUENTE: Elaboración propia

El generador y el evaporador requieren aislamiento en el exterior de sus carcasas, se supondrá que estas se encuentran a la temperatura crítica de los fluidos que circulan al interior de estos por lo que el aislamiento para el generador debe tener un espesor de 2 in y en el evaporador debe ser de 1 in de espesor.

El aislante recomendado es el elastómero Rubatex con una conductividad térmica de 0.038 w/m k.

Tabla 3.11 Elastómeros datos técnicos

Datos técnicos elastómeros		
Rango de temperaturas	-182°C a 104°C	
Densidad lb/ft ³ (gm/cm ³)	3-5 (0.05-0.08)	
Conductividad Termica (W/m*K)	-20°C	0.032 W/m*k
	0°C	0.033 W/m*k
	24°C	0.036 W/m*k
	32°C	0.038 W/m*k
Permeabilidad al vapor de agua (perm-in)	0.06 perm-in	
Resistencia a los hongos	Excelente	
Resistencia a la humedad	Excelente	



Fuente: Clima real aislamientos

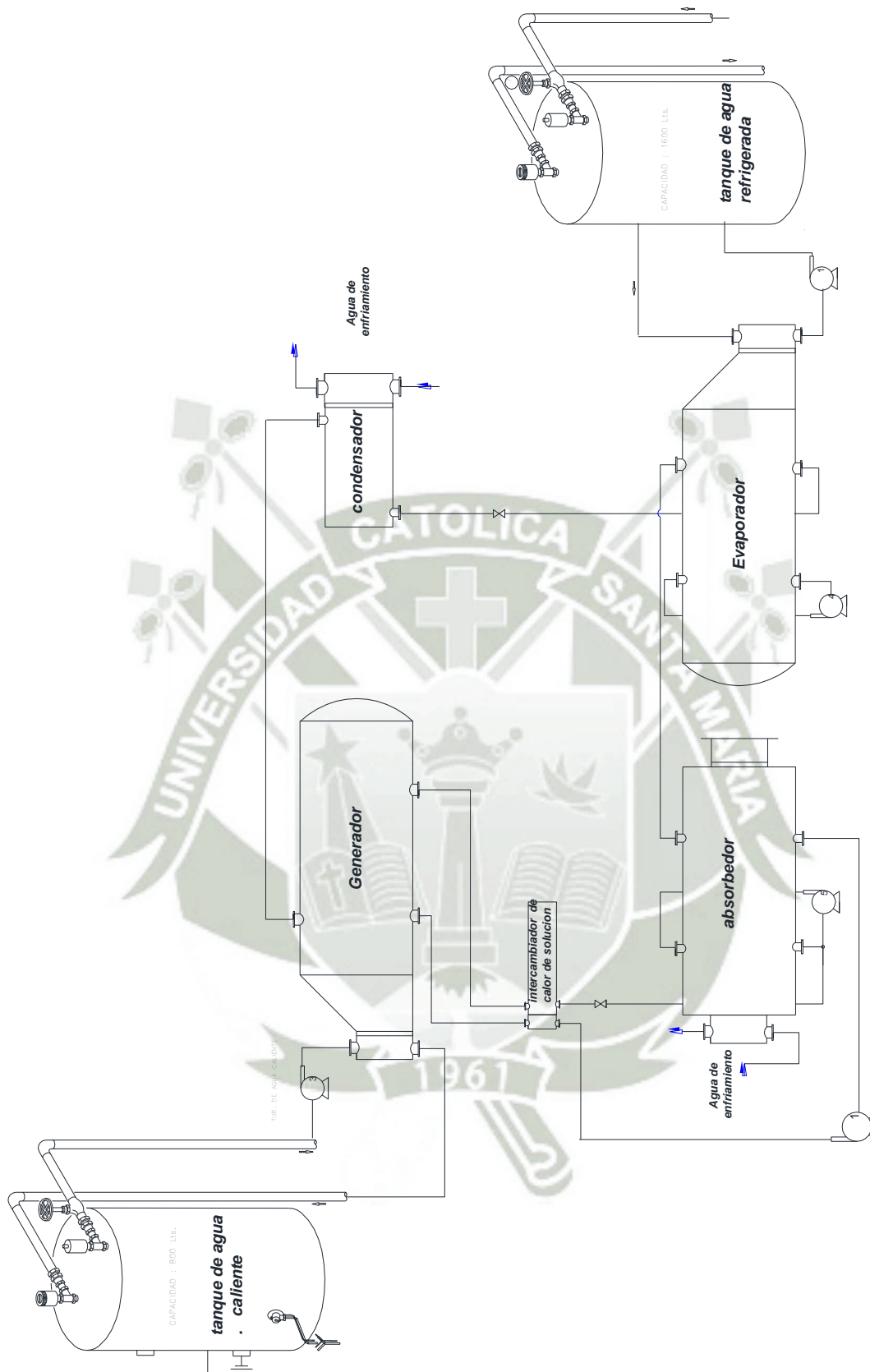


Figura 3.27: Esquema del sistema de refrigeración por absorción

FUENTE: Elaboración Propia

3.6 CALCULO DE CANTIDAD DE PANELES Y CARGA PARA AIRE ACONDICIONADO

3.6.1 Calculo De Cantidad De Paneles

Para el cálculo de los paneles se tomó el estudio de evaluación de eficiencia de un calentador solar de tubos al vacío con tanque acumulador, de la empresa d'sol , donde se hace evaluación preliminar de un calentador solar de tubos de vacío termosifonico, la evaluación se realizó sin consumo, esta se llevó a cabo en las instalaciones de la Escuela Profesional de Física de la Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa .

Se presentan los resultados de eficiencia global del calentador para tres días de evaluación, así como información de la velocidad de calentamiento del sistema, también se muestra información del aislamiento térmico del tanque acumulador a través de las curvas de velocidad de enfriamiento

3.6.2. Descripción del calentador solar



Figura 3.28 Fotografía de la terma solar

Fuente: Escuela Profesional de Física Laboratorio de Energías Renovables y del Ambiente (Universidad Nacional de San Agustín)

Tabla 3.12. Datos técnicos del tubo de vacío

Modelo	Φ58×180
Peso	2.29±0.18kg
Estructura	tubos de vidrio coaxiales de doble capa
Diámetro exterior del tubo	Φ58±0.7mm
Diámetro del tubo interno	Φ47±0.7mm
Espesor del tubo exterior	1.8±0.15mm
Espesor del tubo interno	1.6±0.15mm
Longitud de tubo	1812±4mm
Material de recubrimiento	AIN/AIN-SS/CU
Absortancia	0.94-0.96
Emitancia	0.04-0.06
Vacío	$P \leq 5 \times 10^{-3} \text{pa}$
Transmitancia del tubo exterior	0.91
Temperatura de estancamiento	270-300 °C
Coefficiente de pérdida de calor	$\leq 0.6 \text{ w/ (m}^2 \cdot \text{°C)}$
Presión Soportada	1Mp

Fuente: Escuela Profesional de Física Laboratorio de Energías Renovables y del Ambiente (Universidad Nacional de San Agustín)

➤ **Tanque**

CAPACIDAD: 160 Litros

➤ **Especificaciones técnicas**

1. tanque externo: acero galvanizado
2. Tanque interno: acero inoxidable grado 316, espesor 0,5 mm

Especificaciones:

3. Aro de sellado: material de gel de silicona.
4. Aislamiento térmico: 55 mm de poliuretano

➤ **Estructura**

Acero galvanizado grueso, Anti-corrosivo

3.6.3. Resultados Experimentales

Velocidad de calentamiento de la terma solar, y pérdidas térmicas del tanque de almacenamiento de agua

Se cargo el tanque de la terma con agua a una temperatura de 19 °C a las 19:00 horas del día 30/04/2011. Se monitoreo las temperaturas del interior del tanque y la temperatura ambiente desde las 19:00 horas del 30/04/2011 hasta las 24:00 horas del 03/05/2011 .Los resultados se muestran en el gráfico de la figura 3.29.

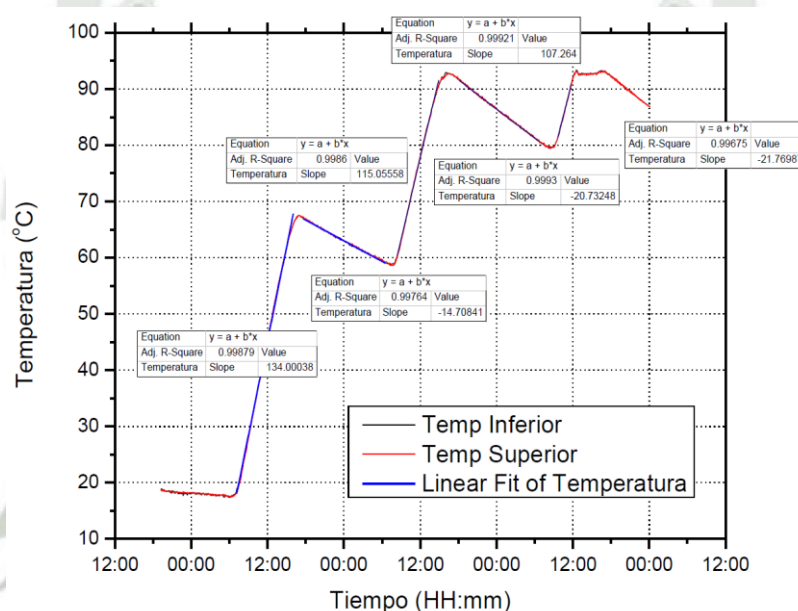


Figura 3.29. Temperatura del tanque de almacenamiento (°C) en función del tiempo (horas del día).

Fuente: Escuela Profesional de Física Laboratorio de Energías Renovables y del Ambiente (Universidad Nacional de San Agustín)

✓ 1 día de ensayo:

El calentamiento en el tanque de almacenamiento se inicia con una temperatura de 17,5 °C (06:05 horas del día 01/05/2011) hasta 67,5 °C (17:05 horas del día 01/05/2011), con una velocidad de calentamiento de 4,5 °C/hora. A partir de las 17:05 horas la temperatura del tanque desciende hasta 58,6 °C (07:22 horas del día 02/05/2011) siendo la velocidad de enfriamiento del tanque de de 0,64

°C/hora

- ✓ 2 día de ensayo:

El calentamiento en el tanque de almacenamiento se inicia con una temperatura de 58,6 °C (07:22 horas del día 02/05/2011) hasta 92,8 °C (16:23 horas del día 02/05/2011), con una velocidad de calentamiento de 3,8 °C/hora. A partir de las 16:23 horas la temperatura del tanque desciende hasta 79,5 °C (08:17 horas del día 03/05/2011) siendo la velocidad de enfriamiento del tanque de de 0,83 °C/hora.

- ✓ 3 día de ensayo:

El calentamiento en el tanque de almacenamiento se inicia con una temperatura de 79,5 °C (08:17 horas del día 03/05/2011) hasta 92,8 °C (13:12 horas del día 03/05/2011), con una velocidad de calentamiento de 2,7 °C/hora; luego de las 13:12 horas hasta las 17:03 horas el agua está en ebullición. A partir de las 17:03 horas la temperatura del tanque desciende con una velocidad de enfriamiento de 0,88 °C/hora

3.6.4. Calculo de paneles.

El flujo que es necesario para el generador es de 4.3 kg/s

$$m_{flu.agua} = 4.3 \frac{kg}{s} \left(\frac{3600s}{1h} \right) \left(\frac{1m^3}{1000kg} \right) = 15.48 \frac{m^3}{h} = 15480 \frac{lit}{h} = 258 \frac{lit}{min}$$

Hallando la cantidad de paneles

$$N_{paneles} = \frac{15480lit}{160 lit} = 96.7 = 97 \text{ paneles}$$

$$m_{por\ panel} = \frac{258 \frac{lit}{min}}{97\ paneles} = 2.6 \frac{lit}{min.\ panel}$$

3.7. CALCULO DE CARGA TÉRMICA DEL CENTRO DE DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA.

Los elementos que contribuyen a la ganancia de calor son

- Conducción a través de paredes , techos y vidrios al exterior
- Conducción a través de divisiones externas
- Radiación solar a través del vidrio.
- Alumbrado.
- Personas.
- Equipos.

Para el cálculo se usó como referencia el libro de aire acondicionado de Eduart G. Pita

3.7.1 Conducción a través de paredes , techos y vidrios al exterior

Las ganancias de calor por conducción a través de pared , techos y vidrio que dan al exterior se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q = UxAxDTCE \tag{3.37}$$

Dónde:

Q = Ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio,
BTU/h

U = Coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes, o vidrios
BTU/h-ft²- °F.

A = Área del área pared techo o vidrio, ft².

DTCE = Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento , °F

Para realizar los cálculos se toma las medidas y las cargas con que cuenta los ambientes.

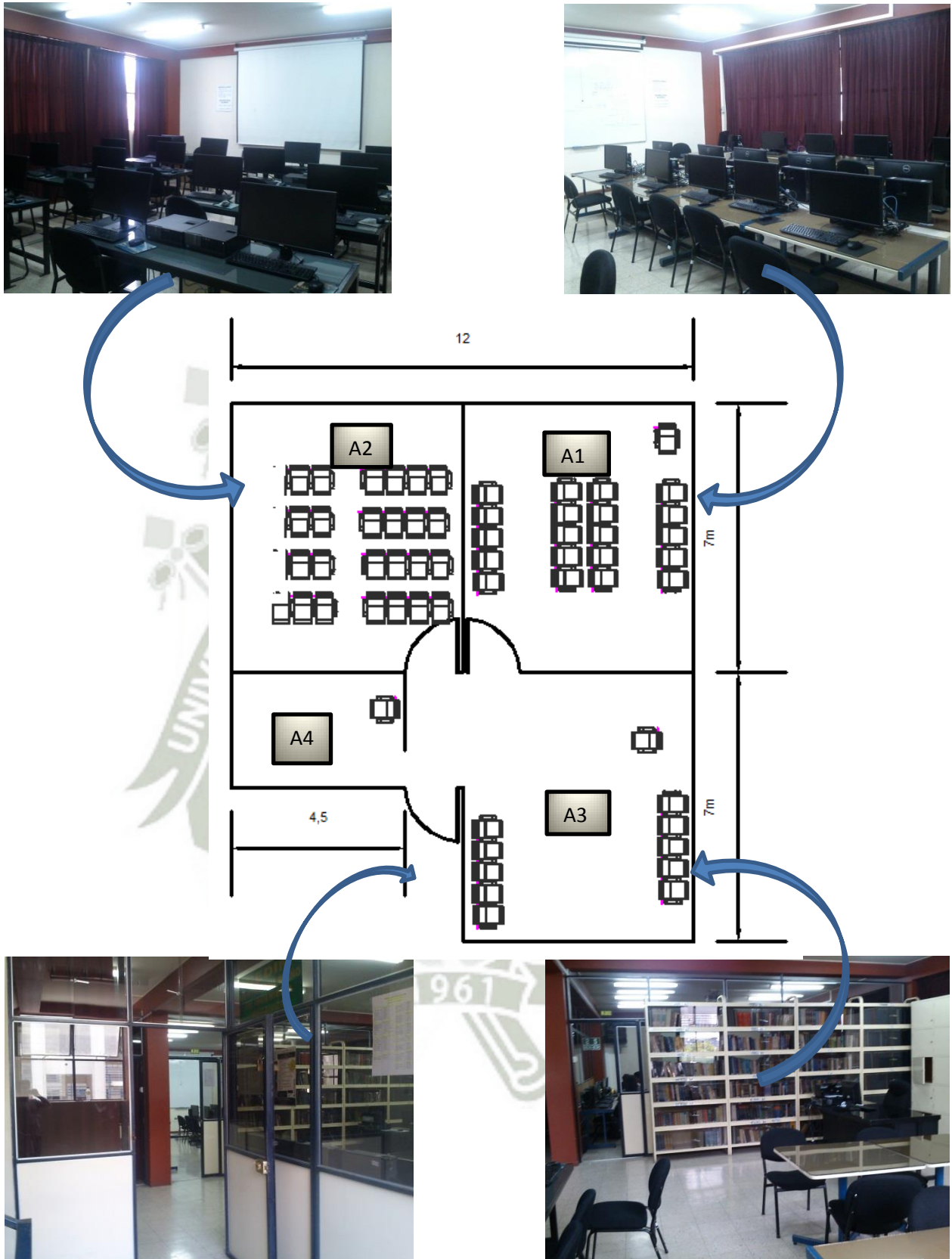


Figura 3.30 Ambientes dentro del Centro de diseño de Ingeniería mecánica.

