

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**PROPUESTA DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN AMONIACO-AGUA PARA CONSERVAR
PRODUCTOS MEDICINALES EN UNA POSTA MÉDICA**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

ANA LUCIA MACALOPU CASTRO

ASESOR

JUAN CARLOS VIVES GARNIQUE

<https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>

Chiclayo, 2021

**PROPUESTA DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
POR ABSORCIÓN AMONIACO-AGUA PARA
CONSERVAR PRODUCTOS MEDICINALES EN UNA
POSTA MÉDICA**

PRESENTADA POR:

ANA LUCIA MACALOPU CASTRO

A la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
para optar el título de

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADA POR:

Alexander Querevalu Morante

PRESIDENTE

Wilson Alejandro Jiménez Zuloeta

SECRETARIO

Juan Carlos Vives Garnique

VOCAL

Dedicatoria

A mi madre y hermanos por el esfuerzo que hicieron para que yo sea una persona de bien, por enseñarme a nunca rendirme y alcanzar mis metas, a mi asesor y docentes que me acompañaron en mi vida universitaria, y hace que esta investigación sea posible, pero sobre todo a Dios por guiarme en el camino correcto.

INFORME DE ORIGINALIDAD

21%

INDICE DE SIMILITUD

20%

FUENTES DE INTERNET

2%

PUBLICACIONES

7%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.espe.edu.ec Fuente de Internet	2%
2	hdl.handle.net Fuente de Internet	1%
3	ri.ues.edu.sv Fuente de Internet	1%
4	tesis.usat.edu.pe Fuente de Internet	1%
5	archive.org Fuente de Internet	1%
6	dspace.ups.edu.ec Fuente de Internet	1%
7	dokumen.pub Fuente de Internet	1%
8	inba.info Fuente de Internet	1%
9	repositorio.uchile.cl Fuente de Internet	<1%

ÍNDICE

RESUMEN	11
ABSTRACT.....	13
I. INTRODUCCIÓN	15
1.1. Situación Problemática.....	15
1.2. Formulación de problema	16
1.3. Objetivos de investigación	16
1.3.1. Objetivo general	16
1.3.2. Objetivos específicos.....	16
1.4. Justificación.....	17
II. MARCO TEÓRICO.....	18
2.1. Estado del arte	18
2.2. Estado actual de los sistemas que permiten refrigerar y conservar las vacunas en Perú.....	19
2.3. Bases teóricas	20
2.3.1. Refrigeración.....	20
2.3.2. Sistemas de refrigeración	21
2.3.3. Ciclos de refrigeración por absorción.....	24
2.3.4. Refrigerantes	27
2.3.5. Selección del refrigerante	30
2.3.6. Fundamentos termodinámicos	33
2.3.7. Fundamentos de Transferencia de calor por convección natural.....	37
2.3.8. Materiales termoaislantes	39

III. DISEÑO TERMODINÁMICO.....	41
3.1. Introducción	41
3.2. Condiciones iniciales	41
3.3. Determinación de la carga de refrigeración	41
3.3.1. Carga de transmisión por paredes.....	41
3.3.2. Pérdidas por uso	43
3.3.3. Carga del producto	43
3.3.4. Carga total de refrigeración.....	43
3.4. Análisis del diseño termodinámico	44
3.4.1. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración.....	44
3.4.2. Análisis termodinámico de cada componente	45
3.5. Cálculos del diseño termodinámico	48
3.5.1. Cálculos de flujos másicos	49
3.5.2. Cálculos de los calores rechazados y absorbidos	50
IV. DISEÑO MECÁNICO.....	54
4.1. Diseño del evaporador	54
4.2. Diseño del condensador	58
4.3. Diseño del generador.....	65
4.4. Diseño del absorbedor.....	68
4.5. Rectificador.....	69
4.6. Cálculo de las masas requeridas para el sistema de refrigeración.....	71
4.7. Válvula de expansión	72
4.8. Válvula de control.....	73
V. ANÁLISIS DE LA FUENTE DE CALOR.....	74
5.1. Cálculos de componentes del panel fotovoltaico	74
5.2. Regulador.....	78

VI. SIMULACIÓN	79
6.1. Solidworks	79
6.1.1. Condensador.....	79
6.1.2. Evaporador.....	81
6.2. Coolpack	83
6.2.1. Evaporador	83
6.2.2. Condensador.....	85
VII. MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD	86
7.1. Mantenimiento.....	86
7.2. Seguridad	86
VIII. EVALUCIÓN ECONÓMICA	88
IX. CONCLUSIONES	90
X. RECOMENDACIONES.....	91
XI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	92
ANEXOS	94

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Refrigeradores Ice Lined.	19
Figura 2. Tipos de refrigeradores Ice Lined, modelo MK.	20
Figura 3. Esquema de sistema de refrigeración directo e indirecto.	21
Figura 4. Esquema de refrigeración por compresión (a), diagrama P-h (b).	22
Figura 5. Esquema de ciclo de compresión mecánica (a) y de absorción ciclo simple (b).....	23
Figura 6. Sistema de refrigeración simple	26
Figura 7. Sistema de absorción de doble efecto.....	27
Figura 8. Ciclo de Carnot.....	34
Figura 9. Diagrama p-V de ciclo Carnot inverso (a) y diagrama T-s ciclo inverso de Carnot (b).....	35
Figura 10. Espesores típicos de aislamiento para cámaras frigoríficas a temperatura ambiente.....	40
Figura 11. Elaboración propia basada en MINSA.	42
Figura 12. Diseño del sistema de refrigeración por absorción.....	45
Figura 13. Resultado de programa EES	52
Figura 14. Diagrama termodinámico del evaporador.	54
Figura 15. Diagrama de temperatura de contra corriente en el evaporador.....	55
Figura 16. Serpentin de evaporador	57
Figura 17. Diagrama termodinámico del condensador.	59
Figura 18. Diagrama de temperaturas de flujo de contra corriente en el condensador.	60
Figura 19. Diagrama termodinámico del generador.	66
Figura 20. Válvula de expansion	72
Figura 21. Válvula de control	73
Figura 22. Radiación Solar año 2019.....	77
Figura 23. Datos de entrada en el evaporador.....	83
Figura 24. Resultados de simulación del Evaporador.....	84
Figura 25. Resultados de simulación en el coondensador.	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ventajas y desventajas del sistema de refrigeración por compresión.....	23
Tabla 2. COP y temperatura de referencia para sistemas de absorción	27
Tabla 3. Ventajas y Desventajas del uso de amoníaco	28
Tabla 4. Ventajas y desventajas del uso de BrLi-H ₂ O	29
Tabla 5. Regulación de las SAOs de acuerdo al Protocolo de Montreal	33
Tabla 6. Estado termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con programa EES	53
Tabla 7. Características del Evaporador.	58
Tabla 8. Características del Condensador.	65
Tabla 9. Características del absorbedor.	69
Tabla 10. Características de Panel Fotovoltaico.	78
Tabla 11. Costo de equipos principales del sistema de absorción.	88
Tabla 12. Costos extras del sistema de absorción.....	88
Tabla 13. Costo total del sistema de refrigeración por absorción.	89
Tabla 14. Consumo mensual de máquina Ice Lined	89

Nomenclaturas

A	Área de transferencia de calor [m^2]
Cp	Calor específico [JK/kg K]
COP	Coefficiente de operación [-]
g	Aceleración de la gravedad [m/s^2]
h	Entalpía específica [kJ/ kg]
P	Presión [bar]
Q	Cantidad de energía térmica [BTU/día].
U	Coefficiente global de transferencia de calor [BTU/ ft^2 dia]
v	Viscosidad cinética [m^2/s]
he	Coefficiente de transmisión de calor por convección [W/ m^2K]
K	Conductividad térmica [W/Mk]
Pr	Número de Prandtl [-]
Rad	Numero de Rayleigh [-]
NuD	Numero de Nusselt [-]
m	Caudal másico [kg/s]
\mathcal{E}	Efectividad en las aletas
D	Diámetro de tuberías [m]

Caracteres griegos

ΔT	Diferencia de temperaturas [$^{\circ}C$]
ΔT_{ml}	Temperatura media logarítmica [$^{\circ}C$]

Subíndices

e	Entrada
s	Salida
con	condensador
gen	generador
evp	evaporador
abs	absorbedor
int	intercambiador de calor
amb	ambiente
sup	superficie o pared
rec	rectificador

RESUMEN

Actualmente son utilizados los sistemas que permiten la refrigeración que comprime el vapor mecánicamente, lo que implica que dichos sistemas dependan de la energía eléctrica, la presente investigación plantea una nueva alternativa de ahorro de energía en los sistemas de refrigeración, sustituyendo el equipo de compresión por unos de absorción y utilizando como refrigerante amoníaco y como absorbente agua. Así mismo se pretende analizar las propiedades termodinámicas como la entalpía, entropía y volumen específico, y el dimensionamiento de los componentes del sistema, teniendo al generador como equipo clave del sistema de refrigeración. En él se realizan las operaciones físicas la cual permite la obtención de bajas temperaturas en el evaporador.

Se presenta una propuesta básica que permitirá al sistema de refrigeración reemplazar al compresor con un recuperador de calor empleando el principio de la absorción, de la sustancia activa (amoníaco) por el agua y obteniéndose el efecto refrigerante necesario en el equipo de refrigeración.

Se plantea la utilización de un sistema que permita refrigerar mediante la absorción con la finalidad de ofrecer una alternativa sostenida para atender la necesidad de almacenar productos medicinales en una posta medica rural, reemplazando los sistemas de refrigeración convencional que utilizan energía eléctrica para su funcionamiento que utilizan refrigerantes convencionales y sufren la necesidad de un suministro de energía eléctrica deficiente. Por tal motivo, se plantea el empleo de sistemas que utilicen energía térmica que provenga del gas en combustión o, también, de resistencia eléctrica conectada a un sistema fotovoltaico y que sea eco-amigable.

El presente trabajo se divide en los siguientes capítulos ; el capítulo I, describe la problemática del sistema convencional, los objetivos que se formulan para la elaboración del proyecto, así como el porqué del mismo; en el capítulo II, se presentan las bases teóricas que se utilizan para calcular las características del sistema planteado; el capítulo III, indica el análisis termodinámico perteneciente a cada componente que forma parte del sistema que permite la refrigeración realizada mediante la absorción y el cálculo de sus respectivas propiedades termodinámicas con ayuda del programa EES; en el capítulo IV, se expone el cálculo del diseño mecánico, el cual consiste en

encontrar los parámetros físicos de cada componente permitiendo el diseño del sistema de tal manera que se garantice su funcionamiento de manera correcta; el capítulo V, se detalla la simulación a través de programa Solidworks y EES, para corroborar los datos obtenidos en el capítulo anterior; el capítulo VI, se puntualiza el tema de seguridad y mantenimiento, teniendo en cuenta que se trabaja con amoníaco, este sistema debe cumplir con utilizar los equipos de protección señalados para evitar percances en la manipulación de la sustancia, con respecto al mantenimiento la máquina de absorción cuenta con un cuidado casi nulo; el capítulo VII, se realiza un balance costo - beneficio del proyecto de investigación; por último el capítulo VIII, mencionan las conclusiones que deja el estudio del proyecto y las recomendaciones para futuros avances con respecto al tema de los métodos de refrigerado mediante la absorción con amoníaco-agua.

Palabras claves: sistema de refrigeración, refrigeración por absorción, análisis termodinámico, almacén de medicinas.

ABSTRACT

Currently, systems that allow refrigeration that compresses steam mechanically are used, which implies that these systems depend on electricity, this research proposes a new alternative for energy savings in refrigeration systems, replacing the compression equipment with some of absorption and using ammonia as refrigerant and water as absorbent. Likewise, it is intended to analyze the thermodynamic properties such as enthalpy, entropy and specific volume, and the dimensioning of the system components, having the generator as the key equipment of the refrigeration system. In it, the physical operations are carried out, which allows obtaining low temperatures in the evaporator.

A basic proposal is presented that will allow the refrigeration system to replace the compressor with a heat recovery using the principle of absorption of the active substance (ammonia) by water and obtaining the necessary cooling effect in the refrigeration equipment.

The use of a system that allows refrigeration through absorption is proposed in order to offer a sustained alternative to meet the need to store medicinal products in a rural medical post, replacing conventional refrigeration systems that use electrical energy for their operation that use conventional refrigerants and suffer from the need for a poor electrical power supply. For this reason, the use of systems that use thermal energy that comes from the burning gas or, also, from electrical resistance connected to a photovoltaic system and that is eco-friendly is considered.

This work is divided into the following chapters; Chapter I describes the problems of the conventional system, the objectives that are formulated for the elaboration of the project, as well as the reason for it; in chapter II, the theoretical bases used to calculate the characteristics of the proposed system are presented; Chapter III indicates the thermodynamic analysis belonging to each component that is part of the system that allows refrigeration carried out through absorption and the calculation of their respective thermodynamic properties with the help of the EES program; in chapter IV, the calculation of the mechanical design is exposed, which consists of finding the physical parameters of each component allowing the design of the system in such a

way that its correct operation is guaranteed; Chapter V details the simulation through the Solidworks and EES program, to corroborate the data obtained in the previous chapter; Chapter VI, the issue of safety and maintenance is specified, taking into account that it works with ammonia, this system must comply with using the protective equipment indicated to avoid mishaps in the handling of the substance, with respect to maintenance of the machine absorption has almost zero care; Chapter VII, a cost-benefit balance of the research project is made; Finally, chapter VIII mentions the conclusions that the study of the project leaves and the recommendations for future advances regarding the subject of refrigeration methods through ammonia-water absorption.

Keywords: cooling system, absorption cooling, thermodynamic analysis and medicine storage.

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Situación Problemática

En 1857 Ferdinand Carré construyó una innovadora máquina de absorción que permite obtener frío, fue patentada en 1860 y utilizada durante la Guerra de Secesión en Estados Unidos, cuando se realizó un corte en el proceso de suministrar hielo de origen natural. Esta máquina utilizaba como refrigerante el éter sulfúrico que más tarde fue sustituido por amónico. En la actualidad los sistemas que permiten la refrigeración más difundidos son los que comprimen vapor mecánicamente, otros recurren a la utilización de refrigerantes, los cuales son de origen sintético, siendo estos materiales que contaminan y degradan la atmósfera. Este sistema de refrigeración por compresión de vapor consta de un compresor, el cual es usado para que el vapor refrigerante aumente su presión mediante su compresión. El proceso por el que pasa dicho elemento consume energía eléctrica de la red de acuerdo a su tamaño.

A través de los años se han desarrollado nuevos estudios en los sistemas de refrigeración para utilizar fuentes energéticas nuevas que sean eco-amigables. Por este motivo, surge el interés por los sistemas que permitan refrigerar mediante la absorción cuyo funcionamiento se presentará más adelante. Con esta propuesta se pretende reducir o prescindir del uso de la energía eléctrica, de manera similar a lo que sucede en países como México, España y en el mundo entero, ya que aprovecha los gases de combustión, energía solar, energía geotérmica, etc.; fuentes de energía térmica.

El presente estudio nace debido a los últimos acontecimientos ocurridos por la naturaleza, ocasionados por el calentamiento global y la contaminación ambiental. En el que los refrigerantes utilizados en la actualidad, como el refrigerante R134a contribuyen negativamente a la capa de ozono. El fenómeno del niño ocasionado en el 2016, dejó consecuencias materiales significativas en nuestro país, este hecho también ocasiono la interrupción del sistema eléctrico en la mayoría de ciudades, un punto muy importante, debido a que los sistemas de refrigeración en los centros de salud utilizan este tipo de energía para conservar sus productos medicinales, y si esta fuente de energía no está en funcionamiento, se rompe la cadena de frío y los medicamentos y vacunas finalmente se pueden deteriorar.

El MINSA señala que la cadena de frío de las vacunas es uno de los pilares más importantes de las actividades de vacunación. Al fin y al cabo, de ello dependen las garantías de seguridad, calidad y protección de las personas frente a enfermedades inmunoprevenibles. Por ello, el funcionamiento de la cadena de frío en los centros sanitarios es fundamental, ya que se trata de un producto salvavidas que debe mantenerse en perfectas condiciones.