Fuente: Elaboración propia



Figura 3.31 Centro de diseño de Ingeniería mecánica

Fuente : Elaboración propia

➤ **Calculo del área 1:**

a) Pared A:

$$Q_{pared} = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (101.5 pie^2) x (60.8^\circ F) = 1863.7 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{ventana} = \left(1.04 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (85 pie^2) x (60.8^\circ F) = 5373.72 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{radiacion\ por\ vidrio} = 200 \frac{BTU}{h - ft^2} (85 pie^2) (1) (0.76) = 12920 \frac{BTU}{h}$$

b) Pared B:

$$Q_{pared} = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (100.1 pie^2) x (60.8^\circ F) = 1837.9 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{ventana} = \left(1.04 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (123.8 pie^2) x (60.8^\circ F) = 7828.12 \frac{BTU}{h}$$

c) **Pared C:**

$$Q_{\text{vidrio}} = \left(1.04 \frac{\text{BTU}}{\text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{F}} \right) \times (82 \text{ pie}^2) \times (60.8^\circ\text{F}) = 5185.04 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

$$Q_{\text{madera}} = \left(0.17 \frac{\text{BTU}}{\text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{F}} \right) \times (4 \text{ pie}^2) \times (60.8^\circ\text{F}) = 41.34 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

d) **Techo y piso:**

$$A_{\text{total}} = 465 \text{ft}^2$$

$$Q = \left(0.302 \frac{\text{BTU}}{\text{h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{F}} \right) \times (465 \text{ pie}^2) \times (60.8^\circ\text{F}) = 8538.14 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

e) **Alumbrado:**

Los focos son de 40 Watt cada uno, que son un total de 12 focos.

$$Q = 3.4 \text{ W} \cdot \text{FB} \cdot \text{FCB} \quad (3.38)$$

Dónde:

Q = Ganancia neta de calor debido al alumbrado, BTU/h

W = Capacidad del alumbrado en watt.

FB = Factor de balastro .

FCB = Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado

$$Q = 3.4 (480) \cdot (1.2) \cdot (1) = 1858.4 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

e) **Persona:**

$$Q_s = q \cdot n \cdot \text{FCE} \quad (3.39)$$

Dónde:

Q_s = Ganancia de calor sensible y latente.

q_s = Ganancia de calor sensible y latente por persona.

n = Número de personas.

FCB = Factor de carga de enfriamiento para las personas.

$$Q_s = (255). (15). (1) = 3825 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_l = (255). (15). = 3825 \frac{BTU}{h}$$

f) Equipos:

Computadoras: 10 de 200watt

$$Q = 3.4 (200watt). (10) = 6800 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{total_1} = 59996.22 \text{ BTU/h}$$

➤ **Calculo del área 2:**

a) Pared A:

$$Q_{pared} = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (105.5 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 1937.15 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{ventana} = \left(1.04 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (123.7 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 7826.9 \frac{BTU}{h}$$

b) Pared B:

$$Q_{pared} = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (187.3 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 3439.13 \frac{BTU}{h}$$

c) Techo y piso:

$$A_{total} = 465 \text{ ft}^2$$

$$Q = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (465 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 8538.14 \frac{BTU}{h}$$

d) Alumbrado:

Los focos son de 40 Watt cada uno, que son un total de 12 focos. Aplicando la ec 3.37

$$Q = 3.4 (480). (1.2). (1) = 1858.4 \frac{BTU}{h}$$

e) Persona:

Aplicando la ec.3.39

$$Q_s = (255). (15). (1) = 3825 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_l = (255). (15). = 3825 \frac{BTU}{h}$$

f) Equipos:

Computadoras: 21 de 200watt

$$Q = 3.4 (200watt). (21) = 14280 \frac{BTU}{h}$$

$Q_{total_2} = 48689.7 \text{ BTU/h}$

➤ **Calculo del área 3:**

a) Pared A:

$$Q_{pared} = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (187.3 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 3439.13 \frac{BTU}{h}$$

b) Pared B:

$$Q_{pared} = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F}\right) x (137.8 pie^2) x (60.8^\circ F) = 2681 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{ventana} = \left(1.04 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F}\right) x (93.65 pie^2) x (60.8^\circ F) = 5921.7 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{radiacion\ por\ vidrio} = 200 \frac{BTU}{h - ft^2} (93 pie^2) (1) (0.76) = 14234.8 \frac{BTU}{h}$$

c) Techo y piso:

$$A_{total} = 465 ft^2$$

$$Q = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F}\right) x (465 pie^2) x (60.8^\circ F) = 8538.14 \frac{BTU}{h}$$

d) Alumbrado:

Los focos son de 40 Watt cada uno, que son un total de 12 focos. Aplicando la ec 3.38

$$Q = 3.4 (480). (1.2). (1) = 1858.4 \frac{BTU}{h}$$

e) Persona:

Aplicando la ec.3.39

$$Q_s = (255). (16). (1) = 4080 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_l = (255). (16). = 4080 \frac{BTU}{h}$$

f) Equipos:

Computadoras: 21 de 200watt

$$Q = 3.4 (200\text{watt}) \cdot (16) = 10880 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{\text{total}_3} = 55813.13 \text{ BTU/h}$$

➤ **Calculo del área 4:**

a) Pared A:

$$Q_{\text{pared}} = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (59.2 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 1087 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{\text{ventana}} = \left(1.04 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (31.2 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 1972.8 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{\text{radiacion por vidrio}} = 200 \frac{BTU}{h - ft^2} (31.2 \text{ pie}^2) (1) (0.76) = 4742.4 \frac{BTU}{h}$$

b) Pared B:

$$Q_{\text{pared}} = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (139.9 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 2568.8 \frac{BTU}{h}$$

c) Techo y piso:

$$A_{\text{total}} = 290.6 \text{ ft}^2$$

$$Q = \left(0.302 \frac{BTU}{h - ft^2 - ^\circ F} \right) x (290.6 \text{ pie}^2) x (60.8^\circ F) = 5335.9 \frac{BTU}{h}$$

d) Alumbrado:

Los focos son de 40 Watt cada uno, que son un total de 2 focos. Aplicando la ec 3.38

$$Q = 3.4 (80). (1.2). (1) = 326.4 \frac{BTU}{h}$$

e) Persona:

Aplicando la ec.3.39

$$Q_s = (255). (3). (1) = 4080 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_l = (255). (3). = 4080 \frac{BTU}{h}$$

f) Equipos:

Computadoras: 21 de 200watt

$$Q = 3.4 (200watt). (1) = 680 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{total_4} = 18243.3 \text{ BTU/h}$$

➤ Carga total de los cuatro ambientes:

$$\sum Q = 182742.35 \frac{BTU}{h} = 53.55 \text{ Kw}$$

3.8. SISTEMA ELECTRICO DEL SISTEMA POR ABSORCION.

El control del sistema eléctrico básicamente se basa el arranque de las bombas según los sensores de nivel agua en los tanques, intercambiadores, que indican el arranque y parada de las bombas, como también el control de los evaporadores controlados por termostatos, continuación se muestra un diagrama de su conexión.

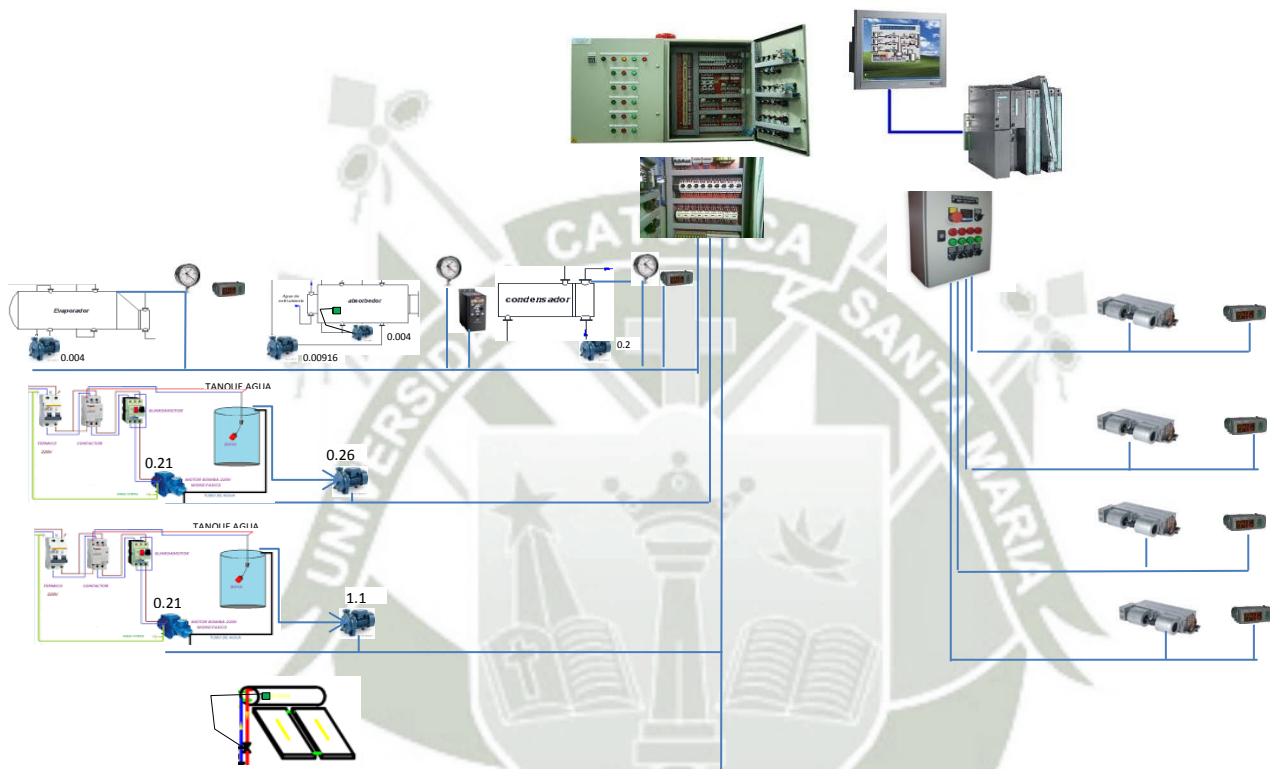


Figura 3.32: Sistema Eléctrico de control
FUENTE: Elaboración propia

El punto de alimentación para este caso se tomara del pabellón R ,donde se ubica un tablero de llaves termo magnética, que tiene una capacidad hasta de 200 amperios , para el caso se va a requerir como máximo 18 amperios que es más que suficiente que ofrece el tablero. A continuación se muestra la toma de alimentación eléctrica desde el punto de toma de la universidad, hasta nuestro tablero eléctrico de control para el sistema de aire acondicionado por absorción.

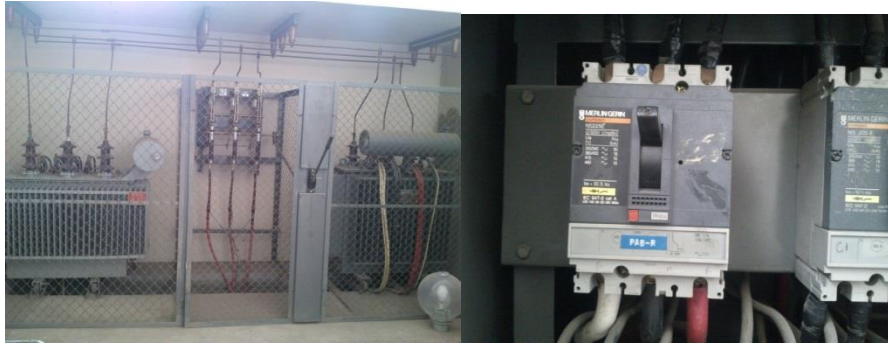


Figura3.33: Transformadores de la Universidad y llave térmica del pabellón R.

FUENTE: Elaboración propia



Figura 3.34: Tablero de llaves termo magnéticas del pabellón R

FUENTE: Elaboración propia

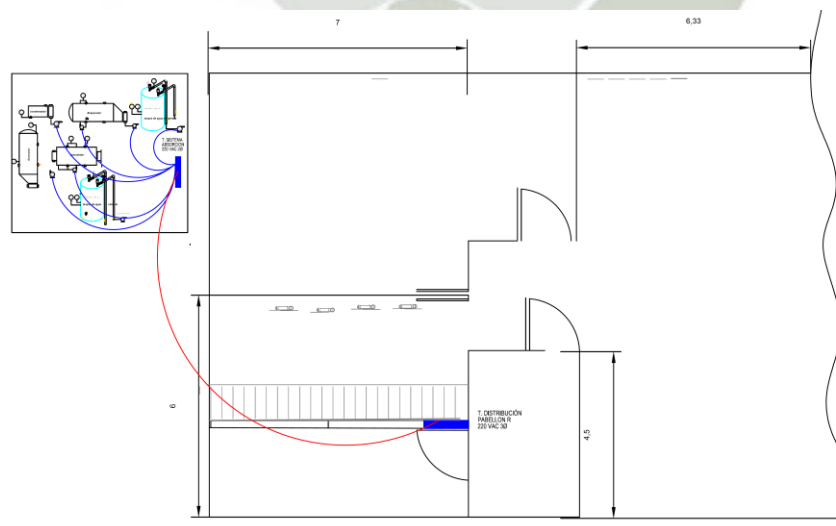


Figura 3.35: Primera planta, ubicado tablero eléctrico pabellón R

FUENTE: Elaboración propia

3.81. Cálculos de sección de cable.

- **Tramo I :** Es el recorrido que parte del tablero eléctrico del pabellón R hacia el tablero eléctrico del sistema de absorción, como se muestra en la línea roja de la figura 3.35, tomando una potencia total de bombas para el tablero de absorción de 5hp, tomando una cable numero 10 AWG.

$$P_{total} = 5 \text{ hp} = 3677 \text{ Watt}$$

$$L_{total} = 30 \text{ metros}$$

$$I = \frac{\text{Potencia}}{\text{Voltaje}} = \frac{3677 \text{ Watt}}{220 \text{ v}} = 16 \text{ amp}$$

Caída de tensión en el cable es:

$$\rho_{cobre} = \frac{1}{56 \frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}}}$$

$$R_{resistividad} = \frac{\rho_{cobre} * L_{total}}{S_{seccion}} = \frac{1}{56 \frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}}} * \frac{30 \text{ metros}}{2.588 \text{mm}^2} = 0.214 \Omega$$

La caída de tensión sería:

$$\Delta V = R_{resistividad} * I$$

$$\Delta V = 0.214 \Omega * 16 \text{ amp} = 3.4 \text{ voltios}$$

La máxima caída de tensión es 3% de 220 que es 6.6 v, estando dentro de lo permitido si no en tal caso se cambiaría por la sección siguiente de cable.