1.2. Formulación de problema

¿Será factible proponer un sistema que realice la absorción de amoníaco – agua que permita refrigerar que permita la conservación de productos medicinales en una posta médica?

1.3. Objetivos de investigación

1.3.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de absorción de amoníaco-agua que permita refrigerar y conservar productos medicinales en una posta médica.

1.3.2. Objetivos específicos

- Diagnosticar la situación actual del sistema de refrigeración de medicamentos que se usa en una posta médica.
- Calcular cada parámetro termodinámico para cada componente del sistema que permita la refrigeración.
- Seleccionar cada componente encargado de la conformación de un sistema de absorción con fines de refrigeración.
- Simular mediante un sistema computacional el comportamiento de enfriadores de absorción.
- Evaluar económicamente el sistema de absorción que permita la refrigeración propuestos.

1.4. Justificación

La presente investigación propone una nueva alternativa en los sistemas de refrigeración, debido a la fuerte dependencia por los sistemas que comprimen el vapor de líquidos refrigerantes, de origen sintético, los cuales contaminan y degradan la atmósfera. El sistema propuesto pretende prescindir de la utilización de energía eléctrica convencional, siendo fuente de calor el quemador de gas y el uso de amoníaco como refrigerantes, clasificado por ASHRAE (American Society for heating, refrigerating, and Air-Conditioning Engineers) con las siglas R-717, se encuentra en el grupo de refrigerantes de origen natural, el cual no daña la atmósfera, así mismo, no aportan al fenómeno de efecto invernadero, el cual está relacionado a la elevación de la temperatura promedio por el calentamiento global. El amoníaco es un material fácil de identificar en medios naturales.

En relación a los acontecimientos ocurridos por el fenómeno del Niño por causa del calentamiento global, la mayoría de ciudades especialmente las más alejadas se quedaron sin energía eléctrica, por ende, la cadena de frío de las postas médicas dejó de funcionar, afectando los medicamentos que se estaban conservando en dichos lugares. Por ello, se presenta un sistema que cuente con equipos que ayuden a conservar los medicamentos todo el día y en perfecto estado, a fin de brindar un servicio de calidad a sociedad, puesto que la salud es esencial en el hombre.

Debido a que se busca prescindir de la energía eléctrica, en consecuencia, se reduce la facturación eléctrica, permitiendo destinar lo economizado en implementar equipos o herramientas que ayuden al desarrollo de las postas médicas. La propuesta presentada de absorción para un sistema que permita la refrigeración cuenta con diversos equipos que incluyen, generador, condensador, evaporador, absorbedor y otros equipos que se detallan más adelante, y que en conjunto realizan las operaciones para la generación de frío en el evaporador.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Estado del arte

[1] En la investigación “Diseño y construcción de un prototipo de refrigeración solar por absorción mediante par Amoniaco-Agua para conservación de alimentos”, el autor empieza analizando el sistema de refrigeración y sus propiedades termodinámicas. Luego presenta los parámetros del alimento a conservar y la temperatura de entrada y conservación, para luego realizar el cálculo termodinámico, con la finalidad de obtener los calores y el COP del sistema. Una vez obtenido los parámetros termodinámicos, se hace el cálculo mecánico, teniendo en cuenta que el fluido que permite transferir el calor presente en el sistema es el aire, para determinar las características físicas de los componentes y ponerlo en funcionamiento, finalmente realiza el análisis económico de la instalación.

[2] En la investigación “Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico”, Los autores analizaron el sistema de refrigeración y lo ajustaron según los parámetros de diseño para calcular las propiedades termodinámicas térmicas y COP. En este caso, el agua es el fluido que transfiere calor a través del sistema, y una vez que se tienen las variables de entrada y salida, se pueden realizar cálculos mecánicos para seleccionar las propiedades físicas de los componentes. Finalmente, se realizan pruebas y se realiza un análisis económico de la implementación.

[3] El libro “Ingeniería Termodinámica” brinda información respecto al funcionamiento de un sistema de refrigeración por absorción con amoniaco – agua y los conceptos que nos ayudan a entender su comportamiento con la finalidad de obtener las variables termodinámicas a la salida y entrada de cada componente.

[4] El libro “Refrigeración Industrial” presenta los conocimientos básicos en la refrigeración industrial, desde la aplicación de la refrigeración en los diferentes sectores, los refrigerantes utilizados y como han sido reemplazados por refrigerantes menos contaminantes hasta las características de los componentes aplicados en el sistema. Además, muestra con ejemplos como calcular los parámetros para determinar la carga de refrigeración total.

2.2. Estado actual de los sistemas que permiten refrigerar y conservar las vacunas en Perú

En la Resolución Ministerial 2017, NTS N°136 “Normas técnicas de salud para el manejo de la cadena de frío en las inmunizaciones”, resalta que, para realizar un programa de vacunación exitoso, no solo depende de la correcta fabricación de las vacunas, sino que se cumplan las normas de conservación, almacenamiento y transporte, con la finalidad de llevar al usuario las vacunas en condiciones óptimas. Por ello, las vacunas deben mantenerse entre $+2^{\circ}\text{C}$ y $+8^{\circ}\text{C}$ utilizando como equipo de refrigeración los refrigeradores Ice Lined, la cual es una refrigeradora eléctrica de diseño horizontal fabricada especialmente para conservar vacunas.

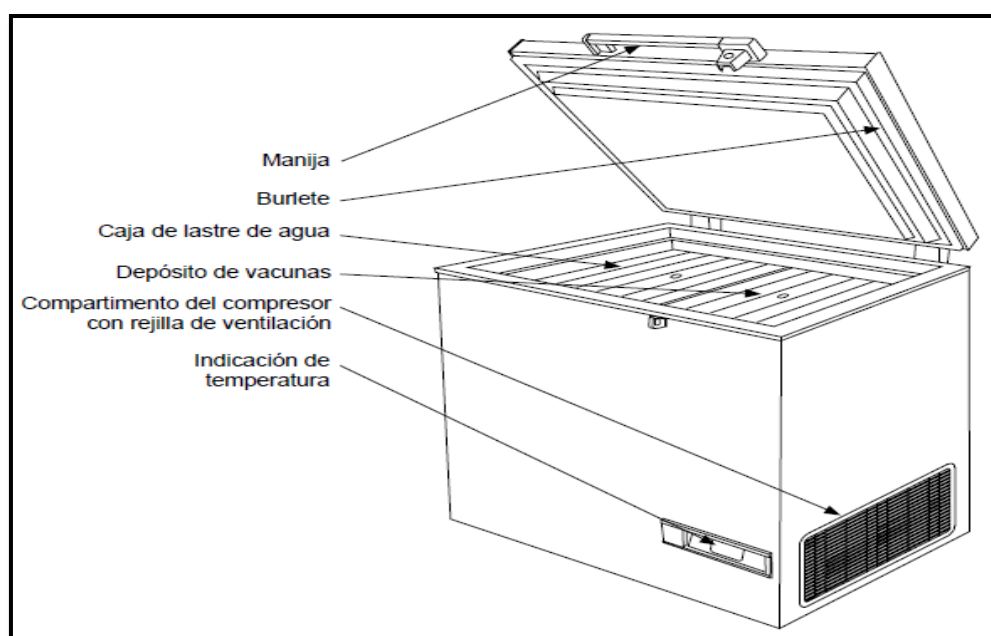


Figura 1. Refrigeradores Ice Lined.

Fuente: [2]

Los refrigeradores Ice Lined, modelo MK 144/204/304/404 vienen equipados con un compresor de servicio pesado que funciona consumiendo energía eléctrica de la red. Además, operan con un termostato electrónico que controla la temperatura.






Capacidad para almacenar vacunas= 48 litros	Capacidad para almacenar vacunas= 75 litros	Capacidad para almacenar vacunas= 105 litros	Capacidad para almacenar vacunas= 135 litros	Capacidad para almacenar vacunas= 37.5 y 85 litros
				
Modelo MK-144	Modelo MK-204	Modelo MK304	Modelo MK404	Modelo VC85-2

Figura 2. Tipos de refrigeradores Ice Lined, modelo MK.

Fuente: [3]

2.3. Bases teóricas

2.3.1. Refrigeración

Generalmente “refrigeración” es definido como cualquier tipo de proceso que permite eliminar el calor. Es una rama de la ciencia que permite el mantenimiento y reducción de la temperatura de un material o espacio, permaneciendo a una temperatura inferior, con respecto al ambiente donde se lleva a cabo el proceso [4].

Para realizar lo anteriormente mencionado, es necesario que, al cuerpo a ser refrigerado, se le sustraiga el calor para su transferencia a un cuerpo distinto el cual permanecerá a una temperatura inferior al primero. Ya que, el calor, es eliminado del cuerpo refrigerado es transferido a otro cuerpo, evidentemente el proceso de calefacción y refrigeración, realmente, son opuestos del mismo proceso [5].

2.3.2. Sistemas de refrigeración

Son tema de estudio y desarrollo a través del tiempo con diversos fines, unos ejemplos son la conservación de productos alimenticios, aire acondicionado y farmacéuticos. En años recientes, son utilizados frecuentemente los que realizan una compresión al vapor de líquido refrigerante, los cuales tienen un elevado consumo eléctrico, por este motivo, se incentiva a la investigación de innovadores sistemas los cuales permitan la utilización de fuentes energéticas alternas que permitan la reducción del consumo de la energía eléctrica [6].

En la actualidad se vienen desarrollando algunos sistemas importantes que permitan refrigerar, ayudando a la reducción del consumo eléctrico y la reducción de la contaminación ambiental, dentro de estos sistemas, los que tienen un mayor desarrollo son: refrigeración por absorción con carbón activado – metanol, amoníaco - agua y bromuro de litio [6].

2.3.2.1. Sistemas de refrigeración directos e indirectos

En los sistemas de refrigeración directa, se coloca un evaporador dentro del espacio a enfriar, usando indirectamente un fluido secundario para enfriar el espacio. El fluido es una mezcla de anticongelante, entre los cuales pueden ser: salmuera o glicol (ver figura 3) [7].

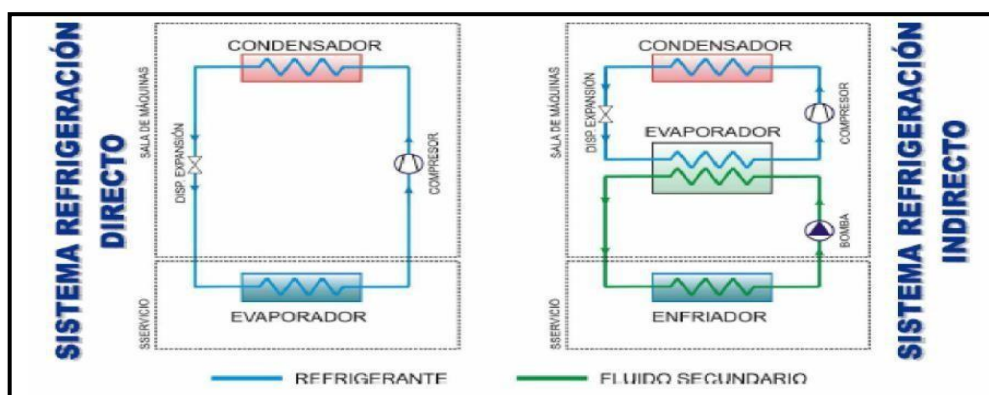


Figura 3. Esquema de sistema de refrigeración directo e indirecto.

Fuente: [7]

Los sistemas de refrigeración indirecta están conformados por dos circuitos, los cuales transportan líquidos diferentes:

- Circuito Primario. Circula el refrigerante, generando aire frío.
- Circuito Secundario. Un líquido que circula llevando aire frío.

2.3.2.2. Sistema de refrigeración por compresión de vapor

Este es el ciclo de refrigeración más utilizado en refrigeración y aire acondicionado.

Consta de cuatro procesos como se muestra en la siguiente figura. [8].

- 1-2 Compresión adiabática
- 2-3 Rechazo de calor (Condensación)
- 3-4 Estrangulación
- 4-5 Suministro de calor (Evaporación)

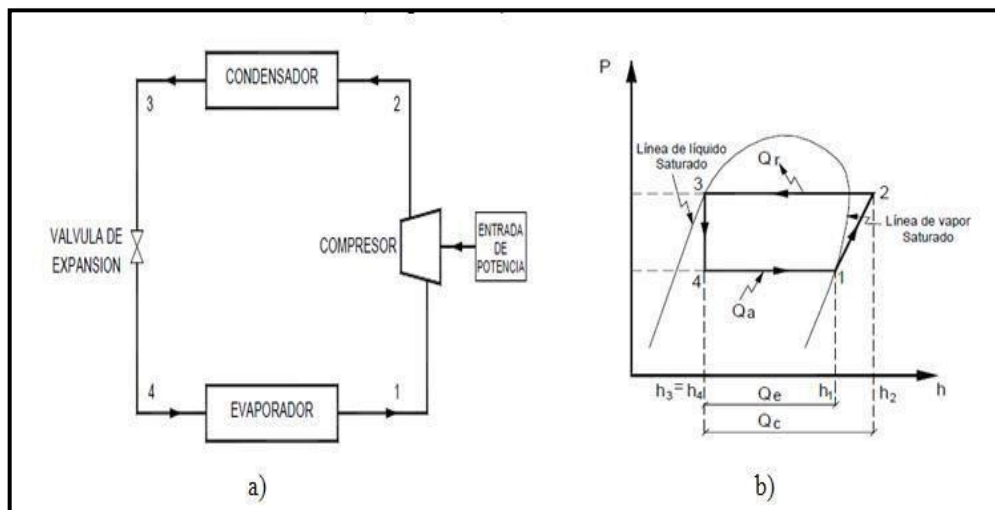


Figura 4. Esquema de refrigeración por compresión (a), diagrama P-h (b).

Fuente: [8]

Ventajas	Desventajas
El COP es alto ya que es cerca al de un ciclo de Carnot.	El costo inicial es alto.
Para el mismo efecto refrigerante el tamaño del evaporador es más pequeño.	Son inflamables, fuga de vapor y toxicidad.
La temperatura requerida del evaporador se puede alcanzar simplemente ajustando la válvula de estrangulación.	Uso de refrigerante sintético

Tabla 1. Ventajas y desventajas un sistema de refrigeración por compresión

Fuente: [8]

2.3.2.3. Comparación entre un sistema de vapor comprimido y absorción con fines de refrigeración.

La compresión como fenómeno mecánico En la Figura 5(a), el vapor refrigerante se comprime y la presión aumenta usando energía mecánica (W_C) de la electricidad. El ciclo de absorción de la Fig. 5(b) utiliza un “compresor termoquímico” para aumentar la presión con energía térmica (Q_G) como principal fuente de energía [9].

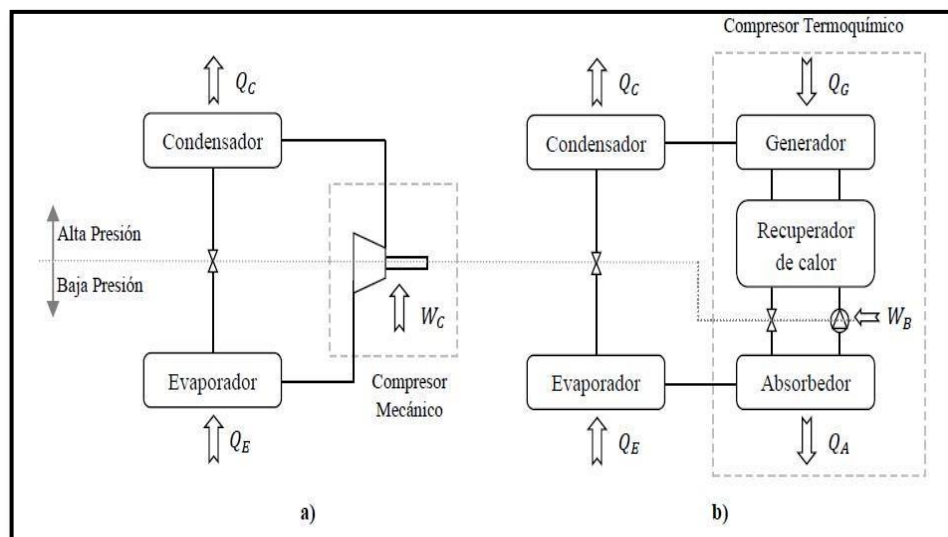


Figura 5. Ciclo de compresión mecánica (a) y absorción de ciclo simple (b).