- **Tramo II** : Es el recorrido que parte del tablero eléctrico del sistema de absorción hacia las bombas que se requieren controlar como se muestra con la línea azul de la figura 3.35, tomando una distancia de 10m para cada una todas las bombas y tomando la potencia mayor de las bombas de 1.4hp, tomando un cable número 14 AWG.

$$P_{total} = 1.4 \text{ hp} = 1029.6 \text{ Watt}$$

$$L_{total} = 10 \text{ metros}$$

$$I = \frac{\text{Potencia}}{\text{Voltaje}} = \frac{1029.6 \text{ Watt}}{220 \text{ v}} = 4.6 \text{ amp}$$

Caída de tensión en el cable es:

$$\rho_{cobre} = \frac{1}{56 \frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}}}$$

$$R_{resistividad} = \frac{\rho_{cobre} * L_{total}}{S_{seccion}} = \frac{1}{56 \frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}}} * \frac{10 \text{ metros}}{1.628 \text{ mm}^2} = 0.11 \Omega$$

La caída de tensión sería:

$$\Delta V = R_{resistividad} * I$$

$$\Delta V = 0.11 \Omega * 4.6 \text{ amp} = 0.5 \text{ voltios}$$

La máxima caída de tensión es 3% de 220 que es 6.6 v, estando dentro de lo permitido si no en tal caso se cambiaría por la sección siguiente de cable.

CAPITULO IV

COSTOS Y PRESUPUESTOS

4.-PRESUPUESTO:

El presupuesto para este sistema se realizó en base a la potencia de los intercambiadores, ya que al no encontrar una tienda y/o empresa distribuidora de intercambiadores de carcasa y tubos en el Perú y al ser estos intercambiadores de pequeñas potencias que no se ajustan al tamaño mínimo para otros países para su compra, se recurrió a la ayuda de una empresa dedicada al mantenimiento y construcción de equipos de vapor como calderas, ablandadores de agua, intercambiadores de placas, intercambiadores de tubos. Donde se nos proporcionó el presupuesto de estos intercambiadores con las dimensiones establecidas en este diseño. Los demás componentes como los paneles solares, bombas, y demás componentes son más comunes en el mercado se desarrolló el siguiente presupuesto.

TABLA 4.1: Resumen de costos

ITEM	EQUIPO	CANTIDAD	PRESIO S/.
1	I.EVAPORADOR	1	12000
2	I.ABSORVEDOR	1	10000
3	I.INTERCAMBIADOR DE CALOR	1	3000
4	I.GENERADOR	1	11000
5	I.CONDENSADOR	1	5000
6	TANQUE	2	4000
7	PANELES SOLARES	100	120000
8	TUBERIA	1	10000
9	AISLAMIENTO	1	5000
10	BOMBAS	8	4000
11	FAN COIL	4	8000
11	TABLEROS DE CONTROL	2	8000
12	AGUA DESTILADA	3000 lts.	1200
TOTAL (GENERAL)			201,200

FUENTE: Elaboración propia

Si tomamos en cuenta si se usando equipos de aire acondiona por compresión que son los más comúnmente usados en las industrias, oficinas etc, estos varían su precio según la potencia a utilizar. Para el caso de los ambientes del Centro de Diseño de Ingeniería Mecánica se estaría utilizando 4 equipos de 60,000 BTU/h , y para este caso su costo de equipos y instalación es de:

TABLA4.2: Resumen de costos Midea

ITEM	EQUIPO	CANTIDAD	PRESIO S/.
1	MIDEA 60000 BTU/H	1	6000
2	MIDEA 60000 BTU/H	1	6000
3	MIDEA 60000 BTU/H	1	6000
4	MIDEA 60000 BTU/H	1	6000
5	INSTALACION DE EQUIPOS	1	5000
TOTAL (GENERAL)			29000

FUENTE: Elaboración propia

Como se puede observar si comparamos los precios en la instalación de estos quipos tanto el sistema mecánico como el sistema de absorción, la diferencia es demasiado grande, el sistema de absorción es 7 veces más elevado que un sistema mecánico.

Pero si vemos su consumo de corriente y/o potencia de los equipos por compresión mecánica es también muy notorio, que el sistema por absorción , estos solo consumen bajas corrientes por las pequeñas bombas que se usan para la recirculación del agua.



Figura4.1: Placa de datos del sistema mecánico Midea.

Fuente: Tienda Col Import.

4.1 COSTO DE CONSUMOS ANUAL

➤ SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO MIDEA

$$P_{MIDEA} = 8000 \text{ Watt}$$

$$T_{tiempo} = 6 \frac{\text{hora}}{\text{dia}}$$

$$E_{Energia} = \text{Potencia} * \text{Tiempo}$$

$$E_{Energia} = 8000 \text{ watt} * \left(6 \frac{\text{hora}}{\text{dia}}\right)$$

$$E_{Energia} = 48000 \frac{\text{watt} - \text{hora}}{\text{dia}}$$

El costo total que consumiría por año por estos 4 equipos de aire acondicionado de la marca MIDEA tomando un costo de 0.233 soles kW.h.

$$\text{Costo}_{\text{año}} = \left(48 \frac{\text{kw} - \text{hora}}{\text{dia}}\right) * \left(0.233 \frac{\text{soles}}{\text{kw. hora}}\right) * \left(26 \frac{\text{dias}}{\text{mes}}\right) * \left(12 \frac{\text{mes}}{\text{año}}\right)$$

$$\text{Costo}_{\text{año}} = 3489.78 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

La cantidad de equipos instalados son 4 para el aire acondicionado

$$\text{Costo}_{\text{año}} = (4 \text{ equipos}) * \left(3489.78 \frac{\text{soles}}{\text{año}}\right)$$

$$\text{Costo}_{\text{año total}} = 13957.6 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

➤ SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCION

Se tomara como potencia 0.6 hp al ser la potencia de las bombas mucho menor a este valor.

$$P_{BOMBA} = 0.6 \text{ HP} = 441 \text{ Watt}$$

$$E_{Energia} = Potencia * Tiempo$$

$$E_{Energia} = 441 \text{ Watt} * \left(6 \frac{\text{hora}}{\text{dia}}\right)$$

$$E_{Energia} = 2205 \frac{\text{watt} - \text{hora}}{\text{dia}}$$

El costo total que consumiría por año una bomba es:

$$Costo_{año} = \left(2.205 \frac{\text{kw} - \text{hora}}{\text{dia}}\right) * \left(0.233 \frac{\text{soles}}{\text{kw.hora}}\right) * \left(26 \frac{\text{dias}}{\text{mes}}\right) * \left(12 \frac{\text{mes}}{\text{año}}\right)$$

$$Costo_{año} = 160.3 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

La cantidad de bombas son 7, para el aire acondicionado por absorción.

$$Costo_{año} = (7 \text{ bombas}) * \left(160.3 \frac{\text{soles}}{\text{año}}\right)$$

$$Costo_{año \text{ total}} = 1122 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

Como se puede apreciar el consumo anual es mucho menor del sistema de absorción al sistema mecánico, generando un ahorro de: ahorro

$$Ahorro_{año \text{ total}} = 13957.6 \frac{\text{soles}}{\text{año}} - 1122 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

$$Ahorro_{año \text{ total}} = 12835.6 \frac{\text{soles}}{\text{año}}$$

Otra ventaja con el sistema por absorción es que puede aumentar su potencia en función de la temperatura del agua y así disminuiría mas los costos, lo cual no se puede dar con sistema mecánico de aire acondicionado.

CONCLUSIONES

1.- Gracias a que el bromuro de litio presenta un punto de ebullición bastante mayor que el del agua para las mismas condiciones de presión, la mezcla puede ser separada fácilmente en el generador reduciendo así la complejidad de la instalación y operación del sistema de refrigeración por absorción pues no son necesarios los elementos analizador y rectificador.

2.-El bromuro de litio absorbe grandes cantidades de vapor de agua dando como beneficio que solo es necesario bombear pequeñas cantidades de solución.

3.-Para el generador y absorbedor, es importante diseñar sus respectivos intercambiadores de calor a contraflujo; todo esto con la finalidad de obtener una mayor diferencia de temperatura, contribuyendo esto a una mejor transferencia de calor con un dispositivo más compacto y económico.

4.-A la hora de diseñar intercambiadores de calor con/sin cambio de fase, es necesario realizar una distribución de tubos al mismo tiempo que se realizan los cálculos; esto debido a que la cantidad de tubos que caben en una determinada carcasa según la bibliografía varía en la realidad.

OBSERVACIONES

1. El mayor inconveniente del sistema de refrigeración radica en que para lograr que al operar con la disolución Bromuro de Litio – Agua las presiones en los recipientes deben de ser extremadamente bajas lo que podría ocasionar que se filtre aire fácilmente por cualquier junta deficientemente sellada.
2. Es importante que cuando se verifique que una geometría cumple con los requerimientos se permita tener un exceso de área , esto previniendo una deficiente transferencia de calor que pueda ser arrastrada por la inexactitudes de las correlaciones usadas.
3. Debido a que los sistemas de refrigeración de Bromuro de Litio-Agua la sustancia refrigerante es el agua y que esta con de un elevado calor latente de vaporización las necesidades de flujo másico de refrigerante en el evaporador son bajas lo que atrae a su vez como beneficio reducir el tamaño de los intercambiadores.

BIBLIOGRAFIA

1. Yunus, Cengel, *Transferencia de Calor*, 2ª edición, McGraw – Hill, 2003.
2. Yunus, Cengel, *Transferencia de Calor*, 2ª edición, McGraw – Hill, 2003.
3. TEMA. (*Standars of the Tubular Exchangers Manufacturers Association*).
4. PITA, Edward g. *Principios y Sistemas de Refrigeración*. 1º Edición USA, Editorial Limusa, Mexico 1991.
1. Perry Robert H., *Manual del ingeniero químico*, 6º edición, McGraw Hill, 1999.
2. Donald q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, trigésima primera reimpresión México, 1999.
3. Eduardo Cao, *Transferencia de calor en Ingeniería de procesos*, 1º edición Impreso en Argentina.2004.
4. Blumenkrantz A, Taborek, Symp Series vol 68 N° 118 (1971).
5. Mostinsky (*Abstract Chemical Engineering*) vol 8, (1963).
6. Carpenter, Colburn - General discussion on Heat Transfer - London (1951)
ASME New York p. 20.

SITIOS WEB.

1. José María Cano Marcos, Miembro del Comité Científico de ATECYR Artículo técnico “Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental” disponible en:
<http://www.energuia.com>
2. Refrigeración y humidificación por evaporación, disponible en:
<http://www.scribd.com/doc/33375550/Refrigeracion-y-humidificacion>
3. Wikipedia “ Bromuro de litio “ , disponible en:
https://es.wikipedia.org/wiki/Bromuro_de_litio
4. Antecedentes históricos de la refrigeración, disponible en:
http://biblioteca.upc.es/bib240/serveis/fhct/expo_et/refrig.pdf
5. Servicio Nacional De Meteorología E Hidrología 2014, disponible en:
<http://www.senamhi.gob.pe>
6. Instituto para la diversificación y ahorro de la energía “ Soluciones de Aislamiento con Espumas Flexibles”, disponible en:
www.idae.es

GOLSARIO

ASHRAE: Sociedad Americana de Aire Acondicionado, Refrigeración y Calefacción

ASTME: American Society for Testing Materials (asociación internacional que define estándares de características de materiales)

TEMA: Tubular Exchanger Manufacturers Association.

DMLT: Diferencia Logarítmica Media de Temperatura.

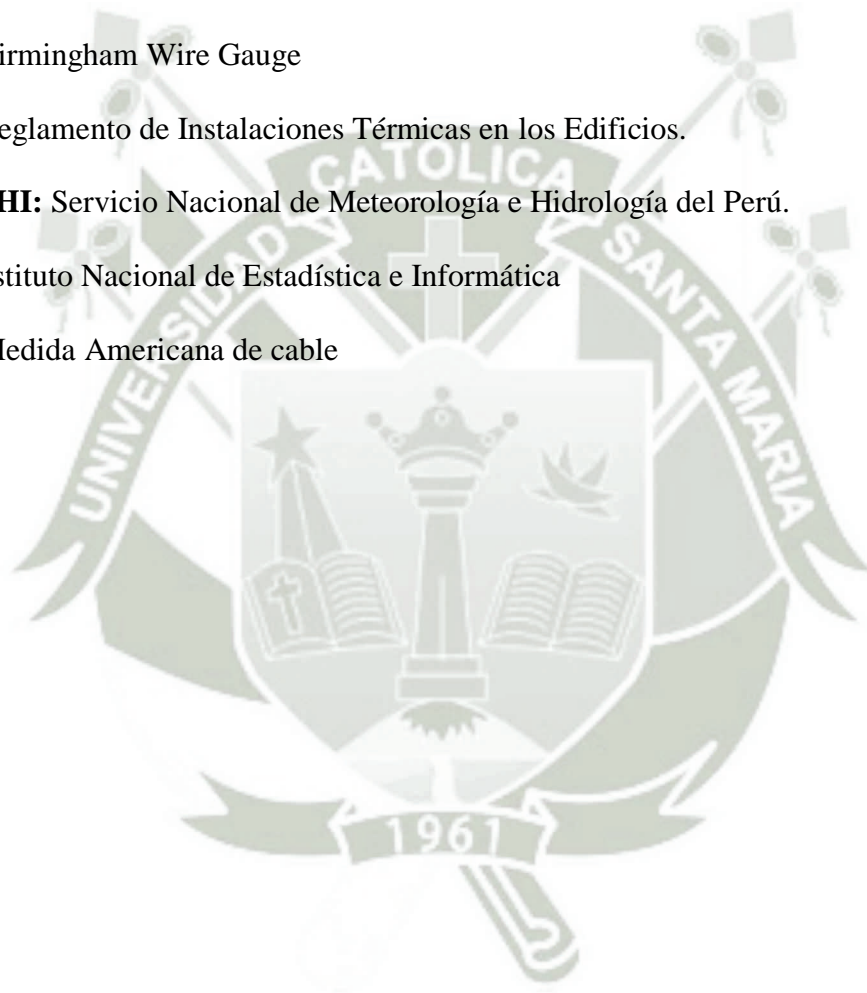
BWG: Birmingham Wire Gauge

RITE: Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios.

SENAMHI: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú.

INEI: Instituto Nacional de Estadística e Informática

AWG: Medida Americana de cable



ANEXO I

TABLAS NOMOGRAMAS PARA Li-Br

ANEXO 1 Temperatura del refrigerante y entalpía de l Bromuro de litio-agua.

ANEXO 2 Diagrama Entalpía-Concentración para de Bromuro de Litio-agua.

ANEXO 3 Diagrama de equilibrio de la solución Agua – Bromuro de Litio.

ANEXO 4 Densidad específica de la solución acuosa de Bromuro de Litio.

ANEXO 5 Calor específico de la solución acuosa Bromuro de Litio

ANEXO 6 Viscosidad de la solución acuosa de Bromuro de Litio.

ANEXO 7 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 1-2.

ANEXO 8 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 2-4.

ANEXO 9 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 3-6.

Tabla 10: Coeficientes de ensuciamiento para agua en intercambiadores.

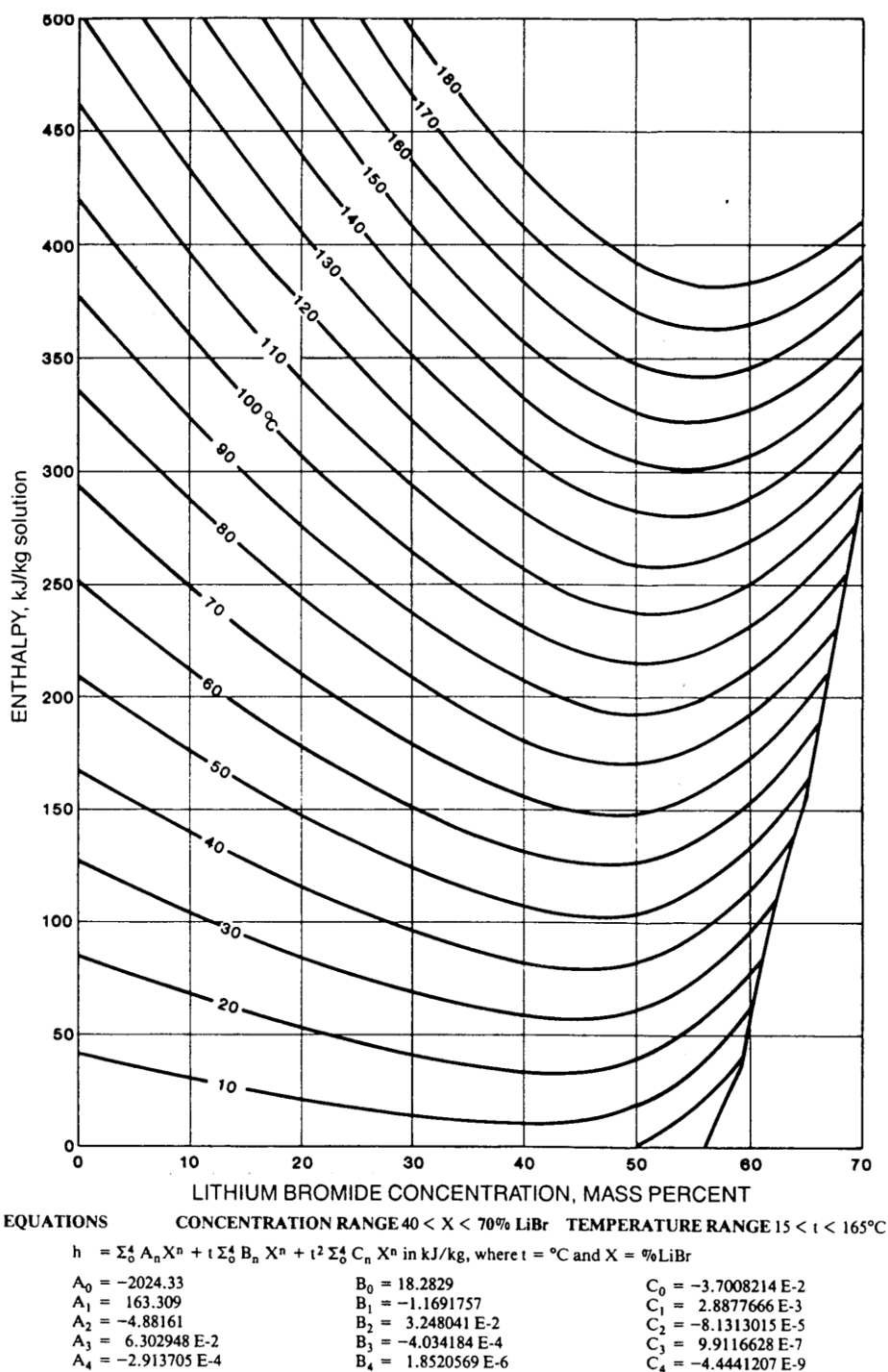
TABLA DE ANEXOS

ANEXO 1 Temperatura del refrigerante ($^{\circ}\text{C}$) y entalpía (kJ/kg) de la solución Bromuro de litio-agua.

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
140	t°	140.0*	138.2*	135.7*	130.9*	122.2*	115.8	107.1	97.4	87.0	75.3	62.7
	h	589.1*	505.6*	437.8*	377.9*	331.3*	314.2	303.2	301.1	308.1	324.7	346.9
150	t°	150.0*	148.1*	145.5*	140.6*	131.5*	125.0*	116.1*	106.2	95.5	83.5	70.3
	h	632.2*	542.7*	470.5*	406.8*	356.6*	337.8*	325.5*	321.6	327.3	342.7	363.6
160	t°	160.0*	158.1*	155.3*	150.3*	140.9*	134.2*	125.0*	115.0	104.1	91.8	78.9
	h	675.6*	580.8*	503.1*	435.4*	381.9*	361.2*	347.7*	342.2	346.1	360.3	380.1
170	t°	170.0*	168.0*	165.2*	159.9*	150.3*	143.3*	134.0*	123.7	112.7	100.0	85.7
	h	719.2*	618.9*	536.1*	464.3*	406.8*	384.9*	369.9*	362.9	365.4	378.3	396.0
180	t°	180.0*	177.9*	175.0*	169.6*	159.6*	152.5*	142.9*	132.5*	121.2*	108.2	93.3
	h	763.2*	657.1*	569.4*	493.4*	432.1*	408.8*	392.1*	383.4*	384.3*	395.8	411.3

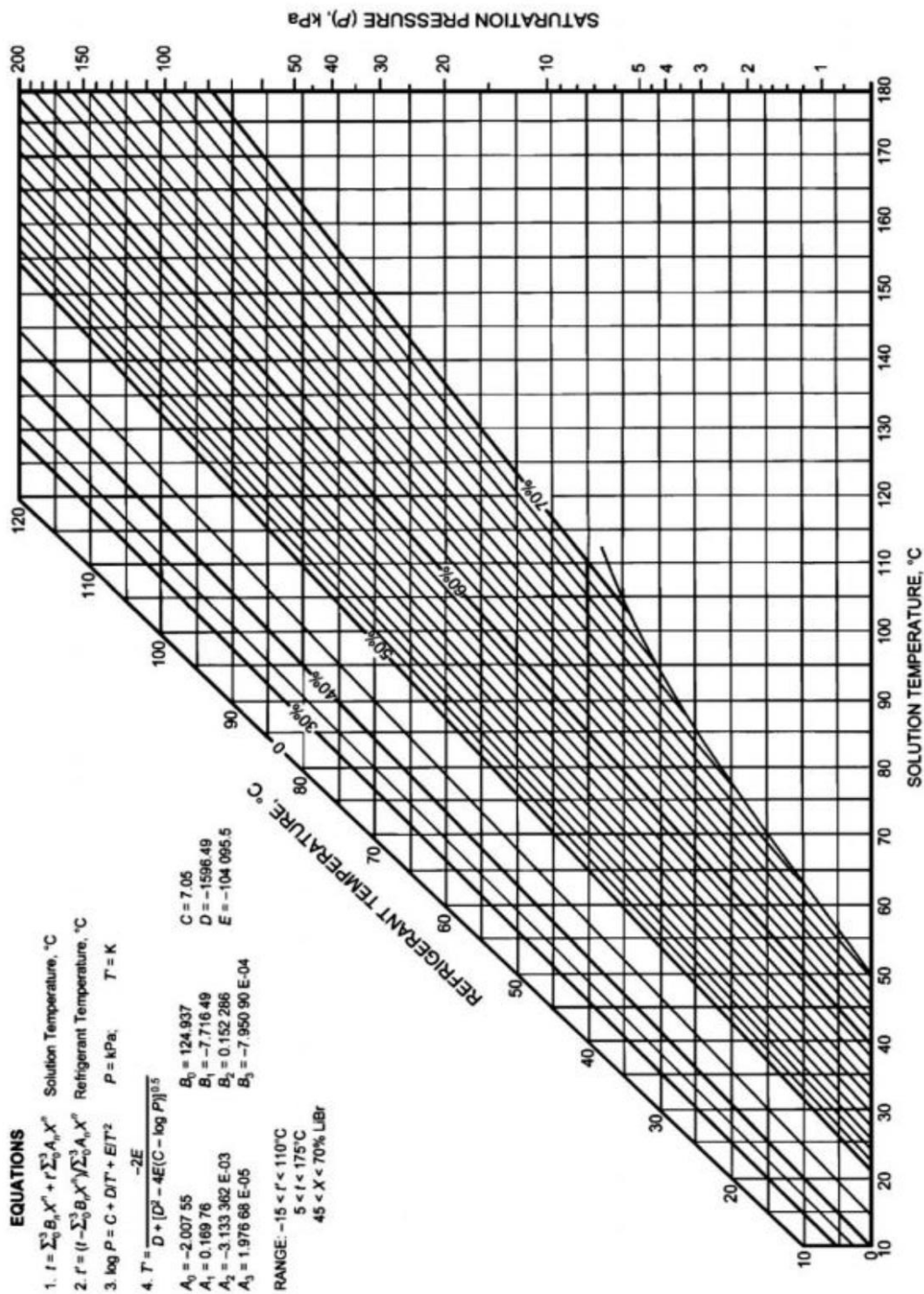
FUENTE: McNeely 1979, Disoluciones del bromuro de litio y el agua

ANEXO 2 Diagrama Entalpía-Concentración para la solución de Bromuro de Litio-agua.



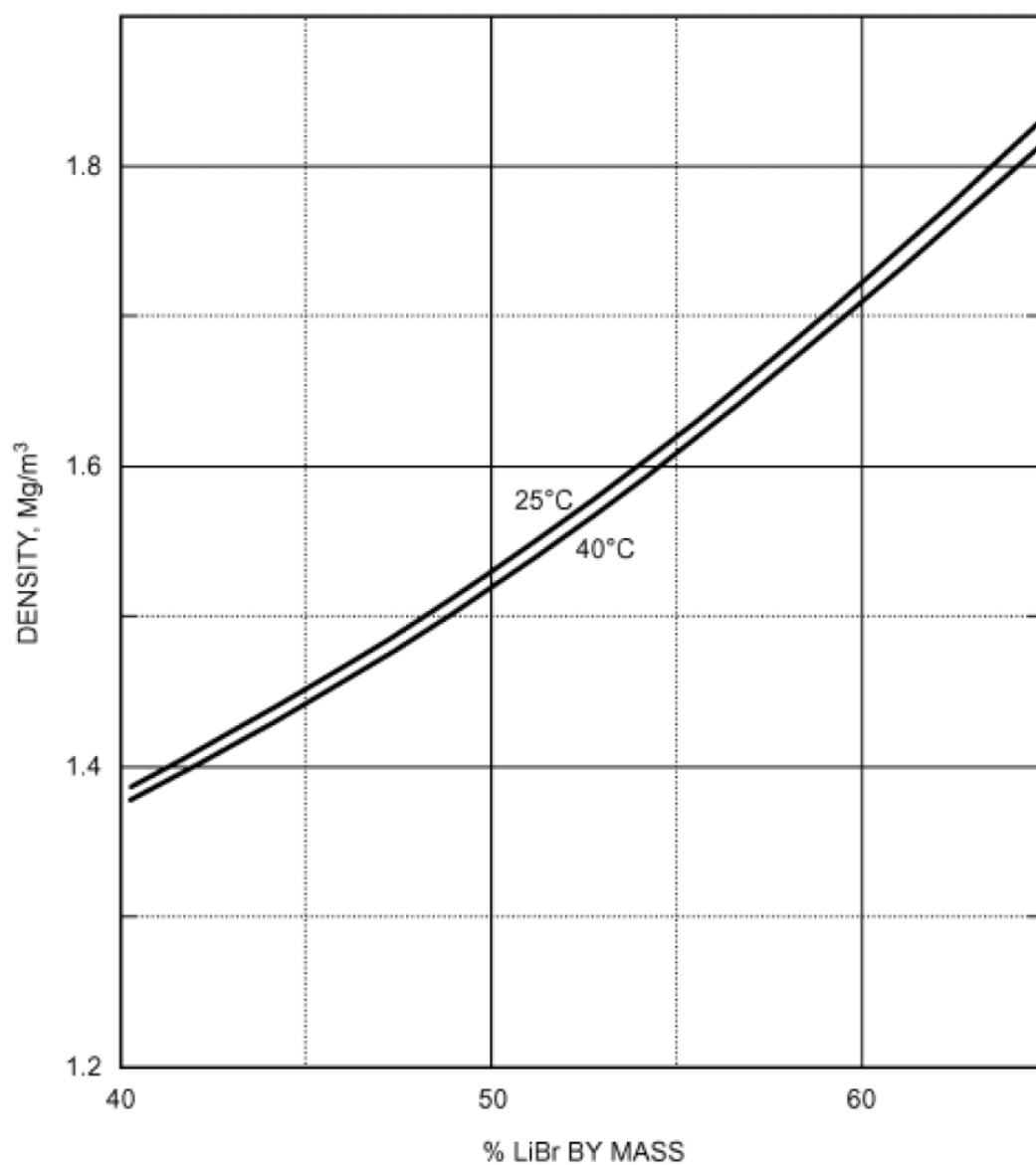
FUENTE: Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H₂O (McNeeley, 1979)

ANEXO 3 Diagrama de equilibrio de la solución Agua – Bromuro de Litio.