Fuente: [9]

Las máquinas de absorción presentan algunas ventajas relevantes, con respecto a las máquinas de compresión [10].

- Reduce las emisiones de CO₂ utilizando calores residuales o renovables.
- No necesita energía eléctrica, aliviando los picos de consumo eléctrico.
- La máquina de absorción utiliza como refrigerantes fluidos naturales, sin efecto negativo sobre el medioambiente.

Sin embargo, a pesar de las ventajas antes mencionadas, los compresores mecánicos dominan en casi todas las áreas de la tecnología de aire acondicionado y refrigeración. Esto se debe al costo inicial relativamente alto de los absorbedores debido a su baja eficiencia y tamaño pequeño [10].

2.3.3. Ciclos de refrigeración por absorción

2.3.3.1. Ciclo intermitente

En este ciclo la absorción y generación se realizan de forma alterna. Durante la etapa de generación de energía, se aplica calor para permitir que el refrigerante se separe del absorbedor, creando una mezcla o combinación, la cual, dentro del generador, es rica en líquido refrigerante. El refrigerante pasa inmediatamente a través del condensador y se convierte en fase líquida a su salida [1].

La segunda parte comienza con la válvula de expansión, sale y se conecta a la entrada del evaporador. Contiene una solución de refrigerante débil y está conectado a un generador que actúa como absorbente. Este proceso continúa hasta que todo el refrigerante se haya evaporado, regresando eventualmente al estado inicial de una solución de refrigerante fuerte en el absorbedor/generador. [1].

2.3.3.2. Ciclo continuo

De manera distinta al ciclo intermitente, el generador eléctrico envía una mezcla de refrigerante/absorbente requiere de una bomba. En otros casos para prescindir del uso de la se utilizan hidrogeno, amoniaco y agua. Las soluciones más utilizadas para generar refrigeración son el agua bromuro de litio y amoniacal. A continuación, los sistemas de refrigeración utilizan los siguientes procesos [1].

a. Refrigeración por absorción de simple efecto

- En el generador comienza el ciclo, el cual contiene el par refrigerante, que debido al aporte de energía térmica la sustancia más volátil se evapora más rápido, prácticamente es puro en este punto el refrigerante (punto 7) [6].
- El calor cedido al ambiente llega al condensador y, por el contrario, debido a la diferencia de presión, la solución diluida del refrigerante llega al absorbedor (punto 4). El vapor refrigerante luego llega al condensador donde libera calor latente y se condensa. (punto 8) [6].
- El refrigerante, ya en fase líquida, en la válvula de expansión, pasa a través de la misma, para llevar a cabo una reducción de presión y sufrir, en el evaporador, un cambio de fase (punto 9), extrayendo energía del entorno para enfriarlo y producir el efecto de refrigeración deseado [6].
- A medida que el refrigerante sale del evaporador (paso 10), se mueve hacia el absorbedor para completar el ciclo. No sin contacto con la solución de bajo contenido de refrigerante del generador, que pasa por el intercambiador de calor y se precalienta. Esto es importante porque la temperatura es más baja y se libera menos energía. De esta forma la solución diluida es impulsada por la bomba y enviada al generador. [6].

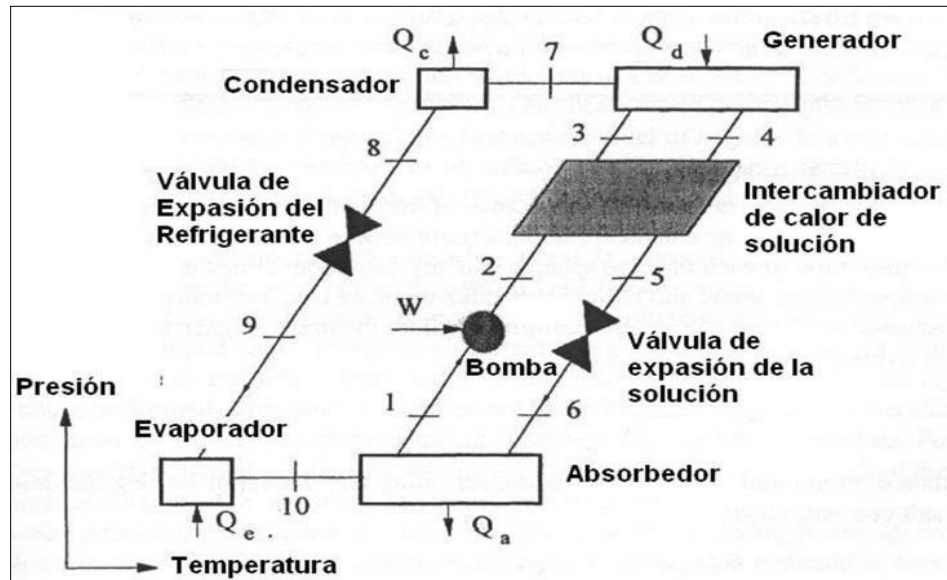


Figura 6. Sistema de refrigeración simple.

Fuente: [11]

b. Refrigeración de doble efecto por absorción

Este sistema se basa en el sistema anterior y consiste en encontrar una fuente que funcione a temperaturas entre 140 y 180 grados y utilizar materiales que funcionen a esa temperatura. Este sistema requiere otro generador con un valor de COP entre 0,9 y 1,2. Los ciclos de doble acción generalmente usan $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$, para la mezcla de trabajo porque la presión a la que operan es más baja que la del sistema. $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ H_2O [1], [6].

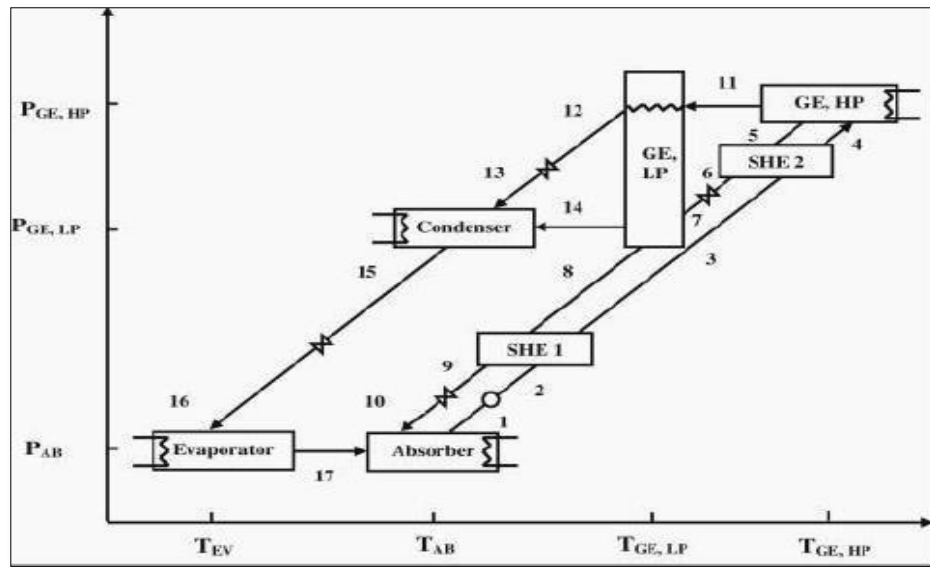


Figura 7. Sistema de absorción de doble efecto.

Fuente: [6]

Tabla 2. COP y temperatura referencial utilizadas en los sistemas de absorción

Sistema de absorción	COP (T agua fría > 0°C)	Temperatura de activación °C
Simple efecto	0,6-0,7	> 80
Doble efecto	0,9-1,2	> 150
Triple efecto	1,5	> 200

Fuente: [12].

2.3.4. Refrigerantes

Fluido actuante como método de intercambio de calor, absorbe calor mediante el evaporador el cual se encuentra con una temperatura baja, por último, rechaza calor en el condensador a alta temperatura [4].

2.3.4.1. Par amoníaco/agua

El comportamiento del ciclo termodinámico se explicó anteriormente, lo único que cambia es el par de trabajo. El amoníaco ha sido utilizado desde finales del ciclo XIX, actúa como refrigerante lo que le permite trabajar a temperaturas sumamente bajas, a continuación, se detallan algunas de sus características.

a. Características del amoniaco

A continuación, se describen las características más importantes del amoniaco [1].

- Buenas propiedades de transferencia de calor.
- Considerado un combustible moderado.
- Reacción violenta en presencia de oxidantes fuertes y ácidos.
- No es contaminante.
- Soluble en agua.
- Compatible con acero, níquel, aleaciones y fluoroplásticos.
- Punto de ebullición, en condiciones normales, es de $-2,22^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura máxima de refrigeración $-77,7^{\circ}\text{C}$.

Tabla 3. Ventajas y Desventajas del uso de amoniaco

Ventajas	Desventajas
Se puede utilizar quemadores de gas	La toxicidad limita su uso a lugares ventilados.
Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta -70°C	Requiere de un rectificador, ya que el generador no se alcanza a separar el fluido de trabajo y por ello aumenta el costo de la instalación.
Es posible la disipación por aire.	No existe máquinas $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ de doble efecto, porque las presiones son elevadas
No hay problemas de disipación.	Se requiere una manguera más gruesa debido a la presión que ejerce el refrigerante.

Fuente: [13].

2.3.4.2. Par bromuro de litio/agua

Utilizado desde la década de 1950, este sistema utiliza agua y bromuro de litio como adsorbentes. Su funcionamiento es muy similar al del $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, pero las propiedades de la mezcla introducen nuevas variables en el sistema.

Las mezclas de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ se utilizan para aire acondicionado ya que no funcionan por debajo de 0°C debido a problemas de cristalización. Otra desventaja de este sistema es que es una solución salina y por lo tanto altamente corrosiva. Esto se debe a que la presencia de oxígeno lo hace muy agresivo con metales como el cobre y el acero. [13].

Tabla 4. Ventajas y desventajas del uso de $\text{BrLi-H}_2\text{O}$

Ventajas	Desventajas
Utiliza agua como refrigerante, el cual tiene un elevado calor latente de vaporización.	Solo se utiliza en el campo de temperaturas positivas.
No es toxico ni inflamable.	Esta disolución es muy corrosiva en presencia de oxígeno.
No necesita de un rectificador, ya que la sustancia sale del generador prácticamente pura.	Existe el peligro de cristalización a cierta temperatura y concentración, lo que imposibilita el bombeo y en consecuencia el mal funcionamiento del sistema.

Fuente: [13].

2.3.4.3. Ventajas económicas del uso de amoniaco

Se presentan algunas ventajas económicas que ofrece el uso de amoniaco [14].

- Es compatible con el medio ambiente, por lo que no destruye la capa de ozono ni contribuye al calentamiento global.
- Consume menos energía, ya que tiene buenas propiedades termodinámicas.
- Su olor característico lo distingue de otros refrigerantes. Esta cualidad es su característica de seguridad ya que las fugas se detectan fácilmente.
- El amoniaco es menos costoso que otros refrigerantes y de fácil disponibilidad por ser una sustancia natural y a diferencia de los refrigerantes sintéticos este no tiene fecha límite de producción o uso.

2.3.5. Selección del refrigerante

Una adecuada selección del refrigerante, debe considerar sus propiedades termodinámicas, físicas y químicas, así como las condiciones de seguridad que pueden recomendarse para diferentes aplicaciones. [5].

2.3.5.1. Propiedades termodinámicas

Los refrigerantes deben tener la propiedad de condensarse y vaporizarse a la temperatura adecuada.

2.3.5.2. Propiedades físicas

Las propiedades físicas que debe tener un refrigerante para operar de una forma adecuada son las siguientes:

- Tensión de vapor: A esta capacidad, la presión de evaporación debe ser superior a la atmosférica para evitar la entrada de aire al sistema, al igual que la presión de condensación debe ser alta para aligerar los elementos estructurales [5].
- El volumen específico y la densidad, son factores dependientes de la presión y temperatura [5].
- Calor latente de vaporización, el cual provoca el cambio de fase en una sustancia. Es recomendable un valor alto pues será mayor la producción frigorífica específica [5].

2.3.5.3. Propiedades químicas

- Comportamiento frente a los materiales. No deben atacar a los materiales de las instalaciones [14].
- Relación refrigerante-aceite. En caso de ser utilizado cualquier tipo de lubricantes, este no tiene permitido ocasionar cambios químicos o influir en las propiedades del aceite [14].
- Estabilidad química, no se puede producir cambios químicos dentro del rango de temperatura y presión de funcionamiento [12].

2.3.5.4. Propiedades de seguridad

Las características de seguridad vienen fijadas por normativa, según los aspectos siguientes [5], [14]:

- Toxicidad. Debe estar dentro de los límites permitidos. No debe tener efectos negativos con respecto al medio ambiente como la salud.
- Límites de concentración en el aire, en que es posible la inflamación o explosión.
- Fugas. No deben tener facilidad para provocar fugas
- Detección de fugas, métodos de detección de fugas, como agua jabonosa, detectores electrónicos automáticos.

2.3.5.5. Propiedades medioambientales

Para seleccionar correctamente un refrigerante este debe cumplir con normas ambientales. Su composición química no debe afectar la atmósfera ni promover el efecto invernadero. En el anexo 10 presenta el comportamiento de los refrigerantes con el medio ambiente. Por este motivo, se acordó a nivel internacional reducir los impactos negativos que causen estas sustancias a través de los siguientes protocolos.

a. Protocolo de Kioto

Un protocolo que lleva su nombre fue firmado en Kioto el 11 de diciembre de 1997. Este es un acuerdo entre países desarrollados que tiene como objetivo reducir las emisiones de gases de efecto invernadero que contribuyen al cambio climático. Activado el 16 de febrero de 2005. [15].

El documento especifica una reducción del 5,2% de los gases de efecto invernadero entre 2008 y 2012 con respecto a las emisiones de 1990. Los gases a reducir incluyen dióxido de carbono (CO_2), gas metano (CH_4) y óxido nitroso (N_2O), tres gases industriales que contienen flúor son: hidrofluorocarbonos (HCF), perfluorocarbonos (PFC), hexafluoruro de azufre (SF_6), [15].

b. Protocolo de Montreal

En 1987, en el mes de septiembre, se realizó un acuerdo. Se identificaron sustancias incitadoras de la degradación de la capa de ozono (CFC11, CFC12, CFC13, CFC14, CFC15 y treshalones). En el año de 1999, se realizó el acuerdo de la Enmienda de Beijing, realizándose un perfeccionamiento en el calendario de eliminación de HCFC y del Bromuro de Metilo. En el siguiente cuadro se aprecia, de forma resumida, las sustancias sujetas al Protocolo de Montreal y sus Enmiendas, con los calendarios de eliminación respectivos [5].

Tabla 5. Regulación de las SAOs de acuerdo al Protocolo de Montreal

Sustancias que agotan la capa de Ozono	listado en el Anexo-Grupo del Protocolo de Montreal	Línea Base	Compromiso de Reducción
CFCs	A-I	Consumo promedio de los años 1995-1997	50% a partir de 2005 85% a partir de 2007 100% a partir de 2010
Halones	A-II	Consumo promedio de los años 1995-1997	50% a partir de 2005 100% a partir de 2010
Bromuro de Metilo	E-I	Consumo promedio de los años 1995-1998	20% a partir de 2005 100% a partir de 2015
Otros CFCs	B-I	Consumo promedio de los años 1998-2000	20% a partir de 2003 85% a partir de 2007 100% a partir de 2010
HCFs	C-I	Consumo promedio del año 2015	100% a partir de 2040

Fuente: [15].