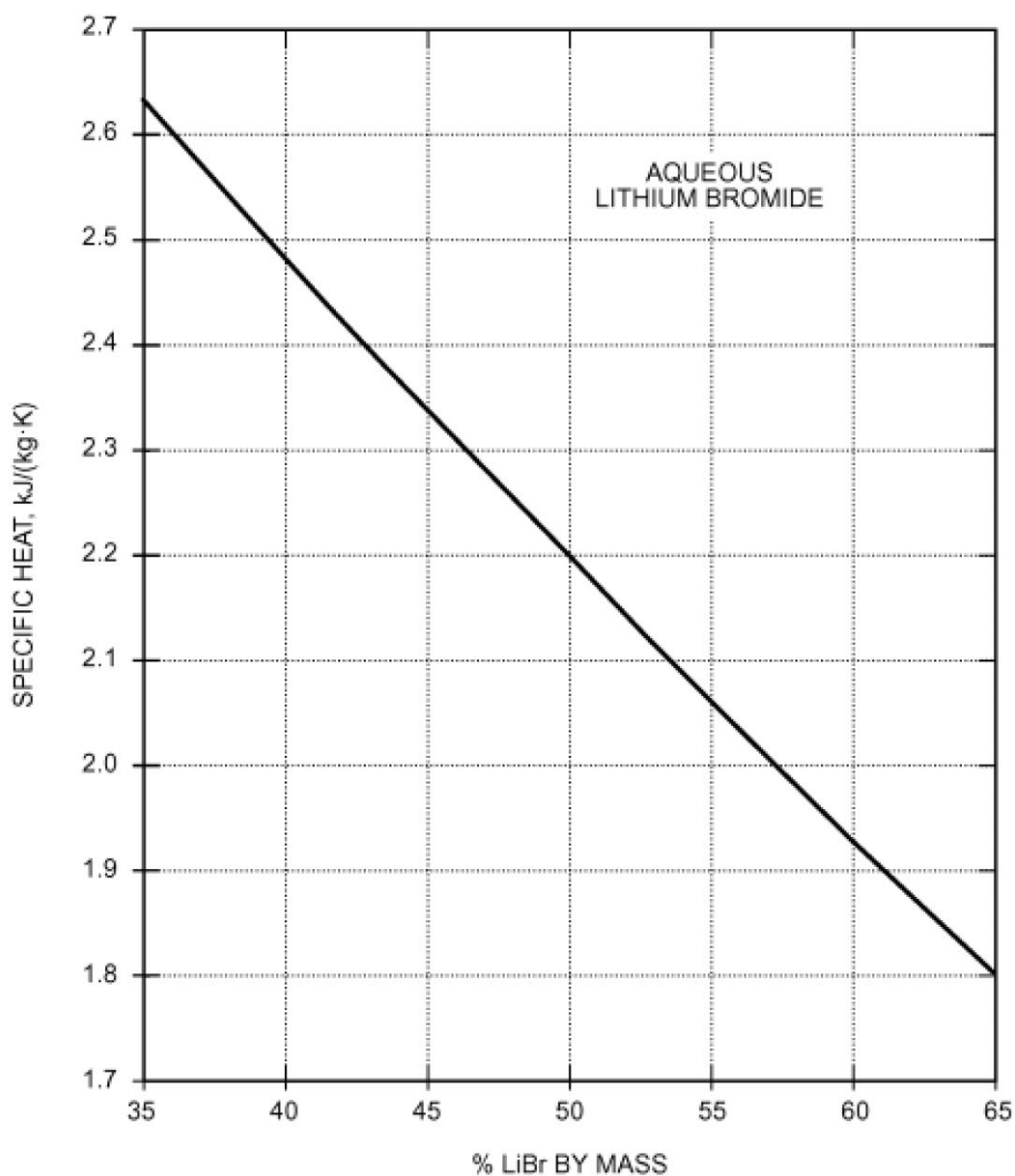
FUENTE: Diagrama de las disoluciones LiBr-H₂O (McNeeley, 1979)

ANEXO 4 Densidad específica de la solución acuosa de Bromuro de Litio.



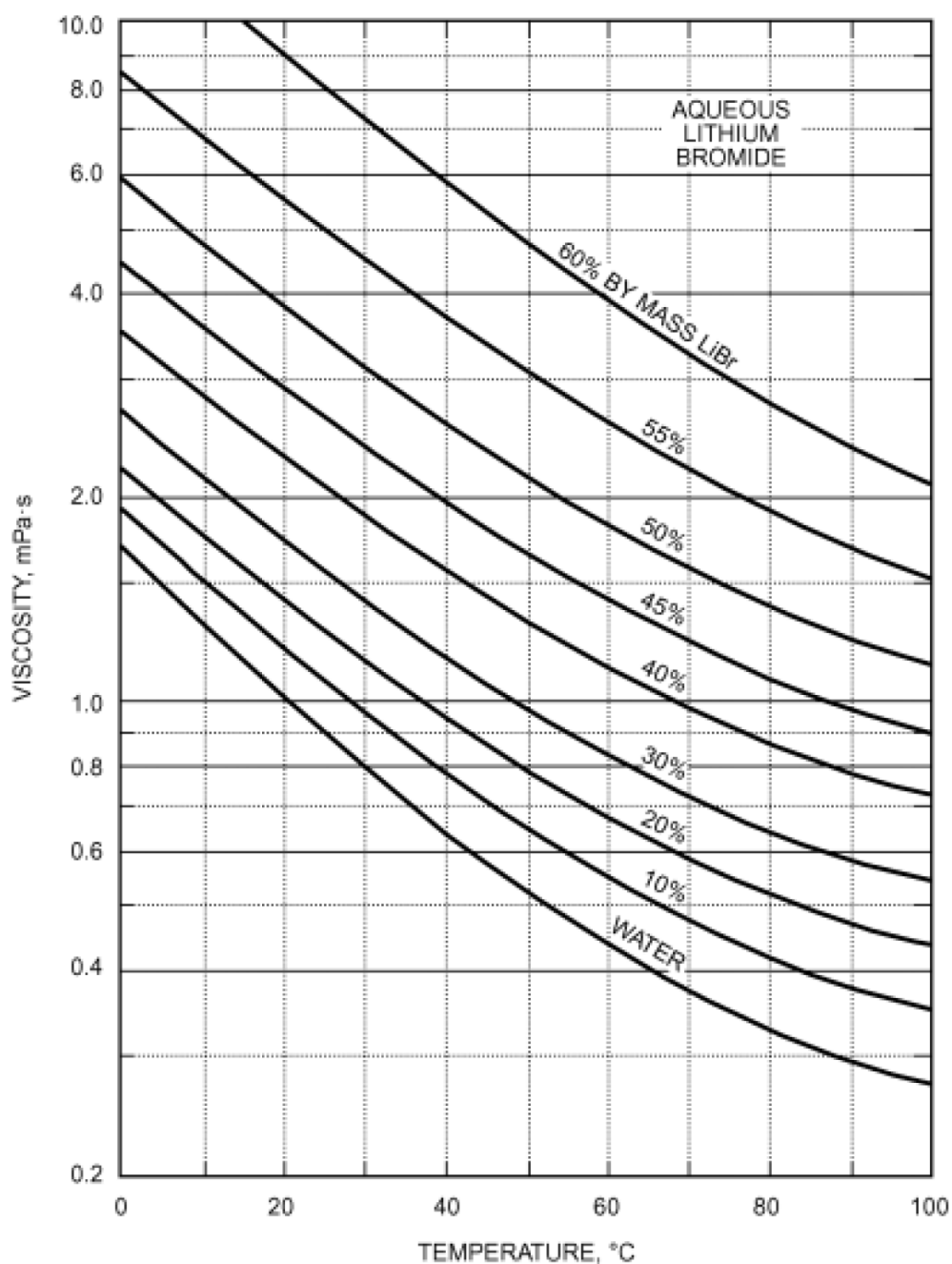
FUENTE: Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro de litio (Ellington et al, 1957).

ANEXO 5 Calor específico de la solución acuosa Bromuro de Litio



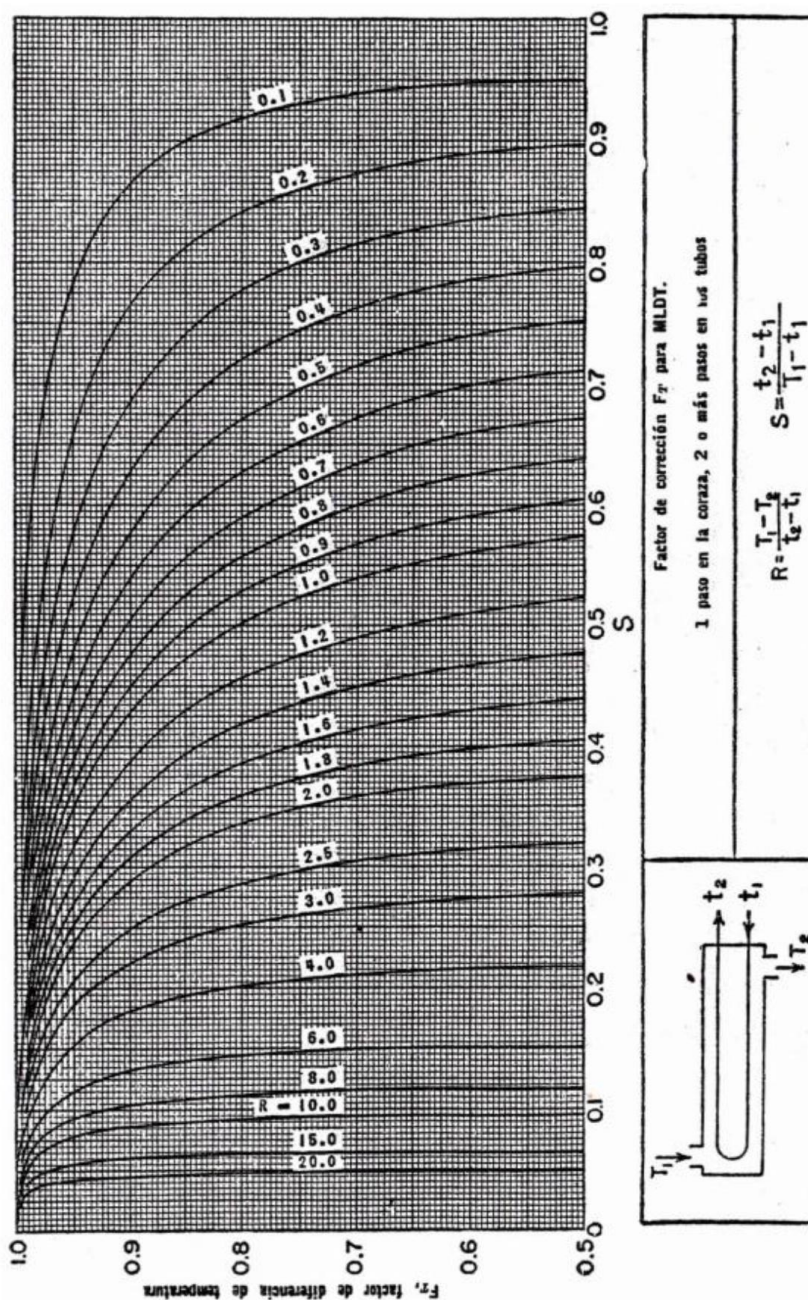
FUENTE: Calor específico en función de la concentración (Ellington et al, 1957).

ANEXO 6 Viscosidad de la solución acuosa de Bromuro de Litio.



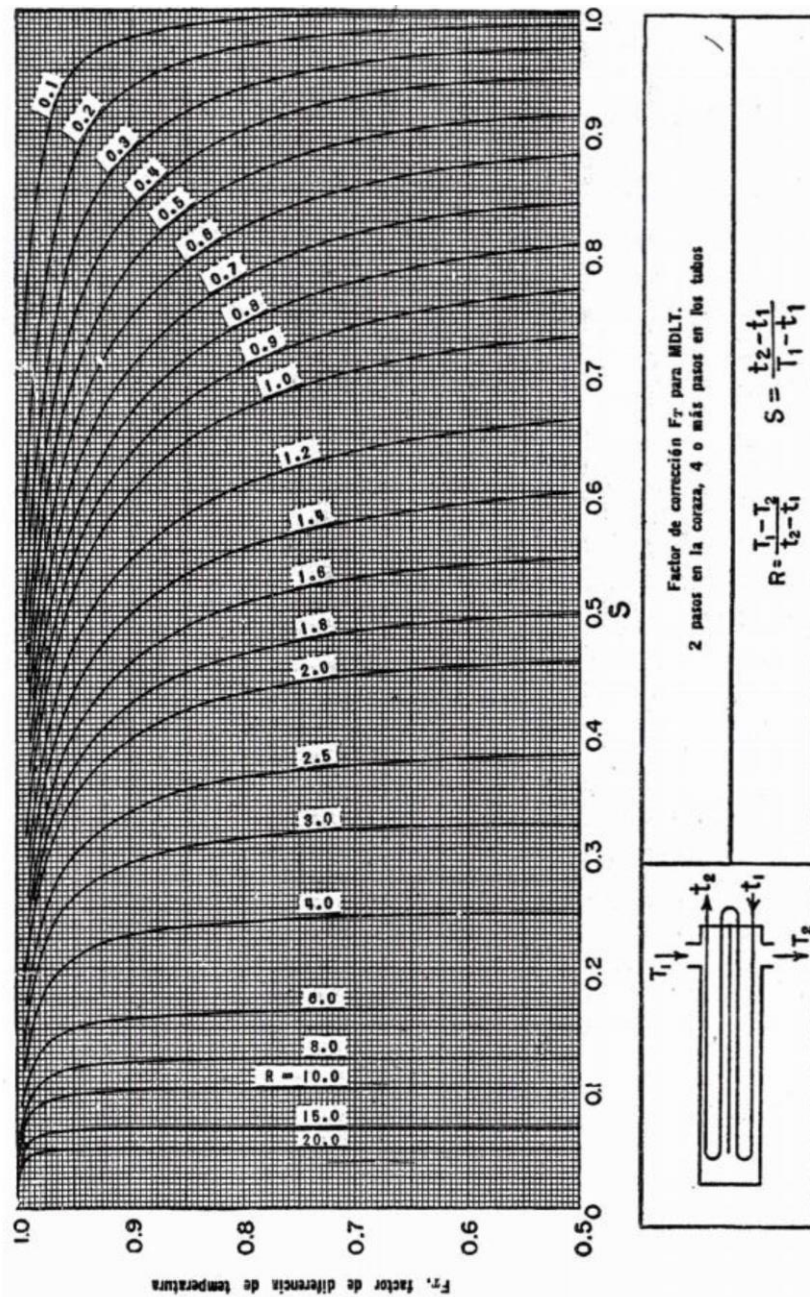
FUENTE: Viscosidad de la solución acuosa acuosas de bromuro de litio (Ellington et al, 1957).

ANEXO 7 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 1-2.



FUENTE: Donald q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, trigésima primera reimpresión México, 1999.