2.3.6. Fundamentos termodinámicos

2.3.6.1. Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica, también conocida como ley de conservación de la energía, establece que la energía no se crea ni se destruye en un proceso, solo se transforma. [16].

2.3.6.2. Balance de energía

De la discusión anterior, el cambio neto en la energía total del sistema durante el proceso es igual a la diferencia entre la energía total que ingresa al sistema y la energía total que sale del sistema durante el proceso.

$$E_{entra} - E_{sale} = \Delta E_{sistema}$$

Ec. 1

2.3.6.3. Ciclo de Carnot

Lo propuso un ingeniero de origen francés, Sadie Carnot en 1824, este ciclo se conoce como el ciclo de Carnot y opera en un proceso reversible. Se puede utilizar con cualquier fluido capaz de realizar el ciclo de Carnot en el cilindro del motor. Está conformado, el ciclo, por cuatro procesos, entre los cuales tenemos: dos adiabáticos y dos isotérmicos. Puede llevarse a cabo en sistemas de flujo cerrado o estacionario [8], [16].

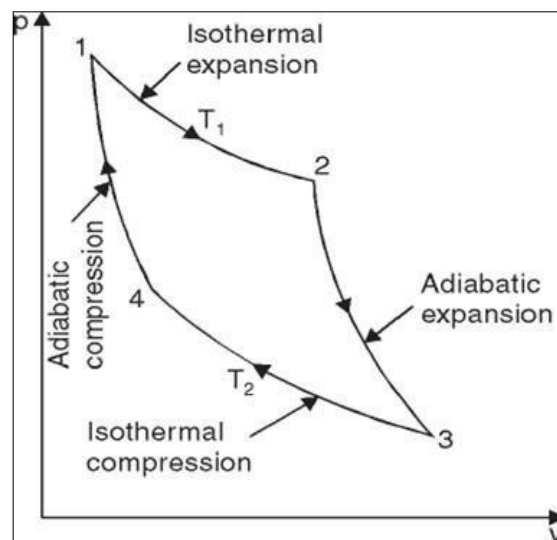


Figura 8. Ciclo de Carnot.

Fuente: [8]

Descripción de las etapas de un ciclo de Carnot:

- Etapa 1. (Proceso 1-2). Se aplica una fuente de energía caliente, mientras el fluido se expande isotérmica y reversiblemente a una temperatura constante T_1 [16].
- Etapa 2. (Proceso 2-3). Expansión adiabática y reversiblemente mientras la temperatura disminuye de T_1 a T_2 [16].
- Etapa 3. (Proceso 3-4). Se aplica una fuente de energía fría, mientras se

comprime isotérmica y reversiblemente a una temperatura menor constante T_2 [16].

- Etapa 4. (Proceso 4-1). La compresión continua adiabática y reversiblemente durante la cual la temperatura se aumenta T_2 a T_1 [16].

2.3.6.4. Ciclo inverso de Carnot

Es reversible; queriendo decir que, los procesos contemplados en él, se pueden revertir. El ciclo es exactamente el mismo, excepto que esta vez se invierte la dirección de la interacción entre el calor y el trabajo [8].

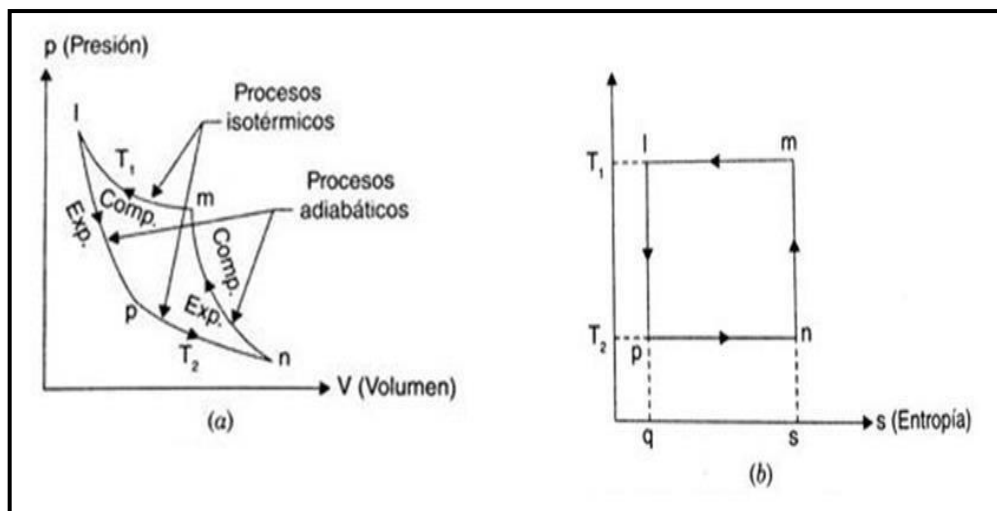


Figura 9. Diagrama p-V de ciclo Carnot inverso (a) y diagrama T-s ciclo inverso de Carnot (b).

Fuente: [8].

Comienza el ciclo en el punto 1, el cilindro se llena de aire, para proceder a expandirse adiabáticamente, llegando al punto p, su temperatura comienza a disminuir desde T_1 y el cilindro entra en contacto con un cuerpo frío con temperatura T_2 . Luego, el aire se expande isotérmicamente hasta el punto n y absorbe calor del cuerpo frío a la temperatura T_2 . Un cuerpo frío es transportado adiabáticamente de aire a aire por una fuerza externa y su temperatura alcanza T_1 . Un cuerpo caliente con temperatura T_1 contacta con el cilindro. Finalmente, el aire se comprime isotérmicamente. Este es el proceso de devolver el calor al cuerpo calentado [8].

2.3.6.5. Coeficiente de desempeño

Se expresa en coeficiente de rendimiento (COP) y se denota por COP *R*. Cuanto mayor sea el factor, menos energía se requiere para producir la misma cantidad de aire frío. La ecuación para un enfriador de absorción se muestra a continuación [16].

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}} \quad \text{Ec. 2}$$

2.3.6.6. Capacidad frigorífica

a. Calor

Una forma de energía que fluye de un objeto o sustancia con alta energía interna a un objeto o sustancia con baja energía interna. Cuando una sustancia absorbe calorías y aumenta su nivel de energía, se denomina 'caloría', y cuando una sustancia libera calorías y su nivel de energía disminuye, se denomina 'enfriamiento' [16].

b. Calor latente

Cuando una sustancia absorbe o cede calor, provoca un cambio de estado. La evaporación o evaporación convierte un líquido en vapor y la condensación convierte un vapor en líquido. Provoca un cambio de estado, un cambio en la entalpía de la sustancia. Es decir, estás calentando, pero no te das cuenta, porque, aunque estés calentando, la temperatura de la masa no sube [16], [4].

$$Q_1 = m \Delta h_1 \quad \text{Ec.3}$$

c. Calor sensible

La cantidad de calor requerida para enfriar o calentar un objeto sin cambiar su estructura y estado molecular es proporcional a una constante que es proporcional a la masa del objeto, la diferencia de temperatura y la presión constante [17], [18].

$$Q_s = m \Delta h = m C_p \Delta T \quad \text{Ec. 4}$$

d. Calor específico

El calor específico de una sustancia es la cantidad de calor que debe suministrarse a una unidad de masa de una sustancia para elevar su temperatura.[4].

$$C_p = \frac{Q_s}{m \Delta T} \quad \text{Ec. 5}$$

2.3.7. Fundamentos de Transferencia de calor por convección natural

La transferencia de calor crea el intercambio de energía que puede ocurrir debido a las diferencias de temperatura entre los cuerpos.[17].

2.3.7.1. Ley del enfriamiento de Newton

La ley de enfriamiento de Newton se expresa de la siguiente manera [18].

$$Q = U * A * (T_s - T_i) \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

U = Coeficiente global de transmisión de calor

A = Área donde se efectúa la transferencia de calor

$T_s - T_i$ = Temperatura superior e inferior

2.3.7.2. Numero de Nusselt

Es un número el cual no cuenta con dimensiones, el cual realiza la medición de la transferencia de temperatura mediante una superficie, en la cual el fluido se transporta mediante convección vs la transferencia de temperatura mediante conducción [18].

$$Nu_L = \frac{\overline{hL}}{k_f} \quad \text{Ec.7}$$

Donde:

L=longitud característica (m)

k_f= conductividad térmica del fluido

h= Coeficiente de transferencia de calor

Para superficies horizontales desde una superficie horizontal

$$Nu_{uL} = \left[0.6 + 0.387 * \frac{Ra_D}{\left(\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{16/9} \right)^{1/6}} \right]^2 \quad \text{Ec. 8}$$

2.3.7.3. Numero de Rayleigh

Dimensión relacionada con la transferencia de calor en líquidos: Cuando el número de Rayleigh está por debajo de cierto valor, la temperatura se transfiere por el proceso de conducción. A pesar de ello, por encima de un valor crítico, se produce transferencia de calor por convección. [18].

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta*(T_s - T_\infty)*L_c^3}{\nu\alpha} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

g = gravedad (m^2/s)

v =viscosidad del fluido

α = difusividad térmica

2.3.8. Materiales termoaislantes

La baja conductividad térmica evita la pérdida o ganancia de calor en algunos dispositivos. El calor siempre fluye uniformemente de caliente a frío, pero cuanto mayor es la diferencia de temperatura, más rápido fluye de caliente a frío. Las principales propiedades de los materiales aislantes son la resistencia térmica (la capacidad de un material para resistir el flujo de calor) y la conductividad térmica (una medida de su capacidad para conducir el calor) [14].

El objetivo principal del aislamiento utilizado en la industria de la refrigeración es mantener la temperatura adecuada dentro de una carcasa o tubería aislada y ahorrar energía con un espesor óptimo y económico. Los materiales de aislamiento más utilizados para cámaras frigoríficas son el corcho, el poliestireno y la espuma de poliuretano.

En el sistema propuesto se utiliza espuma de poliuretano como aislante. Esto se debe a que tiene una baja conductividad térmica, es altamente permeable al vapor de agua en comparación con otros materiales aislantes, es resistente al agua, a los solventes y a los productos químicos, y es un material no inflamable ni explosivo. Además de la disponibilidad en el mercado.

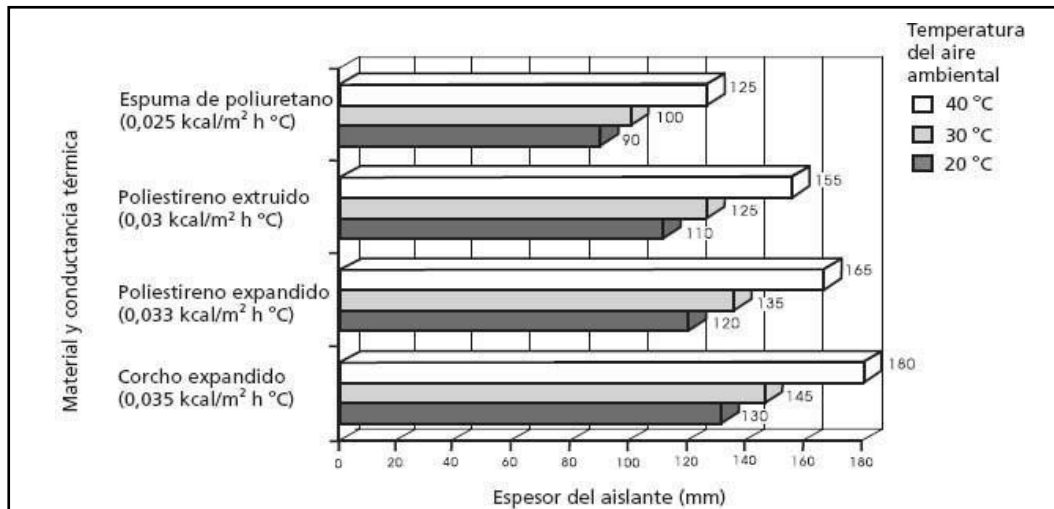


Figura 10. Espesores típicos de aislamiento para cámaras frigoríficas a temperatura ambiente.

Fuente: ASHRAE, 1981.

III. DISEÑO TERMODINÁMICO

3.1. Introducción

La refrigeración por sistema de absorción a utilizar, tiene como solución amoníaco-agua, el sistema está diseñado para 16 horas, la carga de calor en la cámara frigorífica es de 5 kg en vacunas a una temperatura de 5° C, el sistema no cuenta con energía eléctrica.

3.2. Condiciones iniciales

- Aplicación: Vacunas
- Temperatura que se requiere la conservación: 5° C
- Temperatura ambiente: 30 ° C
- Diferencia de temperatura: 25 ° C
- Carga del producto: 5 kg

3.3. Determinación de la carga de refrigeración

La carga térmica, es la energía que se requiere vencer en una determinada área bajo determinadas condiciones de temperatura y humedad. La cantidad de energía a vencer se debe a la transferencia de calor de exterior al interior por conducción y convección.

3.3.1. Carga de transmisión por paredes

Para el determinar la carga por transmisión por paredes, se calcula la carga térmica presente en el esquema de la apariencia de lo que sería la caja de la cámara de refrigeración de 1,00 m de largo, 0,70 m de ancho y 0,70 m de alto.

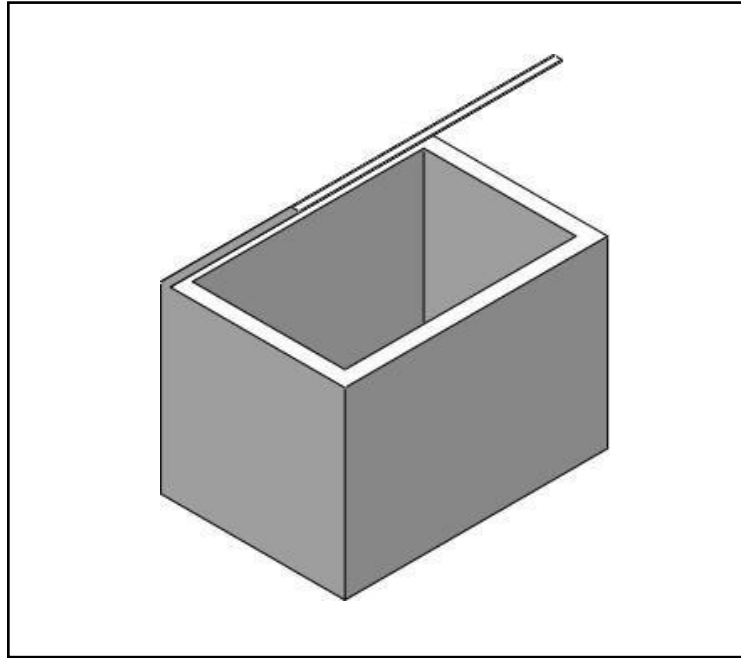


Figura 11. Elaboración propia basada en MINSA.