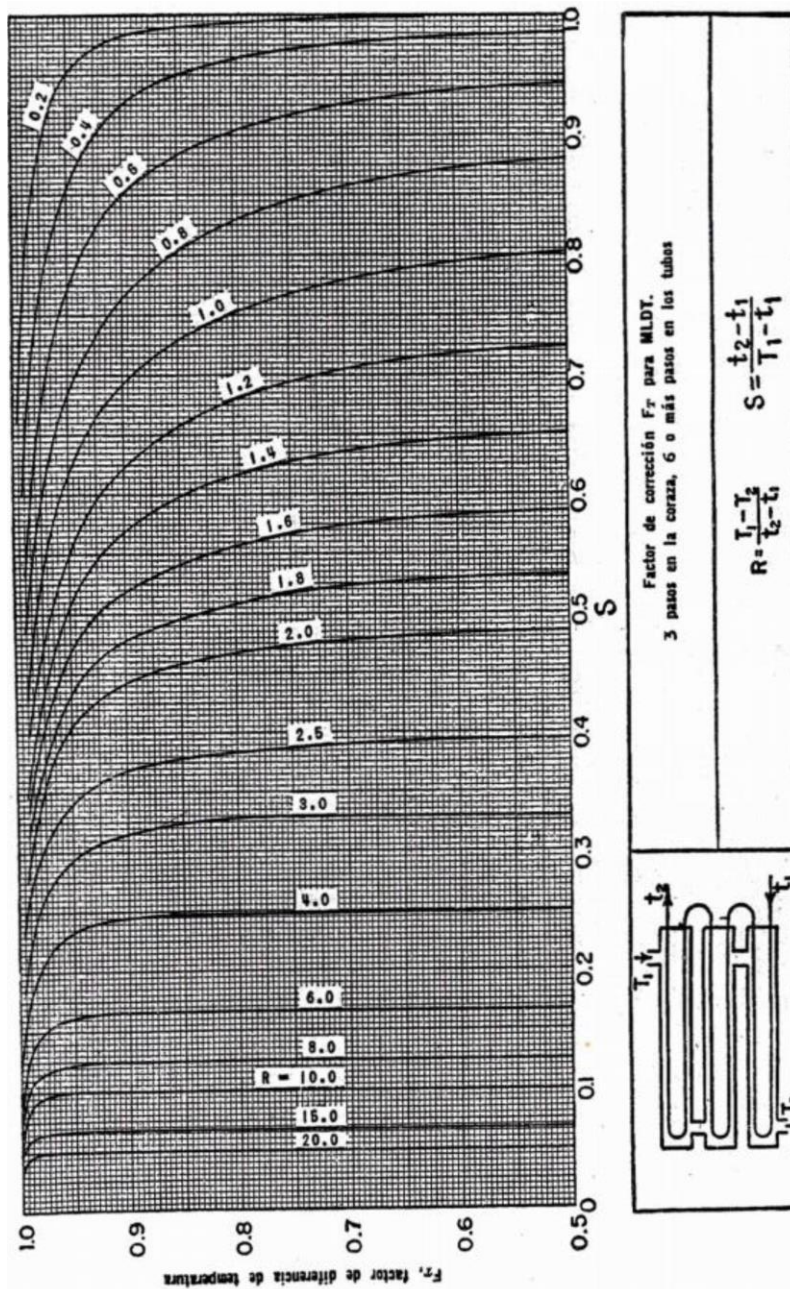
ANEXO 8 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 2-4.



FUENTE: Donald q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, trigésima primera

reimpresión México, 1999.

ANEXO 9 Factor de corrección MLTD para intercambiadores 3-6.



FUENTE: Donald q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, trigésima primera

reimpresión México, 1999.

Tabla 10: Coeficientes de ensuciamiento para agua en intercambiadores.

Temperatura del medio calefactor	Hasta 115 °C		115 a 205 °C	
Temperatura del agua	Hasta 50 °C		Encima de 50 °C	
Velocidad del agua (m/s)	≤ 0,9	> 0,9	≤ 0,9	> 0,9
Agua de mar	0,000088	0,000088	0,000176	0,000176
Agua de torre de enfriamiento				
Tratada	0,000176	0,000176	0,000352	0,000352
No tratada	0,000528	0,000528	0,000881	0,000705
Agua municipal o de pozo	0,000176	0,000176	0,000352	0,000352
Agua de río	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Agua lodosa	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Aguas duras (> 15 granos/gal)	0,000528	0,000528	0,000881	0,000881
Condensado	0,000088	0,000088	0,000088	0,000088
Agua de caldera tratada	0,000176	0,000088	0,000176	0,000176
Agua de enfriamiento de chaquetas	0,000176	0,000176	0,000176	0,000176

Los valores de R_s están en $m^2 K/W$.

FUENTE: Yunus, Cengel, *Transferencia de Calor*, 2ª edición, McGraw – Hill, 2003.



ANEXO II

COMPONENTES

- 1.- Unidad fan Coil de agua helada
- 2.- Manómetro con muelle tubular
- 3.- Controladores de temperatura
- 4.- Electrobombas
- 5.- Válvulas solenoide
- 6.- Procedimiento de mantenimiento



Unidad Fan & Coil de Agua Helada

*Modelo: HFCA
Tamaño 03-12*



Especificación Mecánica

Capacidad de Enfriamiento (Ejemplo)

Capacidad de Enfriamiento: kW	Hileras de Enfriamiento: 3	TH: Capacidad de Enfriamiento Total, kW
EAT: 26.0°C/60.0%	Tipo de Motor: Normal	SH: Capacidad de Enfriamiento Sensible, kW
ESP: 0 Pa	Velocidad del Motor: Alta	WPD: Caída de Presión del Agua, kPa
Elevación: 0 m	Frecuencia del Motor: 60Hz	WFR: Proporción del Flujo de Agua, L/S

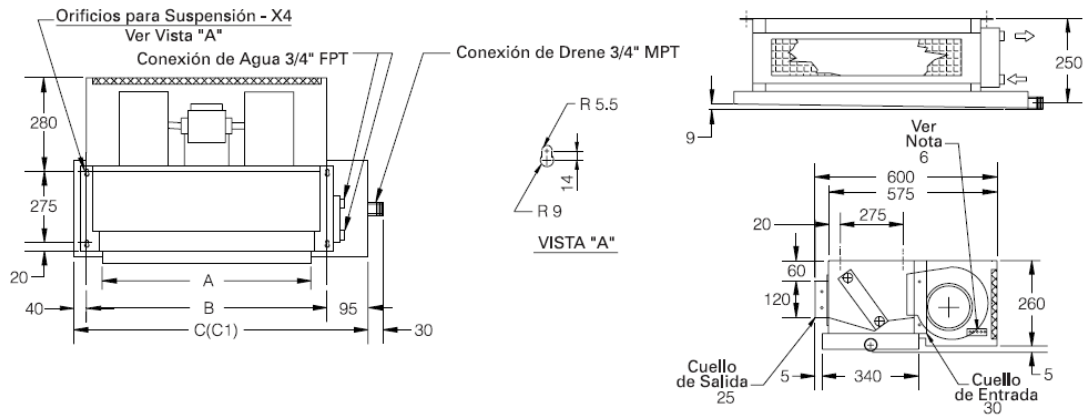
Modelo	Flujo de Aire (CMH)	Agua (C°)	5°C				Temperatura del Agua de Entrada 7°C				9°C			
			SH	TH	WFR	WPD	SH	TH	WFR	WFD	SH	TH	WFR	WPD
03	616	3.0	3.19	5.17	0.41	7.60	2.86	4.43	0.35	5.74	2.54	3.65	0.29	4.03
		5.0	2.92	4.55	0.22	2.47	2.59	3.78	0.18	1.77	2.30	3.02	0.14	1.18
		7.0	2.62	3.85	0.13	1.02	2.32	3.10	0.11	0.39	2.06	2.39	0.08	0.44
04	930	3.0	4.81	7.81	0.62	21.93	4.32	6.72	0.53	16.63	3.84	5.57	0.44	11.80
		5.0	4.45	7.02	0.33	7.35	3.97	5.87	0.28	5.31	3.52	4.74	0.23	3.60
		7.0	4.08	6.13	0.21	3.20	3.63	5.02	0.17	2.23	3.22	3.97	0.14	1.45
06	1051	3.0	5.32	8.58	0.68	9.38	4.78	7.35	0.58	7.06	4.24	6.05	0.48	4.96
		5.0	4.45	7.02	0.33	7.35	3.97	5.87	0.28	5.31	3.52	4.74	0.23	3.60
		7.0	4.39	6.41	0.22	1.26	3.90	5.16	0.18	0.86	3.46	3.99	0.14	0.54
08	1396	3.0	6.92	11.15	0.89	17.68	6.23	9.56	0.76	13.33	5.55	7.88	0.63	9.39
		5.0	6.38	9.90	0.47	5.80	5.69	8.24	0.39	4.16	5.06	6.63	0.32	2.81
		7.0	5.81	8.55	0.29	2.48	5.19	6.97	0.24	1.72	4.62	5.48	0.19	1.12
10	1700	3.0	8.42	13.48	1.07	4.87	7.56	11.50	0.91	3.64	6.71	9.40	0.75	2.53
		5.0	7.60	11.60	0.55	1.52	6.77	9.54	0.46	1.07	5.98	7.53	0.36	0.70
		7.0	6.66	9.27	0.32	0.57	5.85	7.15	0.24	0.36	5.12	5.15	0.18	0.20
12	2110	3.0	10.34	16.56	1.32	8.05	9.30	14.14	1.12	6.03	8.26	11.60	0.92	4.22
		5.0	9.41	14.41	0.69	2.56	8.40	11.93	0.57	1.82	7.46	9.53	0.45	1.21
		7.0	8.43	12.03	0.41	1.03	7.48	9.56	0.33	0.68	6.62	7.25	0.25	0.42

Especif/Energía de Entrada

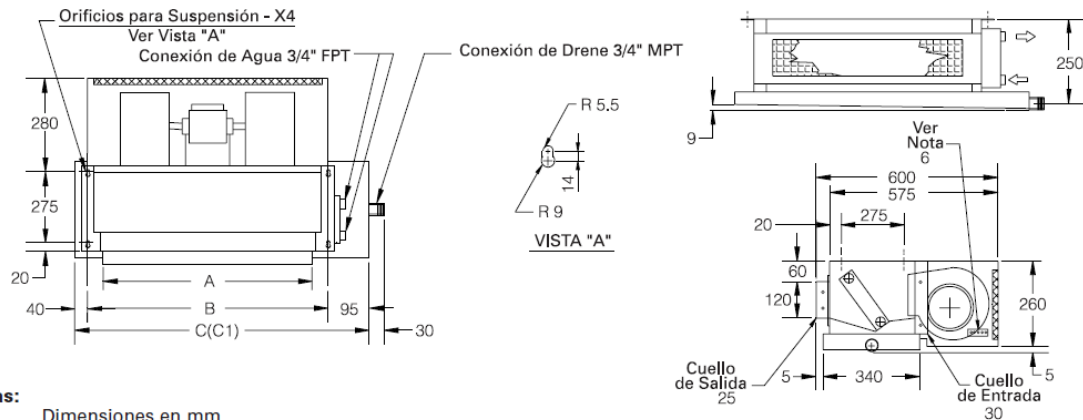
Modelo	03	04	06	08	10	12
Flujo de Aire Nominal (CMH)						
ESP						
0-50						
50-10						
Energía de Entrada (Watts)*						
Motor de Alta Capacidad	115	160	190	230	250	380
Motor Normal	85	115	140	175	200	280
*Disponible en 115V/60Hz, 220V/50Hz ó 220V/60Hz						
Opciones:						
- Tipo de Capacidad de Calefacción (kW)						
- Agua Caliente 1 Hilera	2.86	3.71	4.95	6.16	6.91	7.94
	EWT=55°C; EWT=21°C; WFR=0.3L/S					
- Elemento Eléctrico Envuelto	1.5	1.5	2	3	3.5	4
	Disponible con Corte por Alta Temperatura					
- Plenum/Filtros	Plenum de Retorno con Filtros – de hule espuma lavables o de aluminio					

Datos Dimensionales y Peso

Modelo HFCA



Modelo HFCA con Plenum de Retorno y Filtro



Notas:

1. Dimensiones en mm.
2. C1 es la dimensión de la charola de condensados extendida.
3. Se muestra la conexión del serpentín de mano derecha.
4. La conexión del cableado es la mismo lado que para las conexiones del serpentín y drene.
5. Se requiere de puerta de acceso debajo de la unidad para dar servicio al ventilador del motor.
6. Trane no suministra los controles del cableado y la caja de conexiones.
7. Se suministra la tablilla de terminales solo con la opción de calefacción eléctrica.

Tamaño del Modelo	Dimensiones Exteriores (mm)				Cantidad de		Peso Neto (Kg)			Peso Neto - con Plenum de Retorno y Filtro (Kg)		
	A	B	C	C1	Ventilador(es)	Motor(es)	2 Hileras	3 Hileras	4 Hileras	2 Hileras	3 Hileras	4 Hileras
HFCA-03	480	530	665	964	1	1	19	20	21	22	23	25
HFCA-04	730	780	915	1164	2	1	23	25	26	28	30	31
HFCA-06	865	915	1050	1349	2	1	25	27	29	31	33	35
HFCA-08	1150	1200	1335	1624	2	1	30	33	35	38	41	43
HFCA-10	1320	1370	1505	1824	3	2	40	43	46	49	52	55
HFCA-12	1570	1620	1755	2074	4	2	44	48	52	55	58	63

Manómetros con muelle tubular Modelo 213.53, Líquido de relleno, Caja acero inoxidable

Hoja técnica WIKA PM 02.12



Aplicaciones

- Para lugares de medida con elevadas cargas dinámicas y vibraciones
- Para medios gaseosos, líquidos, no viscosos y no cristalizantes, compatibles con aleaciones de cobre
- Hidráulica
- Compresores, industria naval

Características

- Resistente contra vibraciones y golpes
- Construcción de extrema robustez
- DN 63 y 100 con homologación Germanischer Lloyd y Gost
- Rangos de indicación hasta 0...1000 bar



Manómetro con muelle tubular, Modelo 213.53.100,
Conexión inferior

Descripción

Versión

EN 837-1

Diámetro nominal en mm

50, 63, 100

Clase de precisión

DN 50, 63: 1,6

DN 100: 1,0

Rangos de indicación

DN 50: 0 ... 1 a 0 ... 40 bar

DN 63, 100: 0 ... 0,6 a 0 ... 1.000 bar

así como todas las gamas correspondientes para presión negativa y sobrepresión negativa y positiva.