Fuente: Elaboración propia

Largo (a) = 1,00 m
 Ancho (b) = 0,70 m
 Altura (c) = 0,70 m

$$S = 2 [(a*b) + (b*c) + (a*c)]$$

$$S = 3,78 \text{ m}^2$$

Para determinar el calor transmitido en unidad de tiempo a través de las paredes en el espacio refrigerado, se utilizará la ecuación Ec.7, la cual se describe a continuación:

$$Q = A * U * \Delta T$$

Del anexo 4. El coeficiente de transferencia de calor se mide a una temperatura de 25°C, un espesor de 6 cm y la conductividad térmica de la espuma de poliuretano (interpolando), tenemos:

$$U = 190 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 * \text{dia}}$$

Se reemplaza en la Ec.7 para determinar la transferencia de calor por pared.

$$Q = A * U$$

$$Q = 0,54 \text{ m}^2 * 190 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 * \text{dia}}$$

$$Q = 718,20 \frac{\text{Kcal}}{\text{dia}} \rightarrow 0,84 \frac{\text{kW}}{\text{dia}}$$

3.3.2. Pérdidas por uso

Las pérdidas por uso representan el 15% de la carga de transmisión por pared.

$$Q = 15\% * Q$$

$$Q = 107,73 \frac{\text{Kcal}}{\text{dia}} \rightarrow 0,13 \frac{\text{kW}}{\text{dia}}$$

3.3.3. Carga del producto

Utilizamos la Ec 5 y el calor específico del aire según el anexo6, se tiene

$$C_p = 1,005 \frac{\text{Kj}}{\text{kg} * \text{K}}$$

$$Q = m * c_p * \Delta T$$

$$Q_{pr} = (6 \text{ kg}) * (1,005 \frac{\text{Kj}}{\text{kg} * \text{K}}) * (278, 15^\circ \text{K})$$

$$Q_{pr} = 161397,71 \text{ kJ} = 0,39 \frac{\text{kW}}{\text{dia}}$$

3.3.4. Carga total de refrigeración

$$Q_T = 0,84 \frac{\text{kW}}{\text{dia}} + 0,13 \frac{\text{kW}}{\text{dia}} + 0,39 \frac{\text{kW}}{\text{dia}}$$

$$Q_T = 1,35 \frac{\text{kW}}{\text{dia}}$$

Utilizamos un factor de seguridad del 10 % para tener en cuenta las omisiones mínimas. [19].

$$Q_T = 0,13 \frac{\text{kW}}{\text{dia}}$$

Para un periodo de funcionamiento de la cadena de frio es de 16 hora con la finalidad de tener una reserva en casos de emergencia.

$$Q_T = 1,48 \frac{\text{kW}}{\text{dia}} = 92,73 \frac{\text{W}}{\text{h}}$$

Este resultado determina que el evaporador debe tener una capacidad de 92,73 W Watts o 0,0263673 toneladas de refrigerante (TR) para extracción de carga de calor.

3.4. Análisis del diseño termodinámico

3.4.1. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración

El análisis termodinámico se realiza con ayuda del balance de masa y energía en cada componente que intervienen en el sistema de absorción. Este estudio tiene como resultado la obtención de datos importantes como propiedades termo-físicas y de esta manera determinar las dimensiones de los componentes y el COP global del sistema.

Para realizar este balance se condiciona el volumen de control y se asume: Cambios en energía cinética y potencial despreciable, estado estable, flujo estable en los diferentes componentes del sistema y conductos. De esta manera el proceso global del ciclo es el siguiente:

$$Q_{\text{evp}} + Q_{\text{gen}} + Q_{\text{con}} + Q_{\text{abs}} + Q_{\text{rec}} = 0 \quad \text{Ec. 10}$$

Dónde:

Q_{evp} = Calor absorbido en la evaporación.

Q_{gen} = Calor suministrado al sistema en el generador.

Q_{con} = Calor cedido al condensador.

Q_{abs} = Calor cedido al absorbedor.

3.4.2. Análisis termodinámico de cada componente

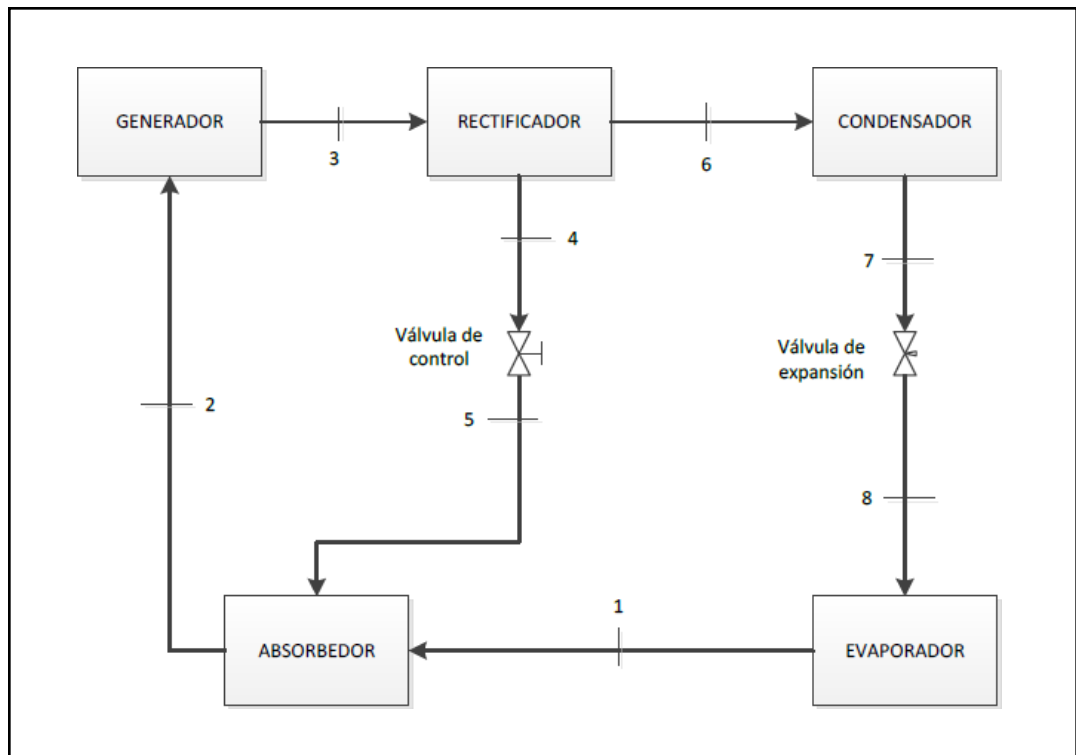
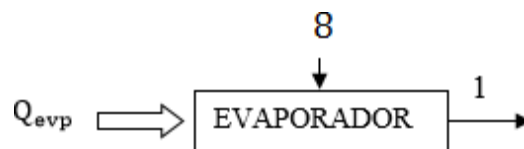


Figura 12. Diseño del sistema de refrigeración por absorción

Fuente: [20]

3.4.2.1. Evaporador

Al salir el refrigerante de la válvula de estrangulación pasa al evaporador, en este componente se produce el cambio de fase a vapor saturado. El flujo de calor requerido para este cambio de estado es la capacidad frigorífica del sistema [11].

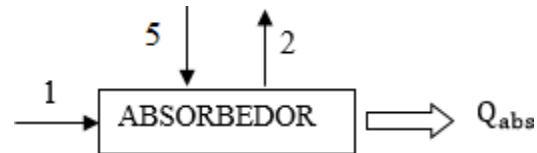


$$Q_{evp} = m_1(h_1 - h_8)$$

Ec. 11

3.4.2.2. Absorbedor

En este dispositivo se asocia la solución débil de refrigerante proveniente del generador con el vapor resultante que sale del evaporador para formar una solución con mayor concentración en amoníaco. En este proceso se rechaza calor al medio de enfriamiento o sumidero, entonces, la solución es una mezcla fuerte de absorbente con respecto al refrigerante [11].

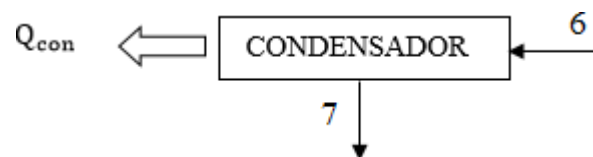


$$m_1 + m_5 = m_2 \quad \text{Ec.12}$$

$$m_1x_1 + m_5x_5 = m_2x_2 \quad \text{Ec.13}$$

3.4.2.3. Condensador

En este dispositivo, a presión y temperatura constantes, se produce un cambio de fase desde el rectificador, se transfiere calor al medio, resultando en transferencia de calor y finalmente se convierte en líquido saturado [6], [11].

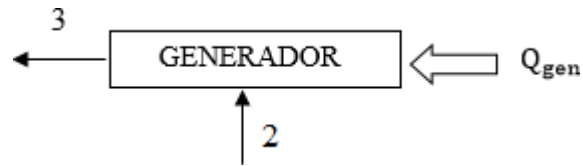


$$m_6 = m_7 \quad \text{Ec. 14}$$

3.4.2.4. Generador

Una fuente caliente suministra calor al generador, aumentando la temperatura y la presión de la mezcla binaria.

Dado que el amoníaco es más volátil que el agua, la concentración de amoníaco a la salida del generador será cercana a 1 y se enviará al condensador. [6].



$$m_2 = m_3$$

Ec. 15

3.4.2.5. Rectificador

Consiste en enfriar el vapor que sale del generador, en el rectificador se separa el agua por condensación en contacto con el tanque en el que circula el refrigerante.



$$m_3 + m_6 = m_4$$

Ec. 16

3.4.2.6. Válvula de regulación

Válvula de regulación o control su función es regular la presión de entrada de la solución fuerte al absorbedor.

3.4.2.7. Válvula de expansión

Sirve para bajar la presión del líquido y se considera un proceso adiabático e isentálpico. En la entrada de la válvula, el fluido entra en un estado sub-enfriado, pero las condiciones de salida para un fluido bifásico o sub-enfriado dependen de la presión. [6].

3.5. Cálculos del diseño termodinámico

Los diagramas de presión de vapor, temperatura y concentración se pueden utilizar para calcular las propiedades termodinámicas de mezclas binarias de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Una desventaja de analizar sistemas de absorción con este diagrama es que las curvas de saturación se dan a presiones y temperaturas comunes. De igual forma, estas figuras utilizan métodos gráficos para determinar valores de propiedades termodinámicas, dando como resultado valores inexactos o erróneos. Por lo tanto, se deben utilizar herramientas eficientes para calcular estas propiedades.

Para ello se utiliza el software EES (Engineering Equation Solver). Es una herramienta de programación útil que permite a los usuarios acceder a las propiedades termodinámicas de varias sustancias (incluidas las mezclas de amoníaco y agua) de forma más rápida y precisa. El programa también proporciona opciones para calcular sistemas de ecuaciones diferenciales, lineales y no lineales. Por lo tanto, se justifica la implementación de su programa EES en este trabajo. Antes de comenzar el análisis de energía, es importante tener en cuenta que el programa EES proporciona un código para determinar las propiedades restantes.

CALL NH3H2O (Code, In1, In2, In3: T, P, x, h, s, u, v, q)

Los cuatro parámetros de la derecha son entradas al proceso que calcula las ocho variables restantes a la izquierda de los dos puntos. Los datos se ingresan en SI $T = [\text{K}]$, $P = [\text{bar}]$, $h = [\text{kJ/kg}]$, $s = [\text{kJ/kg-K}]$, $u = [\text{kJ/kg}]$ y $v = [\text{m}^3/\text{kg}]$. La fracción de masa "x" de amoníaco debe estar entre 0 y 1 y se supone que la calidad es $Q_u = 0$ para líquidos y $Q_u = 1$ para vapores.

A continuación, analizamos cada uno de los componentes del lazo, describimos brevemente su funcionamiento y también describimos el procedimiento para obtener los estados termodinámicos correspondientes a las entradas y salidas de cada dispositivo.

3.5.1. Cálculos de flujos másicos

Se determina un caudal másico aún desconocido. Es el balance de masa, energía y concentración de los componentes del ciclo termodinámico del evaporador.

- Cálculo del flujo másico a la entrada del evaporador

$$Q_{EVP} = m_1(h_1 - h_8)$$

$$m_1 = \frac{Q_{evp}}{h_1 - h_8}$$

- Balance de masas en el absorbedor

$$m_e = m_s$$

$$m_1 + m_5 = m_2$$

$$m_5 = m_2 - m_1$$

- Balances de masas - concentración en el absorbedor

$$m_1x_1 + m_5x_5 = m_2x_2$$

Sustituyendo m_5

$$m_1x_1 + (m_2 - m_1)x_5 = m_2x_2$$

$$m_2 = \frac{m_1x_1 - m_1x_5}{x_2 - x_5}$$

Luego encontramos m_6

$$m_5 = m_2 - m_1$$

- Balance en el generador

$$m_e = m_s$$

$$m_2 = m_3$$

- Balance en el rectificador

$$m_e = m_s$$

$$m_3 + m_6 = m_4$$

- Balances de masas en el condensador

$$m_e = m_s$$

$$m_6 = m_7$$

3.5.2. Cálculos de los calores rechazados y absorbidos

- Calor absorbido en el evaporador

$$m_e h_s = m_s h_s$$

$$m_8 h_8 + Q_{\text{evp}} = m_1 h_1$$

$$Q_{\text{evp}} = m_1 h_1 - m_8 h_8$$

Donde $m_8 = m_1$

$$Q_{\text{evp}} = m_1 (h_1 - h_{10})$$

$$Q_{\text{evp}} = 92,73 \text{ W}$$

- Calor rechazado en el absorbedor

$$m_e h_s = m_s h_s$$

$$m_1h_1 + m_5h_5 = m_2h_2 + Q_{ABS}$$

$$Q_{ABS} = m_1h_1 + m_5h_5 - m_2h_2$$

$$Q_{ABS} = 24.28 \text{ W}$$

- Calor absorbido en el generador

$$m_e h_s = m_s h_s$$

$$m_2 h_2 + Q_{GE} = m_3 h_3$$

$$Q_{GEN} = m_3 h_3 - m_2 h_2$$

$$Q_{GEN} = 216.9 \text{ W}$$

- Calor rechazado en el rectificador

$$m_e h_e = m_s h_s$$

$$m_3 h_3 = m_6 h_6 + m_4 h_4 + Q_{REC}$$

$$Q_{REC} = m_3 h_3 - m_6 h_6 - m_4 h_4$$

$$Q_{REC} = 199 \text{ W}$$

- Calor rechazado en el condensador

$$m_e h_e = m_s h_s$$

$$m_6 h_6 = m_7 h_7 + Q_{CON}$$

$$Q_{CON} = m_6 h_6 - m_7 h_7$$

Donde:

$$m_6 = m_7$$

$$Q_{CON} = m_7(h_6 - h_7)$$

$$Q_{CON} = 86,28 \text{ W}$$

Unit Settings: SI K bar kJ mass deg				
$\varepsilon_{ic} = 0.9$	$P_6 = 11.67$	$Q_2 = 0$	$Q_4 = 0$	$Q_6 = 1$
$Q_{abs} = 24.28$	$Q_{cond} = 86.28$	$Q_{evap} = 92.73$	$Q_{gen} = 216.9$	$Q_{rec} = 199$
$T_{abs} = 298.2$	$T_{cond} = 303.2$	$T_{evap} = 278.2$	$T_{gen} = 368.2$	$x_6 = 0.995$

Figura 13. Resultado de programa EES

Realizamos el balance energético de todo el sistema y aplicamos la primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado. Ec.1

Despreciando las variaciones de energía cinética, potencial y gravitatoria, de esta manera queda el balance energético del todo el sistema

$$Q_{EVP} + Q_{GEN} = Q_{CON} + Q_{ABS} + Q_{REC} \quad \text{Ec. 19}$$

Se calcula el coeficiente de rendimiento del sistema, que se define como la capacidad de refrigeración para la potencia de entrada generada. Entonces obtenemos el COP teórico.

$$COP = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = 0,43 \quad \text{Ec. 20}$$

Tabla 6. Estado termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con programa EES

Main									
Sort	1 h_i	2 m_i	3 P_i	4 Q_i	5 s_i	6 T_i	7 u_i	8 v_i	9 x_i
[1]	1461	0.08283	5.16	1	5.534	278.2	1336	0.2417	0.995
[2]	842.2	0.2634	11.67	-	3.168	298.2	783.4	0.05854	0.45
[3]	1665	0.2634	11.67	1	5.801	368.2	1496	0.1453	0.93
[4]	692.7	0.1806	11.67	-	2.554	333.4	663.3	0.01117	0.2
[5]	692.7	0.1806	5.16	-	2.19	298.2	573.2	0.001773	0.2
[6]	1383	0.08283	11.67	1	4.567	333.4	1235	0.1274	0.995
[7]	341.6	0.08283	11.67	0	1.488	303.2	339.7	0.00168	0
[8]	341.6	0.08283	5.16	-	1.509	278.2	328.9	0.02458	0.0953

Fuente: Elaboración propia.

IV. DISEÑO MECÁNICO

4.1. Diseño del evaporador

En este elemento se produce el frío en una instalación frigorífica que asegura la transmisión del flujo calorífico del medio que se enfría hacia el fluido refrigerante. Tiene por finalidad la evaporación del fluido refrigerante en el interior del evaporador.

Este componente es del tipo bobina y está construido en acero AISI 304, material utilizado en proyectos que involucran amoníaco. Dado que se trata de amoníaco, también es económico y eficiente. En este tipo de evaporador, el refrigerante se mueve a través de la batería y utiliza la convección natural para intercambiar calor con el fluido a enfriar (aire).

a. Diagrama térmico

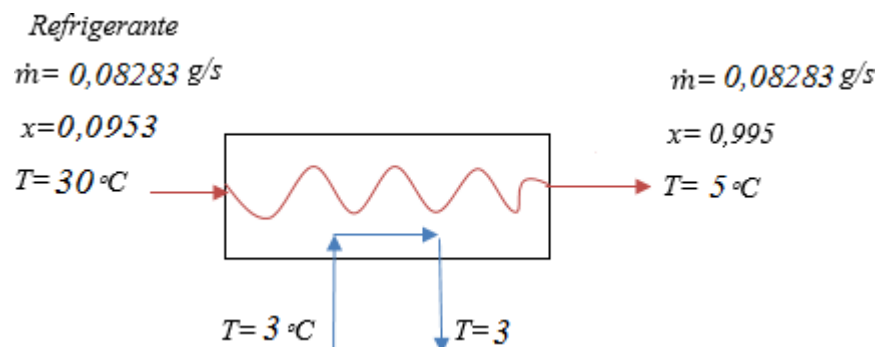


Figura 14. Diagrama termodinámico del evaporador.

Fuente: Elaboración propia

Siguiendo los diseños ya utilizados en refrigeración, el evaporador utiliza un tubo de acero inoxidable de 1 pulgada con estándar de calidad AISI 304 con las siguientes características:

- $d_n = 1''$
- $d_e = 33,40 \text{ mm}$
- $d_i = 31,75 \text{ mm}$
- $e = 1,65 \text{ mm}$

b. Cálculo de la temperatura media logarítmica

Es la diferencia de temperatura promedio entre los dos fluidos lo que relaciona las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor.

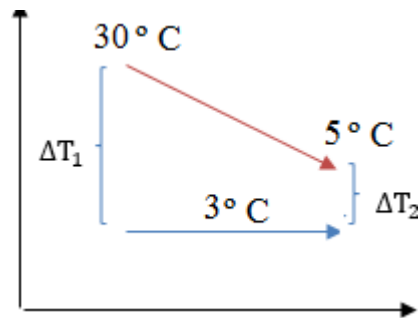


Figura 15. Diagrama de temperatura de contra corriente en el evaporador.

Fuente: Elaboración propia

De la gráfica anterior se deduce la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{Ec.21}$$

Donde:

- ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica
- ΔT_1 = Diferencia de entrada
- ΔT_2 = Diferencia de salida

Reemplazando en la Ec.21, se tiene:

$$\Delta T_{ml} = 9,61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del fluido están determinadas por la temperatura de la película ya que la transferencia de calor ocurre por convección natural. Se define como la temperatura del líquido libre y la temperatura de la superficie de contacto. Por lo tanto, la temperatura de la película es:

$$T_f = \frac{T_{amb} + T_{sup}}{2}$$

$$T_f = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donde:

- T_{amb} = Temperatura ambiente
- T_{sup} = Temperatura de la superficie

Las propiedades del fluido del aire son tomadas del Anexo 5 a la temperatura de película T_f he interpolando se tiene.

- $\nu = 1,49 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
- $Pr = 0,7316$
- $K = 0,0249 \text{ W/mK}$
- $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- $\beta = 0,0034 \text{ K}^{-1}$

Para hallar el coeficiente de trasmisión de calor, se utiliza la Ec.10 que rige la transferencia por convección natural. A continuación, se calcula el número de $R_{aD} < 10^{12}$ de acuerdo con anexo 9.

$$R_{aD} = \frac{g\beta(T_{amb} - T_{pared})D^3Pr}{\nu}$$

$$R_{aD} = 103\,241,99$$

Remplazando R_{aD} en la Ec.9 se determina el número de Nusselt.

$$N_{ul} = \left[0,6 + \left[\frac{0,387 R_{aD}^{\frac{1}{6}}}{1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{16}} \right]^2 \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$N_{ul} = 8,42$$

En este punto, el coeficiente de transferencia de calor por convección (h_e) se determina mediante la fórmula:

$$h_e = \frac{k * N_u}{D} \quad \text{Ec. 23}$$

$$h_e = 6,29 \frac{W}{m^2K}$$

Mediante la capacidad frigorífica, se establece el área de transferencia de calor.

$$Q_{evp} = h_e A_s \Delta T_m \quad \text{Ec. 24}$$

$$A_s = 1,53 \text{ m}^2$$

Una vez que se ha determinado el área, se calcula la longitud de bobina necesaria para la transferencia de calor en la cámara frigorífica.

$$L = \frac{A_s}{\pi * D_e}$$

$$L = 14,63 \text{ m}$$

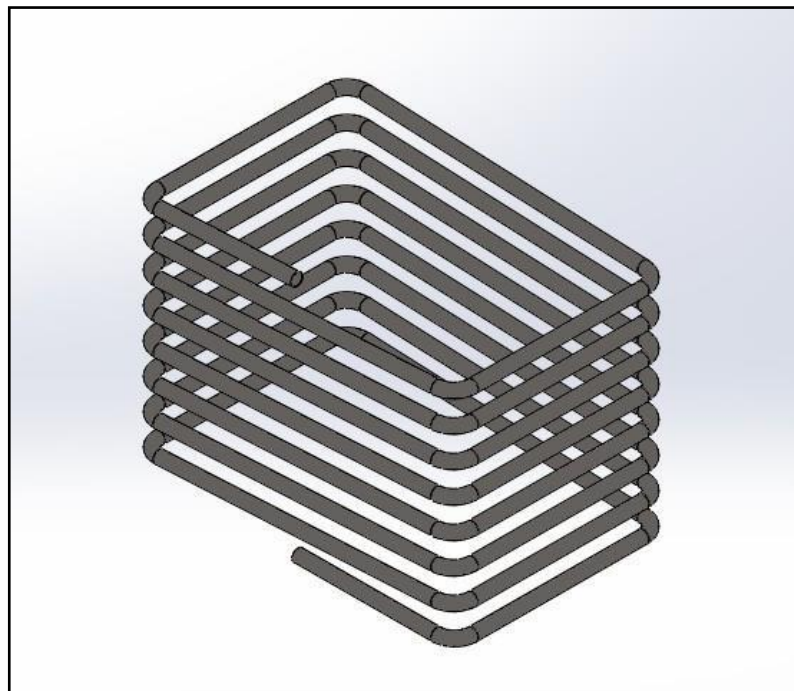


Figura 16. Serpentín de evaporador

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7. Características del Evaporador.

EVAPORADOR	
Condiciones	
Presión	5,16 bar
temperatura de entrada al evaporador	30 °C
temperatura de salida al evaporador	5 °C
calor absorbido	92,73 W
Dimensiones	
Longitud del serpentín	14,5 m
Calidad de acero	AISI 304
Material	Acero Inoxidable
Tubería	1 in
Diámetro exterior	33,40 mm
Diámetro interior	26,64 mm
Área requerida	1,53 m ²
Numero de vueltas	8 vueltas

Fuente: Elaboración propia.

4.2. Diseño del condensador

Es el encargado de realizar la función de enfriar amoníaco en forma de vapor el cual se proviene del generador, transfiriendo calor al ambiente circundante y cambiando su estado de vapor saturado a líquido saturado. El condensador tendrá un diseño de serpentín con aletas.

a. Diagrama térmico

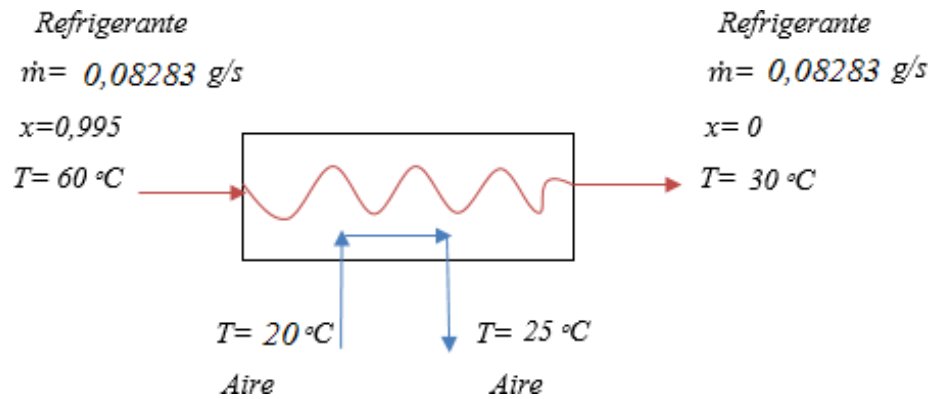


Figura 17. Diagrama termodinámico del condensador.

Fuente: Elaboración propia

Para el diseño del condensador se utiliza tubería de acero de 1" con norma de calidad ASTM 304 material acero inoxidable cuyas propiedades se muestran a continuación.

- $d_n = 1"$
- $d_e = 33,40\text{ mm}$
- $d_i = 31,75\text{ mm}$
- $e = 1,65\text{ mm}$

b. Cálculo de la temperatura media logarítmica

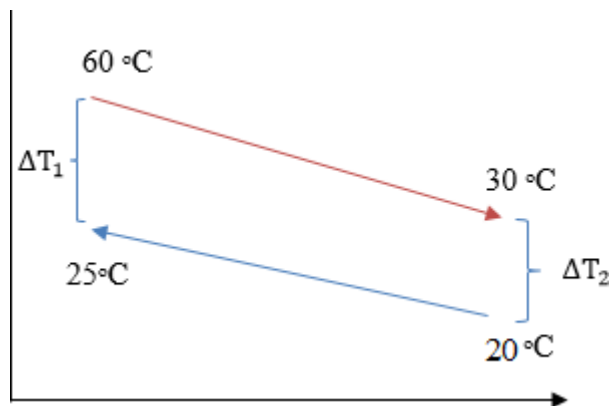


Figura 18. Diagrama de temperaturas de flujo de contra corriente en el condensador.

Fuente. Elaboración propia.

La figura anterior muestra la diferencia de temperatura a contracorriente en el capacitor, que también se deriva de la ecuación 22 y se promedia logarítmicamente.

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

$$\Delta T_m = 15,42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como se mencionó anteriormente, la temperatura de la película se usa para determinar las propiedades del fluido a medida que cambia la temperatura. Suponga que la temperatura ambiente o del líquido libre es de 25 °C y la temperatura de la superficie de contacto es de 30 °C. La temperatura de la película del condensador Ec.23 está determinada por estos parámetros.

$$T_f = \frac{T_{\text{amb}} + T_{\text{sup}}}{2}$$

$$T_f = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las características del flujo de aire en el Anexo 6 se determinan registrando la temperatura de la película a 25°C e interpolando.

- $\nu = 1,608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- $Pr = 0,7289$
- $K = 0,0257 \text{ W/mK}$
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
- $\beta = 0,0033 \text{ K}^{-1}$

La ecuación 10 se utiliza para determinar el coeficiente de transferencia de calor que gobierna el intercambio por convección natural. Luego calcule las cifras para $R_{aD} < 10^{12}$ de acuerdo con las condiciones del anexo 8.

$$R_{aD} = \frac{g\beta(T_{\text{pared}} - T_{\text{amb}})D^3Pr}{\nu}$$

$$R_{aD} = 146\,715,13$$

Reemplazando R_{aD} en la Ec.9, tenemos el número de Nusselt.

$$N_{ul} = \left[0,6 + 0,387 \left[\frac{R_{aD}}{0,559 \frac{9}{16}} \right]^{\frac{1}{6}} \right]^2 \left[1 + \left(\frac{Pr}{16} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$N_{ul} = 9,24$$

Así mismo se determina el coeficiente de transmisión de calor por convección (h_e) utilizando la Ec.23. De esta manera, se tiene:

$$h_e = \frac{k * N_u}{D}$$

$$h_e = 7,06 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

La superficie de transferencia de calor según la Ecuación 24 está determinada por la capacidad de refrigeración.

$$Q_{\text{cond}} = h_e A_s \Delta T_m$$

$$A_s = 0,75 \text{ m}^2$$

Por lo tanto, se calcula la longitud de bobina necesaria para la disipación de calor.

$$L = \frac{A_s}{\pi * D}$$

$$L = 7,56 \text{ m}$$

Se considera en el condensador un arreglo de aletas circulares para mayor transferencia de calor, las cuales están unidas de forma perpendicular al serpentín, y así extraer calor del espacio refrigerado. Para ello, se utiliza la siguiente ecuación, en ella se determina el número de aletas necesario para conseguir dicha transferencia. Todo el calculado realizado esta bajo las ecuaciones del libro de transferencia de calor y masa (Cengel Yunus) para convección natural [17]

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{base sin aletas}} + N * Q_{\text{real aletas}} \quad \text{Ec. 25}$$

Para ello, primero se determina el área de tubería sin aletas, teniendo en cuenta un diámetro de 50mm y un espesor de placa de 1,4 mm. Utilizando las ecuaciones del libro tenemos:

$$A_{\text{sin aletas}} = 2 * \pi * r_1 * L \quad \text{Ec.26}$$

Donde:

r_1 = Radio interior

L = Longitud de la tubería

$$A_{\text{sin aletas}} = 0,793 \text{ m}^2$$

De manera similar, el área sin nervaduras se define distinguiendo los radios interior y exterior de las nervaduras circulares.

$$A_{\text{aletas}} = 2\pi * \left(r_2^2 - r_1^2 \right) + 2\pi * r_2 * t \quad \text{Ec.27}$$

$$A_{\text{aletas}} = 0,00241\text{m}^2$$

Por consiguiente, se realiza el cálculo de carga térmica con aletas, tomando como referencia la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{aletas,ideal}} = h_e * A_{\text{aletas}} * (T_{\text{pared}} + T_a) \quad \text{Ec.28}$$

$$Q_{\text{aletas,ideal}} = 0,51 \text{ W}$$

Utilizando la siguiente ecuación se halla la efectividad de las aletas para correspondientemente ir al Anexo. Y determinar la eficiencia de las aletas circulares

$$\varepsilon = [(r_2^2 - r_1^2) + \frac{t}{2}] * \sqrt{\frac{h_e}{k_{\text{aletas}} * t}} \quad \text{Ec.29}$$

Donde:

k_{aletas} = conductividad térmica del material.

h_e = Coeficiente de transferencia de calor

t = Espesor de la aleta

$$\varepsilon = 0,08$$

utilizando el anexo. Se tiene la evidencia de la aleta.

$$\eta_{\text{aleta}} = 0,91$$

El calor real de la aleta se define con la siguiente ecuación

$$Q_{\text{real}} = \eta_{\text{aleta}} * Q_{\text{aletas,idea}} \quad \text{Ec.30}$$

$$Q_{\text{real}} = 0,495 \text{ W}$$

El área de la tubería sin aleta, está representada por la siguiente ecuación, la cual tiene como resultado la dependencia de la variable correspondiente al número de aletas:

$$A_{\text{base sin aleta}} = 2\pi * (L - Nt) * r_1 \quad \text{Ec.31}$$

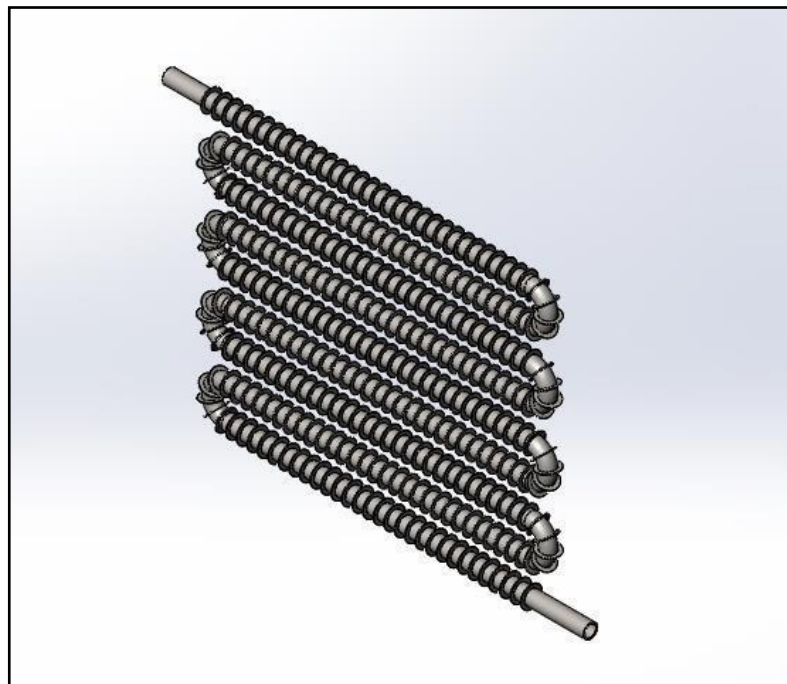
Se define la carga térmica base a vencer, que tiene la siguiente descripción:

$$Q_{\text{base sin aleta}} = h * A_{\text{base sin aleta}} * (T_{\text{pared}} + T_a) \quad \text{Ec.32}$$

Por último, se determina el número de aletas circulares que recorrerán la superficie del condensador, utilizando la ecuación E.26.