Presión de trabajo

DN 50, 63: Carga estática: $3/4 \times$ Valor final de escala

Carga dinámica: $2/3 \times$ Valor final de escala

puntual: valor final de escala

DN 100: Carga estática: valor final de escala

Carga dinámica: $0,9 \times$ Valor final de escala

puntual: $1,3 \times$ valor final de escala

Temperatura admisible

Ambiente: $-20 \dots +60 \text{ }^\circ\text{C}$

Medio: máx. $+60 \text{ }^\circ\text{C}$

Influencia de temperatura

En caso de desviación de la temperatura de referencia

($+20 \text{ }^\circ\text{C}$) en el sistema de medición

máx. $\pm 0,4 \%$ / 10 K del span de indicación

Tipo de protección

IP 65 según EN 60529 / IEC 529

Hoja técnica WIKA PM 02.12 · 04/2010

Página 1 de 2

Hoja técnica de productos similares
Ejecución estándar con líquido de relleno; modelo 113.53; véase hoja técnica PM 01.08



Conexión a proceso

Aleación de cobre,
Conexión inferior o dorsal
DN 50, 63: Rosca macho G ¼ B, SW 14
DN 100: Rosca macho G ½ B, Llave 22

Elemento de medición

DN 50, 63:
< 60 bar: Aleación de cobre, forma circular
≥ 60 bar: Aleación de cobre, forma circular
DN 100:
< 100 bar: Aleación de cobre, forma circular
≥ 100 bar: Acero CrNi 316L, forma helicoidal

Mecanismo

Aleación de cobre

Esfera

DN 50, 63: Plástico ABS, blanco con tope
DN 100: Aluminio, blanco subdivisión negra

Aguja

DN 50, 63: Plástico, negro
DN 100: Aluminio, negro

Mirilla

Plástico, transparente

Caja

Acero inoxidable, pulido, con taladro de ventilación en posición 12 horas
Junta tórica entre caja y conexión
Tapón con ≤ 0 ... 16 bar
con ventilación para la compensación de la presión interior

Anillo

Aro bordonado, acero CrNi, pulido, aro tipo coche

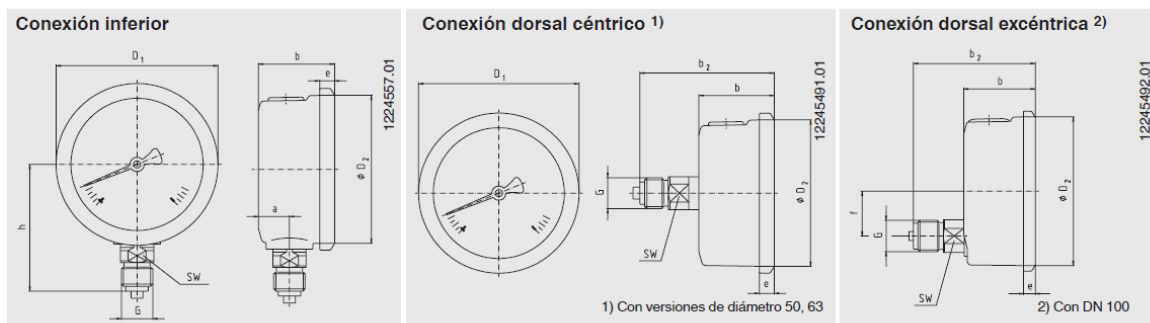
Líquido de relleno

Glicerina 99,7%

Opciones

- DN 50, 63: sistema de medida y mecanismo en acero CrNi (Modelo 233.53)
- DN 100: corrección punto cero (frontal)
- Temperatura del medio aumentada hasta 100 °C con soldadura blanda especial
- Resistencia temperatura ambiental -40 +60 °C con relleno de silicona
- Borde frontal, acero CrNi, con conexión dorsal
- Borde dorsal, acero CrNi (no DN 50)
- Soporte con brida (en versión con conexión dorsal)

Dimensiones en mm



DN	Dimensiones en mm										Peso en kg
	a	b ± 0,5	b ₂ ± 0,5	D ₁	D ₂	e	f	G	h ± 1	SW	
50	12	30	55	55	50	5,5	-	G ¼ B	48	14	0,15
63	13	32	56	68	62	6,5	-	G ¼ B	54	14	0,21
100	15,5	48	81,5	107	100	8	30	G ½ B	87	22	0,80

Conexión a proceso según EN 837-1 / 7.3

Indicaciones relativas al pedido

Modelo / Diámetro nominal / Rango de indicación / Conexión / Posición de la conexión / Opciones

Nos reservamos el derecho a modificar y sustituir materiales.

Los instrumentos descritos corresponden en su construcción, dimensiones y materiales al nivel de la tecnología en el momento de la impresión de esta hoja técnica.

CONTROLADORES DE TEMPERATURA



TIC-17S
76 x 60 x 38 mm



TIC-17C
60 x 40 mm prof.

TIC-17C, TIC-17S y TIC-17RGT

Instrumentos de fácil ajuste y fácil instalación los cuales pueden ser aplicados tanto para control de calentamiento como de refrigeración. Poseen una única tecla para ajustar todos sus parámetros. Disponibles en 16A (TIC-17S y TIC-17C).

Actúan de -50 a 200°C.*
*Más de 105°C utilizar el sensor Sb59.



TIC-17RGT
71 x 28 x 71 mm



TIC-17G

Instrumento de fácil ajuste y fácil instalación el cual puede ser aplicado tanto para el control de calentamiento como de refrigeración. Posee una única tecla para ajustar todos sus parámetros. El diferencial está en sus dimensiones, que posibilita una mejor visualización a distancia.

Dimensión: 90 x 44 x 44 mm.



TIC-18R

Instrumento de fácil ajuste e instalación el cual puede ser aplicado tanto para calefacción como para refrigeración. Posee batería interna recargable con duración aproximada de 50 horas sin energía y alarma (buzzer) para señalar la falta de energía, temperatura fuera de rango y error en el sensor. Utiliza una única tecla para ajustar todas sus funciones. Posee alimentación tanto en 115/230Vac o 12/24Vac/dc y relé de 16A para accionar directo motores de hasta 1HP.

Dimensión: 71 x 28 x 71 mm.



MT-511R
71 x 28 x 71 mm



MT-511C
60 x 40 mm prof.

MT-511R y MT-511C

Sus funciones hacen posible atender a una serie de aplicaciones de refrigeración o calentamiento.

Disponibles en 10A (MT-511C) y 16A (MT-511R).

MT-511RJ

Registra máximas y mínimas en el rango de 100 hasta 600 °C, con termocupla tipo J*.

Dimensión: 71 x 28 x 60 mm.

*Sensor no incluido.



MT-518R
71 x 28 x 71 mm



MT-518C
60 x 40 mm prof.

MT-518R y MT-518C

Con doble etapa, poseen salidas que pueden ser aplicadas tanto para refrigeración como calentamiento. Sus segundas salidas pueden, también, ser configuradas para alarma intra o extra-rango.

Ejemplo de aplicación: sistemas de acondicionadores de aire.



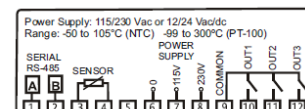
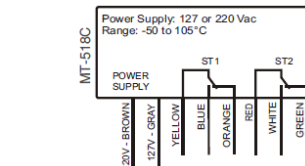
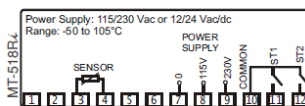
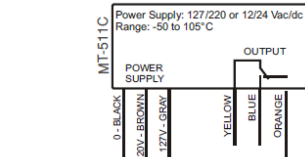
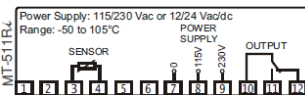
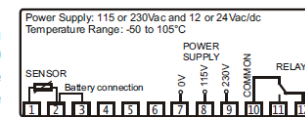
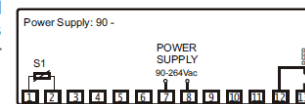
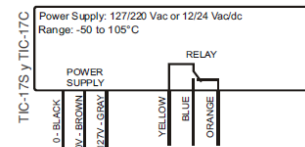
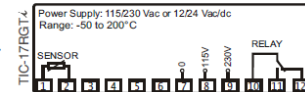
MT-543R plus

MT-543R plus

Presenta tres etapas, pudiendo ser aplicado para refrigeración o calefacción. Permite que la segunda etapa sea configurada como alarma (intra o extra-rango) y el tercero, como timer cíclico. Además de eso, posee alarma sonora interna (buzzer) y acepta dos tipos de sensores: termistor NTC (-50 a 105 °C) o PT-100 (-99 a 300 °C).

Ejemplos de aplicación: hornos industriales y cámaras de conservación de sangre.

Dimensión: 71 x 28 x 71 mm





A1E



A1C



A1I

ELECTROBOMBA CENTRIFUGA MONOBLOCK SERIE A

DESCRIPCION GENERAL

Equipo de bombeo compacto y robusto. Un mínimo de componentes garantiza un servicio eficiente y libre de mantenimiento. Diseñada para trabajo pesado. Tiene un bajo nivel de ruido.

DETALLES CONSTRUCTIVOS

Motor: Eléctrico monofásico abierto para suministro eléctrico de 220 V / 110 V, 60 Hz, 3450 RPM; protegido contra sobrecargas por un protector térmico. Alternativamente las bombas A1E y A1I pueden equiparse con motores trifásicos abiertos de 1.9 HP, 220 / 440 V, 60 Hz. Los rodamientos de ambos motores son sellados y prelubricados. Eje en acero inoxidable AISI 420. No requiere mantenimiento.

Caja: De fierro fundido gris. Probada hidrostáticamente.

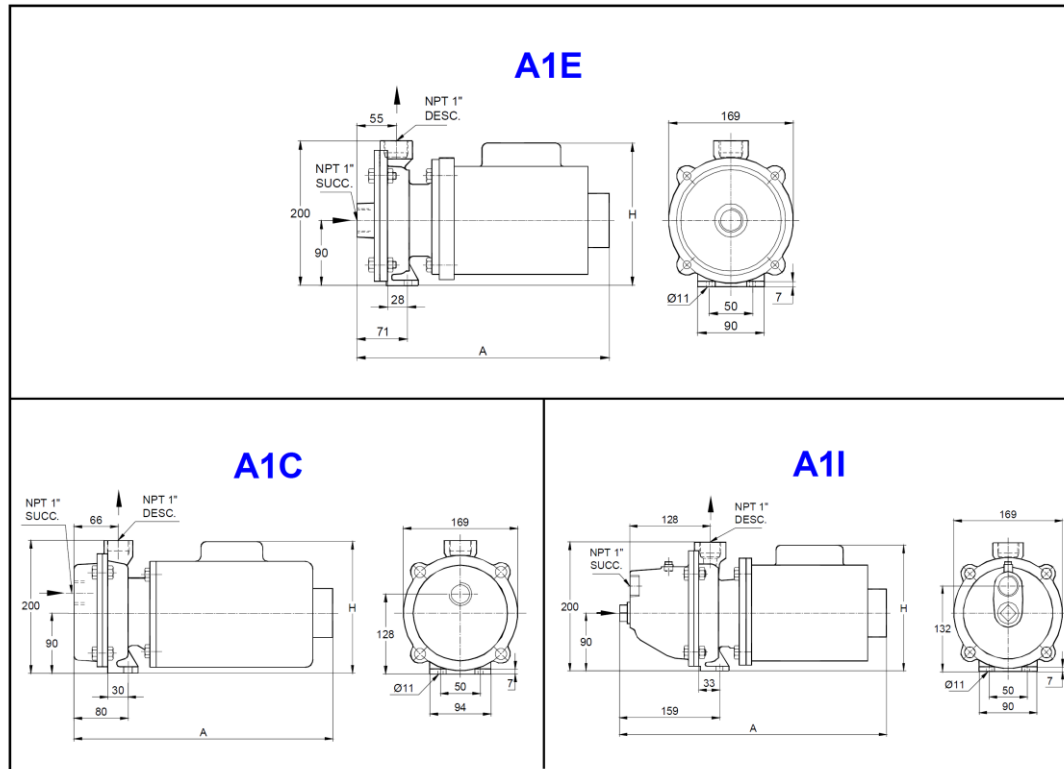
Impulsor: Tipo centrífugo. Fabricado en acero inoxidable, tiene alta resistencia a la corrosión y al desgaste. Balanceado estática y dinámicamente. Diseñado para una máxima eficiencia.

Sello mecánico: Marca John Crane Tipo 6, permite operaciones en condiciones severas de hasta 90°C y 75 PSI No requiere ajuste ni mantenimiento.

APLICACIONES

Bomba diseñada especialmente para el suministro de agua potable en viviendas y edificios.

DIMENSIONES



DATOS TECNICOS

MODELO	DIMENSIONES		PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA (m)	DIAMETRO EJE (PULG.)		MOTOR			PESO (Kg.)
	A	H		IMPULSOR	SELLO	HP	FACTOR DE SERVICIO	FRAME	
A1E-0.6M	330	202	70	NF 7/16	5/8	0.6	1.0	NEMA C56	14.8
A1E-0.8M						0.8			
A1E-1.4M	387	220				1.4		NEMA D56	20.8
A1E-1.9T	458	173				1.9			
A1C-0.6M	335	202				0.6		NEMA C56	16.1
A1C-0.8M						0.8			
A1C-1.4M	395	220				1.4		NEMA D56	22.1
A1I-0.6M	432	202				0.6		NEMA C56	19.0
A1I-0.8M						0.8		19.0	
A1I-1.4M	458	220				1.4		NEMA D56	24.2
A1I-1.9T	387	173				1.9			

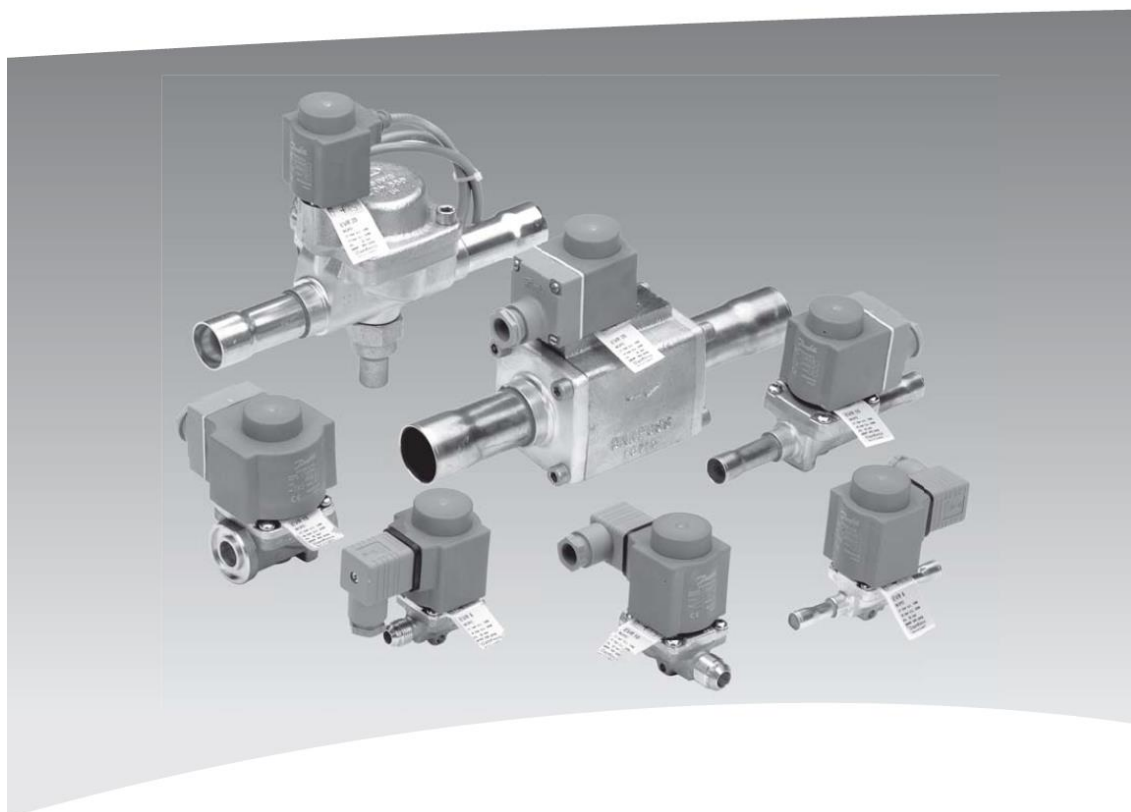
MEDIDAS EN MM.