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{base sin aletas}} + N * Q_{\text{real aletass}} \quad \text{Ec.33}$$

$$N = 301.55 \approx 302 \text{ aletas}$$



Fuente: Elaboración propia.

Tabla 8. Características del Condensador.

CONDENSADOR	
Condiciones de Tubería	
Presión	5,16 bar
temperatura de entrada al condensador	60 °C
temperatura de salida del condensador	30 °C
calor absorbido	86,28 W
Dimensiones	
Longitud del serpentín	7,56 m
Calidad de material	304
Material	Acero inoxidable
Tubería	1 in
Diámetro exterior	33,40 mm
Diámetro interior	26,64 mm
Condiciones de Aleta	
Calidad de acero	Acero inoxidable
Numero de aletas	302
Numero de vueltas	9
Distancia entre aletas	20 mm

Fuente: Elaboración propia.

4.3. Diseño del generador

Un generador es una parte importante del sistema. Esto agrega vapor a la solución acuosa de amoníaco para permitir que se vaporice y circule a través del sistema a la presión y temperatura requeridas. Tiene una entrada con una cantidad constante de amoníaco acuoso y una línea donde la solución rica en refrigerante va directamente al condensador. La siguiente figura muestra las propiedades termodinámicas a la entrada y salida del generador.

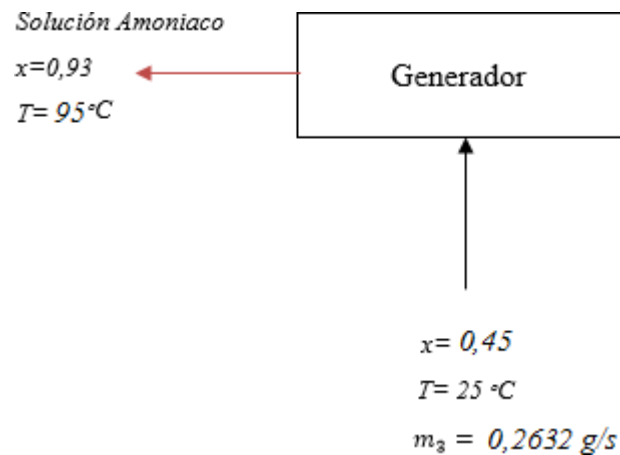


Figura 19. Diagrama termodinámico del generador.
 Fuente: Elaboración propia

El caudal másico en la entrada del generador se determina utilizando un balance de energía predefinido y la temperatura de entrada proporciona el volumen específico de solución.

$$M_c = 0,2632 \frac{\text{gr}}{\text{s}} = 0,94752 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Del Anexo 2, se halla un volumen específico para permitir el funcionamiento correcto del generador. En la tabla de mezcla de agua y amoníaco, ingrese la concentración y la temperatura a la que se encontró la mezcla. De esta manera es posible obtener los valores siguientes:

$$V_{\text{sol}} = 1,19 \frac{\text{l}}{\text{kg}}$$

$$V_{\text{sol}} = 0,00119 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Se multiplica por la masa, en cantidad, entrada del generador a este volumen específico y, según la patente (Tapia, 2008), por cuatro horas en las que es generado el vapor de amoniaco, obteniendo así el volumen que debe tener el generador.

$$V_T = V_{sol} * m$$

$$V_T = 0,0045 \text{ m}^3$$

Considerando el volumen anterior, suponemos un diámetro interior de 118,8 mm y un diámetro exterior de 120 mm [1]. Se selecciona una placa de acero inoxidable de grado 304 de 1,2 mm de espesor como material estructural. El tamaño del tanque se determina usando la fórmula:

$$V = \frac{\pi * D_i^2 * L}{4}$$

Donde:

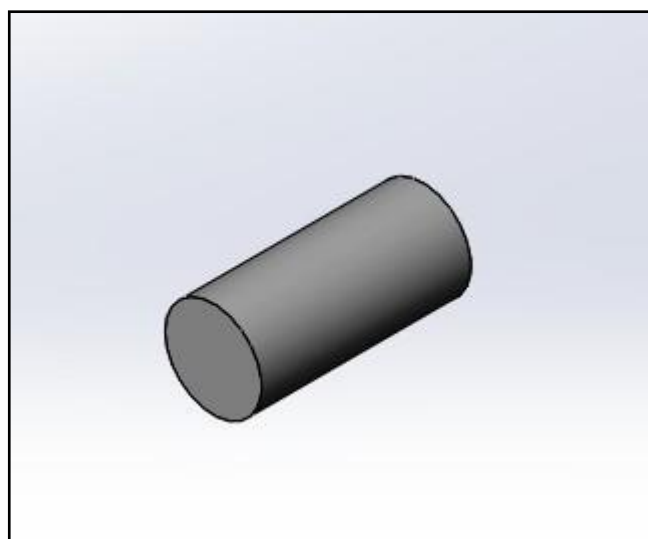
$$D_e = 150 \text{ mm}$$

$$D_i = 148,8 \text{ mm}$$

$$e = 1,2 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene:

$$L = 25,88 \text{ cm}$$



Fuente: Elaboración propia

4.4. Diseño del absorbedor

El absorbedor sirve para absorber la solución diluida del generador y la solución a la salida del evaporador. Se cree que este componente cilíndrico debería almacenar toda la solución del generador como evaporador y condensador.

Las dimensiones de este componente utilizan el diámetro interior y la longitud del tubo. Así se representa el volumen de la solución parcial.

- Volumen del condensador ($V_{con} = 0,0042 \text{ m}^3$)
- Volumen del generador ($V_{gen} = 0,0045 \text{ m}^3$)
- Volumen del evaporador ($V_{evp} = 0,0082 \text{ m}^3$)

$$V_{abs} = 0,0167 \text{ m}^3$$

La sumatoria del volumen en cada componente nos da una idea de volumen de la mezcla que necesitara la máquina de absorción. Teniendo así, un volumen de $0,0149 \text{ m}^3$ y asumiendo para el interior un diámetro de 198,5 mm y exterior de 200 mm [1]. El material de construcción es chapa de acero inoxidable 304 normal con un espesor de 1,2 mm. El tamaño del tanque se determina usando la fórmula:

$$V = \frac{\pi * D_i^2 * L}{4}$$

Donde:

$$D_e = 200 \text{ mm}$$

$$D_i = 198,5 \text{ mm}$$

$$e = 1,2 \text{ mm}$$

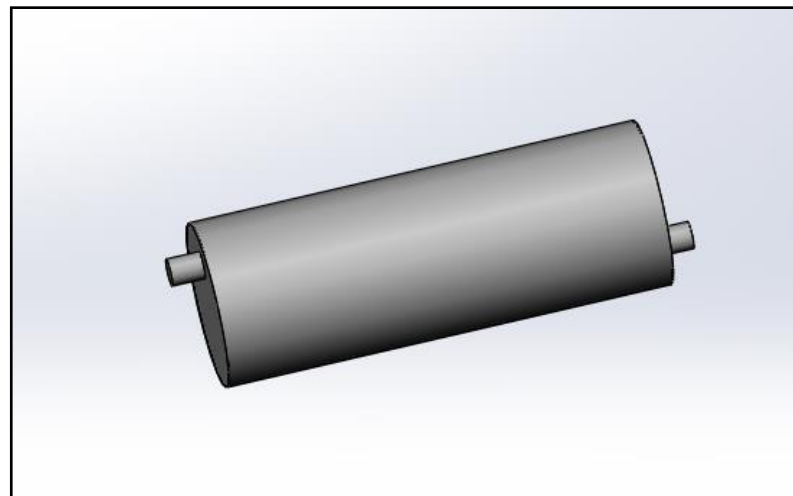
Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene:

$$L = 54,5 \text{ cm}$$

Tabla 9. Características del absorbedor.

ABSORBEDOR	
Condiciones	
Presión	5 bar
temperatura de salida	25 °C
Temperatura de entrada del int. calor	30°C
temperatura de salida al evaporador	4 °C
calor rechazado	132 W
Material	Acero Inoxidable
Longitud	0,528 m
Diámetro exterior	0,2 m
Diámetro interior	0.1985 m

Fuente: Elaboración propia



Fuente: Elaboración propia

4.5. Rectificador

El rectificador se encarga de enfriar el vapor que sale del generador. Para ello se propone un recipiente cilíndrico, que consta de conductos de entrada y salida y está conectado a un absorbedor.

La cantidad de solución rica en amoníaco en el rectificador está determinada por el flujo volumétrico que sale del generador. Se especifica un tiempo mínimo de evaporación de 1 h según [20], según se determina en la sección 4.3.

$$V_{\text{sol}} = 0,231 \text{ m}^3$$

Considerando un volumen de 0.293 m³, determine la longitud de la placa suponiendo un diámetro externo de 80 mm. Como material estructural se elige una chapa normal de acero inoxidable calidad AISI 304 con un espesor de 1,2 mm. Los tamaños de los tanques se determinan usando la fórmula:

$$V = \frac{\pi * D_i^2 * L}{4}$$

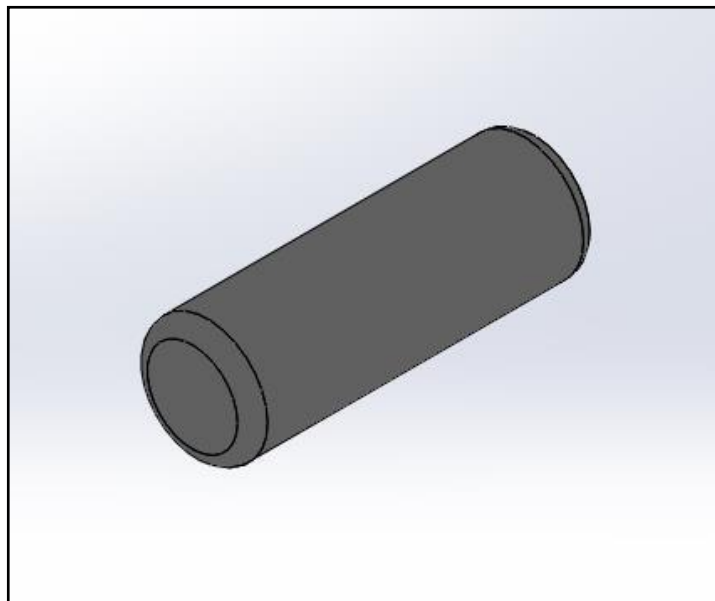
$$D_e = 80 \text{ mm}$$

$$D_i = 78,8 \text{ mm}$$

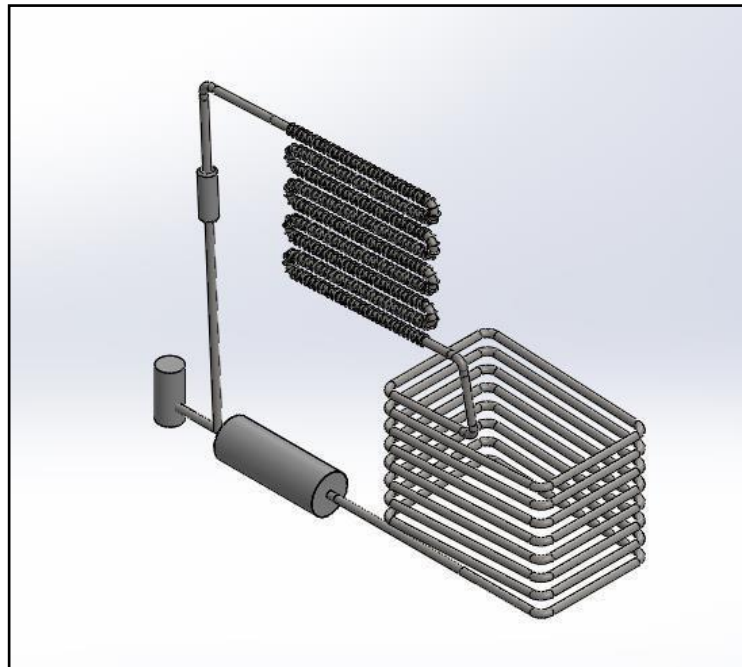
$$e = 1,2 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene:

$$L = 23,07 \text{ cm}$$



Fuente: Elaboración propia



Fuente: Elaboración propia

4.6. Cálculo de las masas requeridas para el sistema de refrigeración

Para determinar la masa tanto de amoníaco como agua es necesario utilizar la Ec.31. Teniendo en cuenta que del volumen de la solución 16,86 L en el absorbedor debe ocupar un 50% del volumen total, de esta manera se establece la masa de agua 8,43 L en el sistema [1].

$$x = \frac{m_{\text{NH}_3}}{m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{NH}_3}} \quad \text{Ec.34}$$

Despejando $m_{\text{H}_2\text{O}}$ se tiene:

$$m_{\text{NH}_3} = \frac{x - m_{\text{H}_2\text{O}}}{1 - x}$$

$$m_{\text{NH}_3} = \frac{(0,45)(8,43)}{1 - 0,45}$$

$$m_{\text{NH}_3} = 6,89 \text{ kg}$$

Donde:

- x = Concentración de la mezcla amoniaco-agua
- m_{H_2O} = Masa de agua
- m_{NH_3} = masa de amoniaco

De modo que por cada 8,43 L de agua se requiere 6,89 kg de amoniaco para el correcto funcionamiento del sistema.

4.7. Válvula de expansión

Controla el flujo de refrigerante líquido que ingresa al evaporador de alta presión. La presión, la temperatura, el material y el tamaño nominal se tienen en cuenta al seleccionar este dispositivo. Se determinó una válvula de aguja con una temperatura máxima de 250 °C a aproximadamente 200 bar en base a los parámetros de presión, temperatura, diámetro de la boquilla y material.