ELECTROBOMBA CENTRIFUGA
MONOBLOCK SERIE A
CATALOGO I - VERSION: C
REV.10_09/12_3



MAKING MODERN LIVING POSSIBLE

Danfoss



Válvulas de solenoide Tipo EVR 2 → 40 NC/ NO

REFRIGERATION AND
AIR CONDITIONING

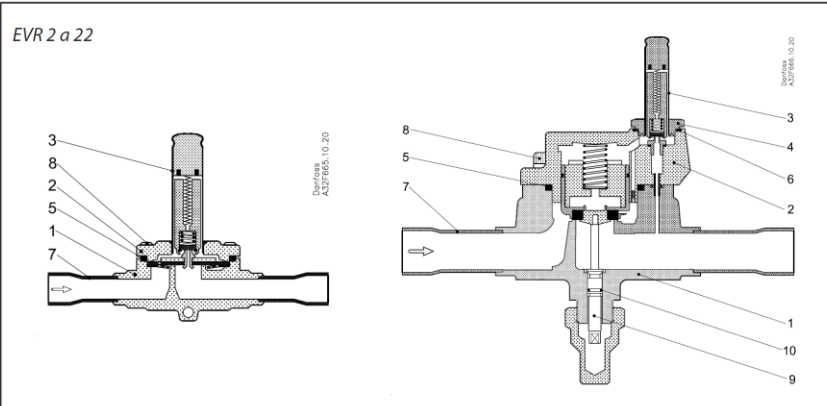
Folleto técnico



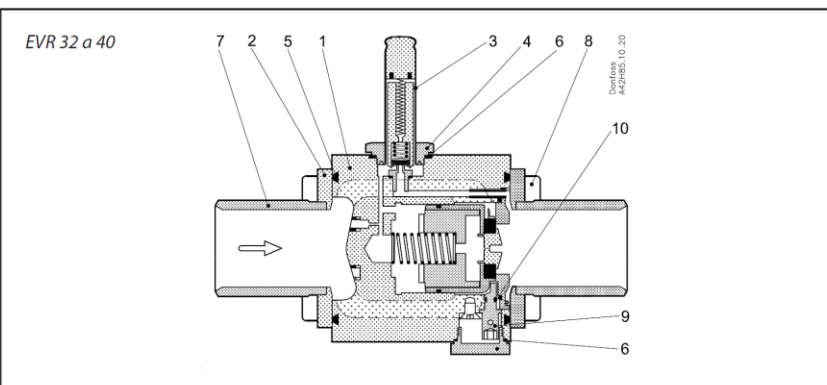
Folleto técnico

Válvulas de solenoide, tipo EVR 2 → 40 – NC / NO

Especificación de los materiales



Nº.	Description	Válvula				Estándar		
		Tipo	Material	Análisis	Mat.Nº.	W.nº.	DIN	EN
1	Cuerpo de válvula	EVR 2 a 25	Bronce	CuZn40Pb2	CW617N	2.0402	17672-1	12165
2	Cubierta	EVR 2 a 3	Acero.Inox.	X5 CrNi18-10		1.4301		10088
		EVR 6 a 22	Bronce	CuZn40Pb2	CW617N	2.0402	17672-1	12165
		EVR 25	Hierro de fund.	EN-GJS-400-18-LT	EN-JS1025	0.7043	1693	
3	Tubo para armadura	EVR 2 a 25	Acero.Inox.	X2 CrNi19-11		1.4306		10088
4	Tuerca para armadura	EVR 25	Acero.Inox.	X8 CrNiS 18-9		1.4305		10088
5	Junta	EVR 2 a 25	Goma	Cr				
6	Junta	EVR 25	Junta alum	Al 99.5		3.0255		10210
7	Tubo para soldar	EVR 25	Cobre	SF-Cu	CW024A	2.0090	1787	12449
8	Tornillos	EVR 2 a 25	Acero.Inox.	A2-70			3506	
9	Husillo para func. man.	EVR 25	Acero.Inox.	X8 CrNiS 18-9		1.4305		10088
10	Junta	EVR 25	Goma	Cr				



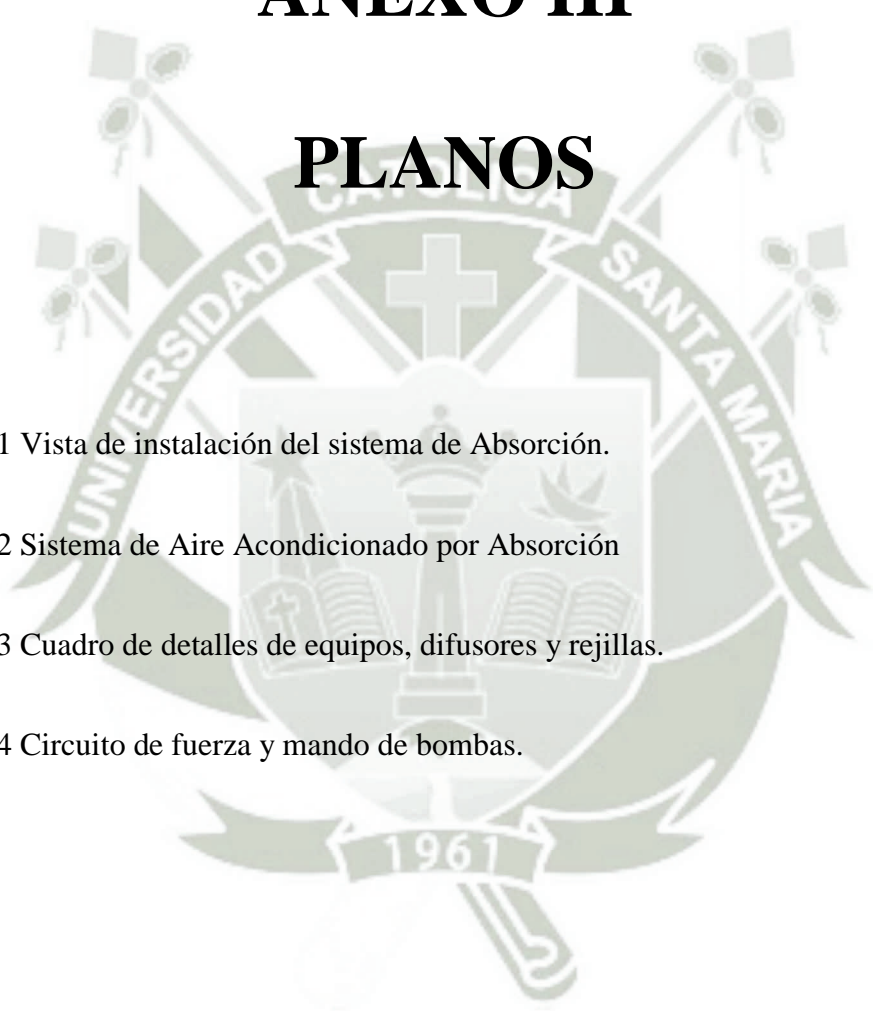
Nº.	Description	Válvula				Estándar		
		Tipo	Material	Análisis	Mat.Nº.	W.nº.	DIN	EN
1	Cuerpo de válvula	EVR 32/40	Hierro de fund.	EN-GJS-400-18-LT	EN-JS1025	1563		
2	Cubierta	EVR 32/40	Bronce	CuZn40Pb2	CW617N	2.0402		12165
3	Tubo para armadura	EVR 32/40	Acero Inox.	X2 CrNi19-11		1.4306		10088
4	Tuerca para armadura	EVR 32/40	Acero Inox.	X8 CrNiS 18-9		1.4305		10088
5	Junta	EVR 32/40	Goma	Cr				
6	Junta	EVR 32/40	Junta alum.	Al 99.5		3.0255		10210
7	Tubo para soldar	EVR 32/40	Cobre	SF.Cu	CW024A	2.0090	1787	12449
8	Tornillos	EVR 32/40	Acero Inox.	A2-70			3506	
9	Husillo para func.man.	EVR 32/40	Acero Inox.	X8 CrNiS 18-9		1.4305		10088

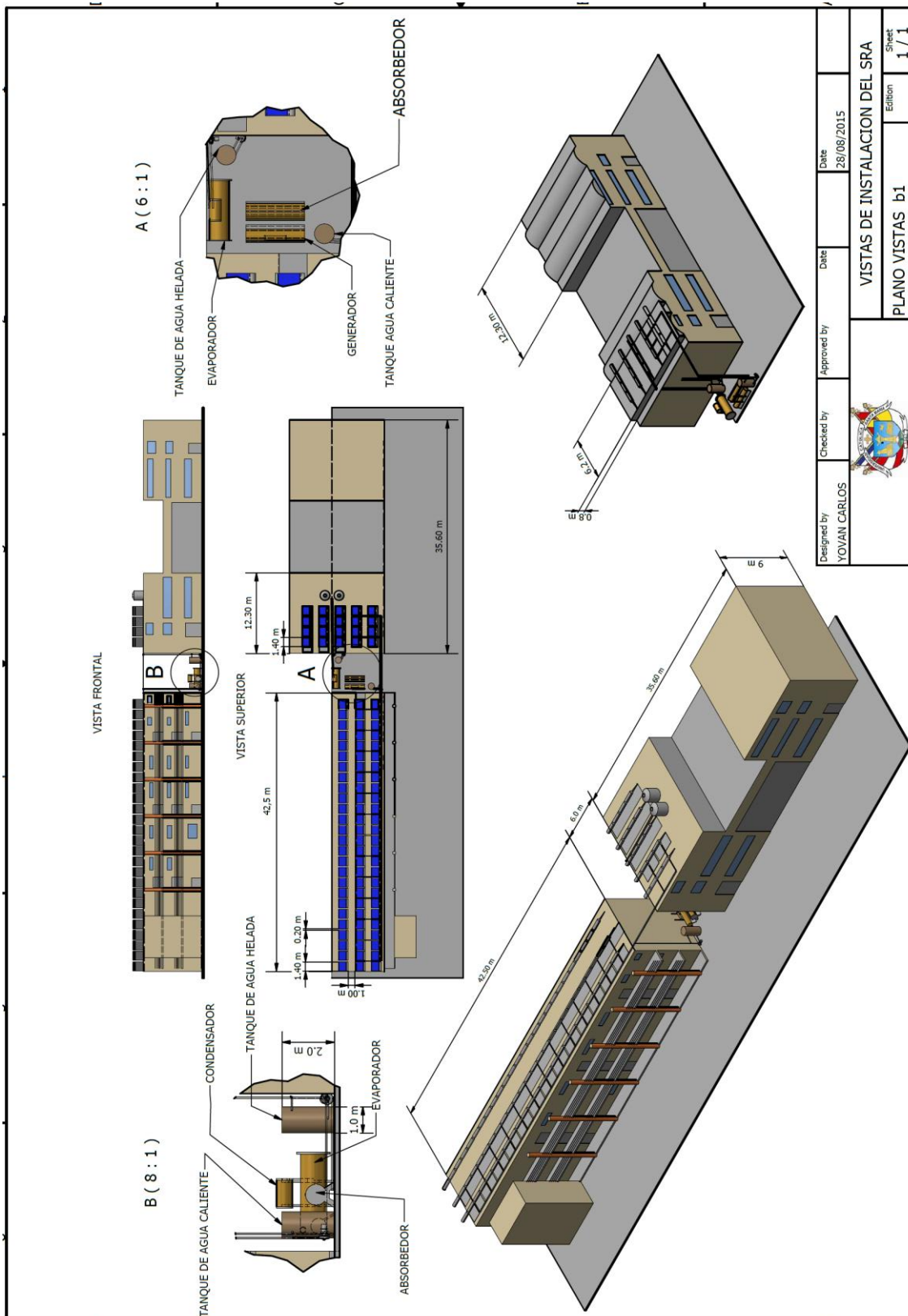
Procedimiento de mantenimiento.



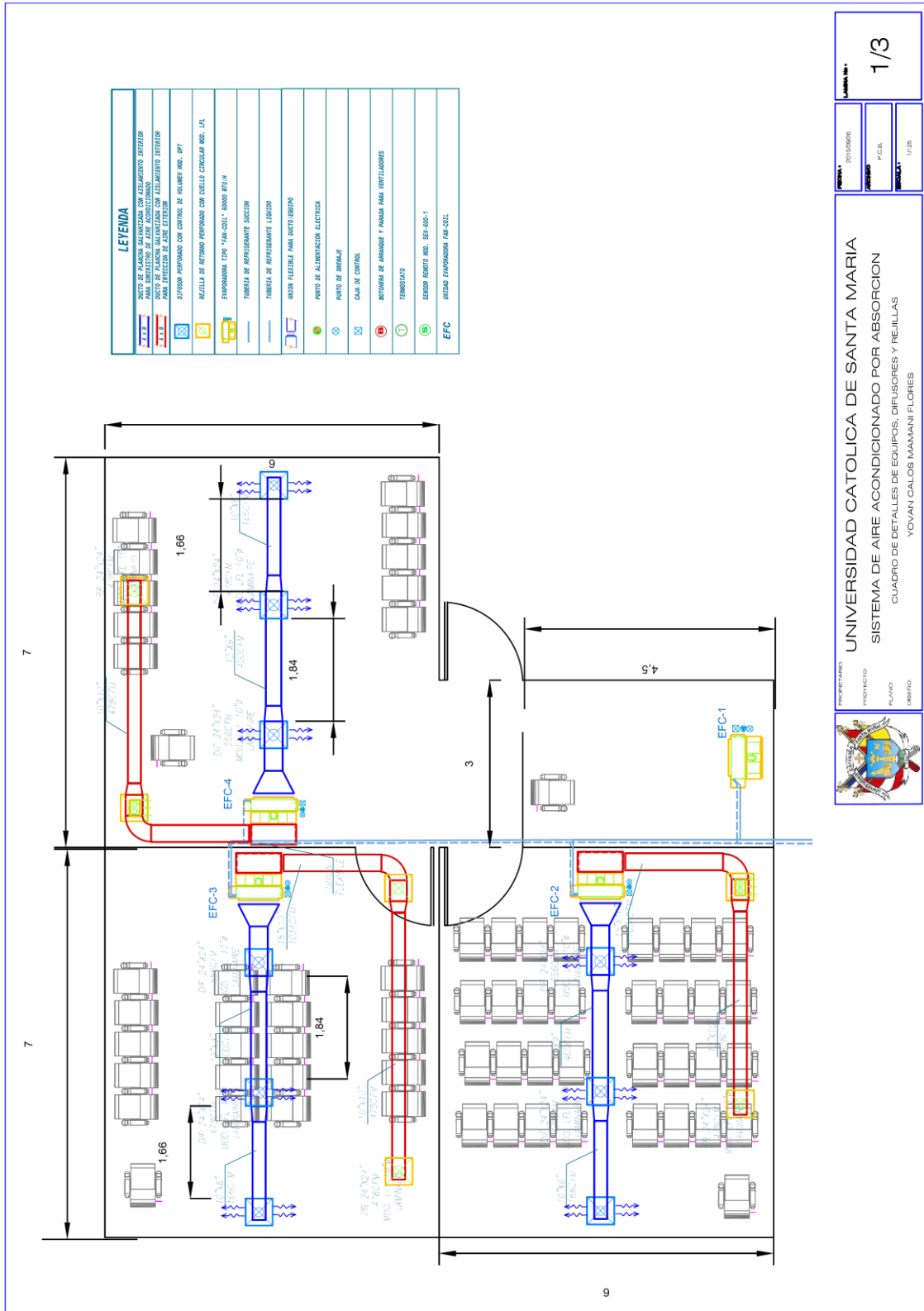
ANEXO III

PLANOS

- 
- 1.1 Vista de instalación del sistema de Absorción.
 - 1.2 Sistema de Aire Acondicionado por Absorción
 - 1.3 Cuadro de detalles de equipos, difusores y rejillas.
 - 1.4 Circuito de fuerza y mando de bombas.



Designed by YOYAN CARLOS	Checked by 	Approved by	Date 28/08/2015
VISTAS DE INSTALACION DEL SRA			Sheet 1 / 1
PLANO VISTAS b1			Edition



1/3

UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR ABSORCION
 CUADRO DE DETALLES DE EQUIPOS, DIFUSORES Y REJILLAS
 YOVAN CALLOS MAMANI FLORES