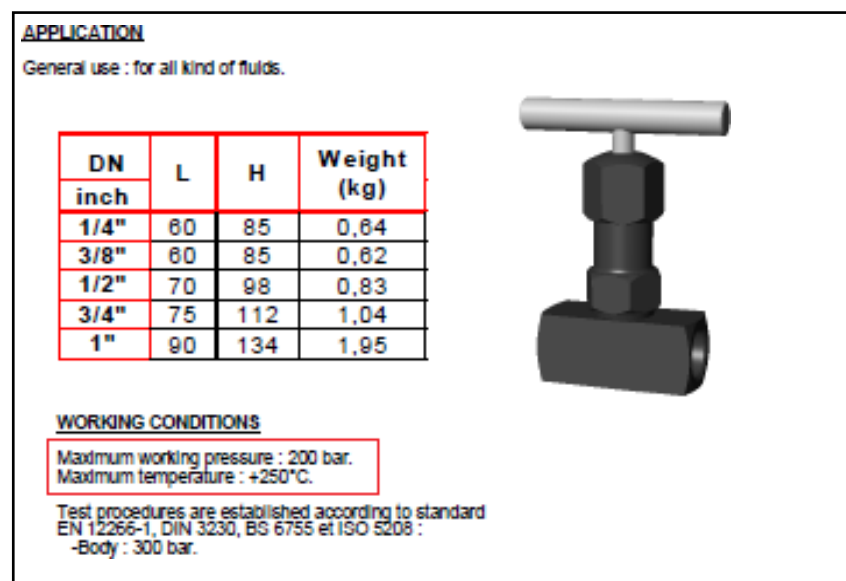


Figura 20. Válvula de expansión.

4.8. Válvula de control

Válvula de bola de acero inoxidable A-304 utilizada para controlar el flujo de refrigerante en el sistema. Dada por las siguientes propiedades:

- Cubierta maneta: Plástico
- Maneta: A-303
- Tuerca preñse: A-303
- Tuerca: A-303
- Arandela: A-303
- Prensaestopas: PTFE
- Arandela: PTFE
- Junta: PTFE
- Tapa: CF8 (A-316)
- Cuerpo: CF8 (A-316)
- Asiento bola: RPTFE
- Bola: CF8 (A-316)
- Eje: A-316



Figura 21. Válvula de control

V. ANÁLISIS DE LA FUENTE DE CALOR

Un colector solar o módulo fotovoltaico se considera fuente de calor para un generador, por lo que se deben considerar las siguientes condiciones:

- La eficiencia de un colector solar es del 50% frente al 15% de eficiencia de un módulo solar.
- La temperatura que se encuentra en colector solar, específicamente a en su salida, es aproximadamente del 50%. Indicando que es necesario un colector conectado en serie o se requiere otra fuente de calor adicional.
- Por otro lado, los paneles fotovoltaicos generan energía eléctrica que puede ser consumida directamente o almacenada en baterías. De este modo, si se le añade una resistencia eléctrica se logrará la temperatura deseada en el sistema.
- Los costos de inversión para la compra de un colector solar son más altos que para los módulos fotovoltaicos ya instalados.

Con las condiciones anteriormente mencionada se dispone elegir como fuente de calor un panel fotovoltaico, debido a que cuenta con los requerimientos del sistema. Después de ello, se procede a la selección del panel fotovoltaico bajo las condiciones de voltaje, potencia y tamaño del mismo. Teniendo en cuenta la potencia generada en el evaporador, con la cual se diseña el sistema.

5.1. Cálculos de componentes del panel fotovoltaico

5.1.1. Panel Fotovoltaico y Batería

Se determina el consumo de energía requerida en el sistema de absorción. Para ello, se utiliza el coeficiente de desempeño para un sistema de refrigeración en relación con la carga de diseño. Empleando la siguiente fórmula se obtiene el consumo de energía.

$$E_T = \frac{Q_r}{(1 - K_v)} \quad \text{Ec.35}$$

$$E_T = 97,61 \text{ W/h}$$

Se consideran pérdidas en los equipos, por lo cual se determina el factor de rendimiento global para la instalación.

$$R = (1 - K_B - K_C - K_v) \left(1 - \frac{K_A * N}{P_d}\right) \quad \text{Ec.33}$$

Donde:

K_A = coeficiente de pérdidas por autodescarga diaria de las baterías

K_B = coeficiente de pérdidas por rendimiento de baterías, en relación a la energía absorbida procedente de los paneles, que la batería no devuelve.

K_C = coeficiente de pérdidas por rendimiento del inversor

K_v = coeficiente de pérdidas varias

N = número de días de la autonomía de la instalación

P_d = profundidad de descarga de la batería

$$R = (1 - 0,05 - 0,05 - 0,005) \left(1 - \frac{0,005 * 2}{0,55}\right)$$

$$R = 0,878$$

Con la relación a la ecuación anterior se determina la energía que se debe suministrar a la batería. Con la siguiente ecuación.

$$E = \frac{E_T}{R} = Wh \quad \text{Ec.34}$$

$$E = 111,081 \text{ W/h}$$

El siguiente paso es determinar la capacidad del banco de baterías necesarios para la carga del sistema, aplicando la siguiente ecuación:

$$C_{\text{bat}} = \frac{E * N}{V * N_p} \quad \text{Ec.36}$$

$$C_{\text{bat}} = 33,66 \text{ A}$$

Obtenido los parámetros anteriores se procede a calcular el número de paneles solares necesarios para la instalación. Tomando un porcentaje de seguridad de 90%.

$$NP = \frac{E * N}{0.9 * W_p * HSP} \quad \text{Ec.37}$$

Donde:

HSP = Horas solares pico en un mes en específico.

W_p = Potencia watts pico

N = número de días de autonomía de la instalación

Se tiene en cuenta para determinar HSP, la radiación en un lugar y mes en específico. Los datos que se muestran a continuación es basados en la ciudad de Chiclayo, mes de noviembre.

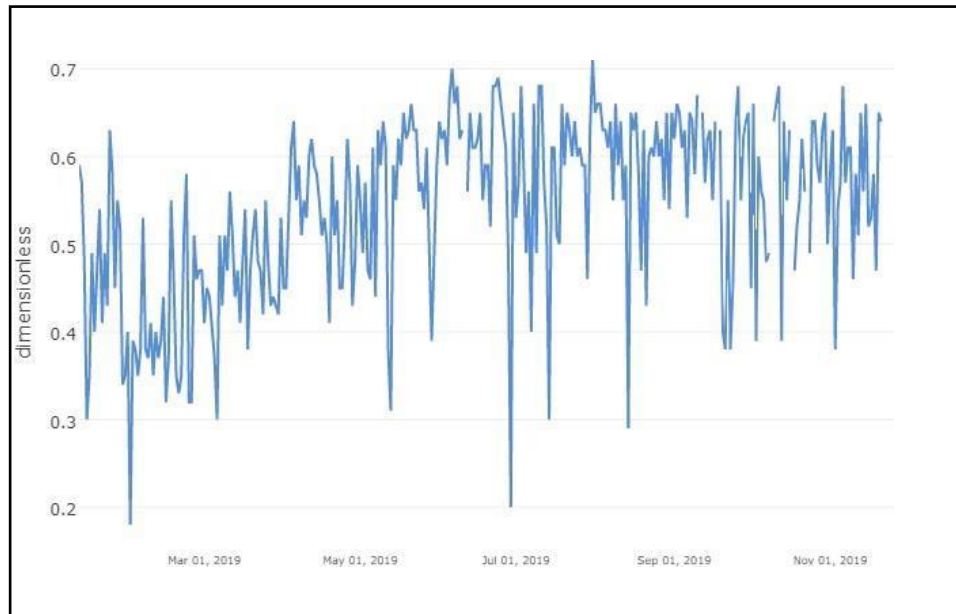


Figura 22. Radiación Solar año 2019.

Fuente: NASA Surface Meteorology

Para una radiación promedio de $5,18 \frac{\text{kWh/m}^2}{\text{d}}$, factor de efectos atmosféricos 1,15 y un factor de desviación con respecto al sur geográfico.

$$\text{HSP} = H * K * \text{Ec.38}$$

$$\text{HSP} = 5,36 \text{ h}$$

Entonces, se reemplaza en Ec.35 y se determina el número de paneles solares necesarios para el buen funcionamiento.

$$\text{NP} = 1$$

Tabla 10. Características de Panel Fotovoltaico.

PANEL FOTOVOLTAICO		
TIPO DE CELDA	POLICRISTALINA	
POT. NOM (P_{MPP})	120	W
TENSION MAX. (V_{MPP})	18.5	V
CORRIENTE MAX (I_{MPP})	6.5	A
TENSION EN VACIO (V_{OC})	22.9	V
CORRIENTE CORTOCIRCUITO (I_{SC})	6.89	A
TENSIÓN NOMINAL	12	V
TENSIÓN MÁX. DEL SISTEMA	600	V

5.2. Regulador

Está relacionado con la corriente de cortocircuito, el cual viene dada por el panel seleccionado y la cantidad del mismo. Entonces, la corriente máxima de operación del regulador se rige con la siguiente ecuación:

$$I_{max} = 1.25 I_{SC} * NP \quad \text{Ec.39}$$

$$I_{max} = 8,12 \text{ A}$$

VI. SIMULACIÓN

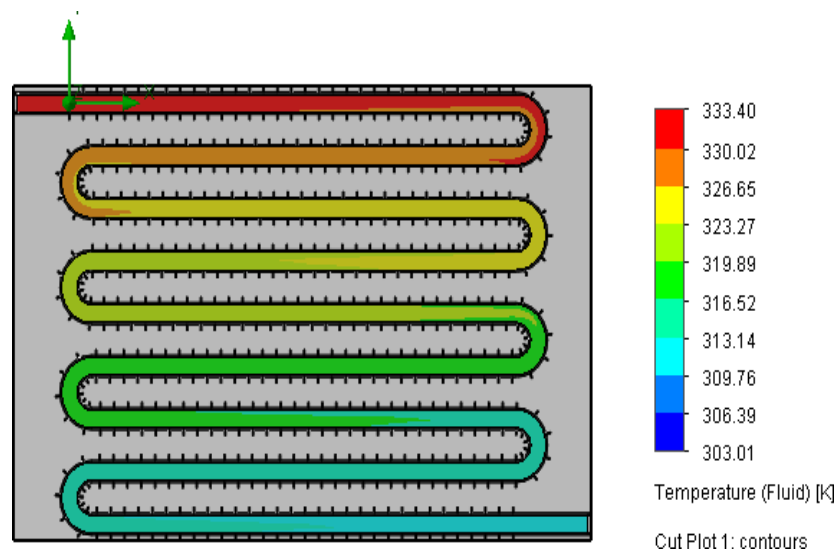
6.1. Solidworks

En este capítulo, simularemos los dos elementos más importantes del sistema de enfriamiento. B.: Evaporador y Condensador. El software de simulación SOLIDWORKS 2018 se puede utilizar para observar el comportamiento de la temperatura, la velocidad y la presión de la pieza de trabajo.

6.1.1. Condensador

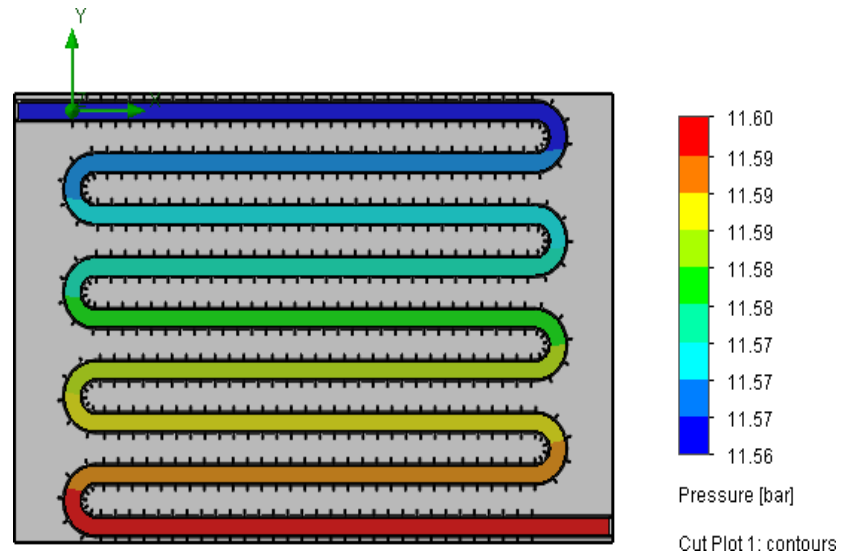
Para el condensador se tiene en cuenta los cálculos realizados anteriormente, tomando como entrada las condiciones de presión, temperatura, flujo másico y la concentración o título de la mezcla. De la misma manera, para la salida se tiene la temperatura de la mezcla a presión constante. Además, se evalúa la transferencia de calor por medio de aletas con la variable del coeficiente de transferencia de calor del aire $7.06 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ a temperatura ambiente.

Luego tenemos el siguiente diagrama, que muestra la temperatura de la mezcla de amoníaco y agua a la entrada y salida del condensador y la interacción de las aletas en contacto con el aire, lo que resulta en una caída de temperatura en este componente.



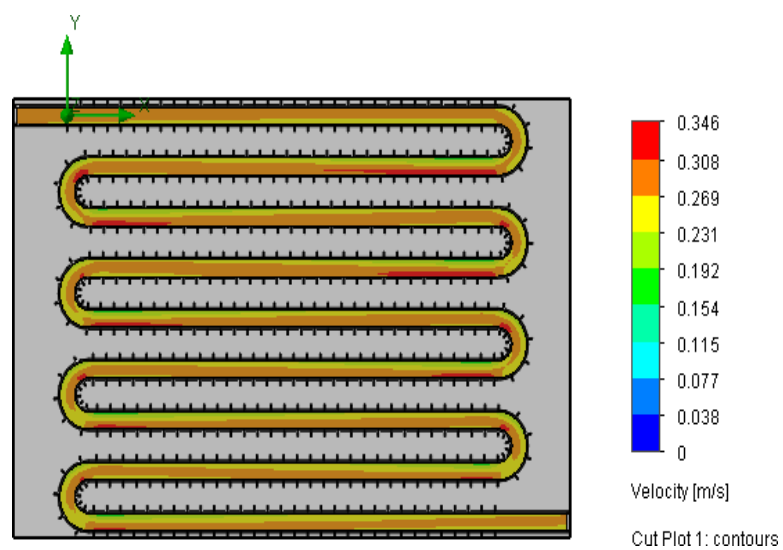
Fuente: Elaboración propia

Debido a que la presión en el condensador permanece constante, como puede ver en el gráfico a continuación, el cambio de presión en la mezcla de trabajo ha cambiado muy poco.



Fuente: Elaboración propia

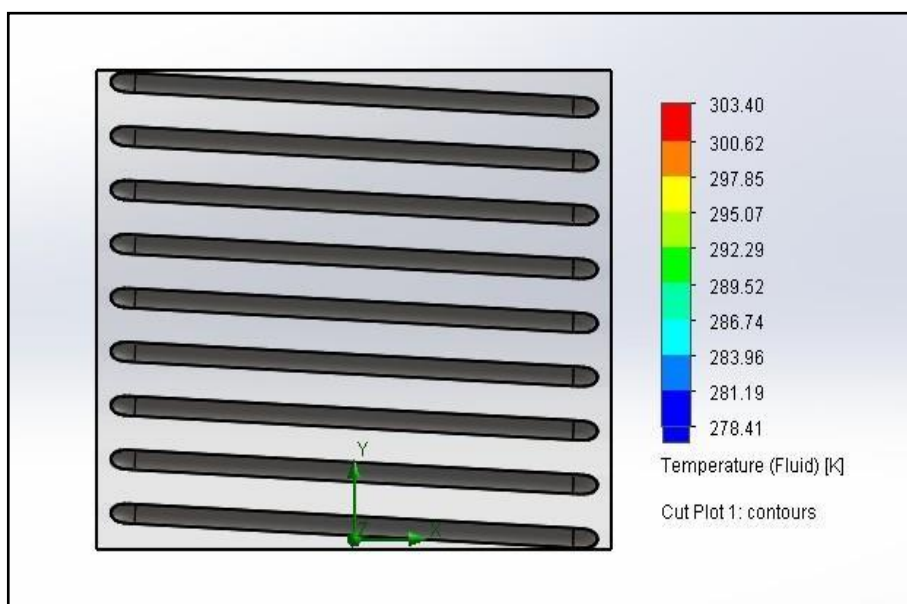
El siguiente gráfico muestra el cambio de velocidad para las mezclas entrantes y salientes. A diferencia de la llamativa curvatura roja del tubo de acero, puede ver que la solución fluye a través de la bobina sin ningún problema.



Fuente: Elaboración propia

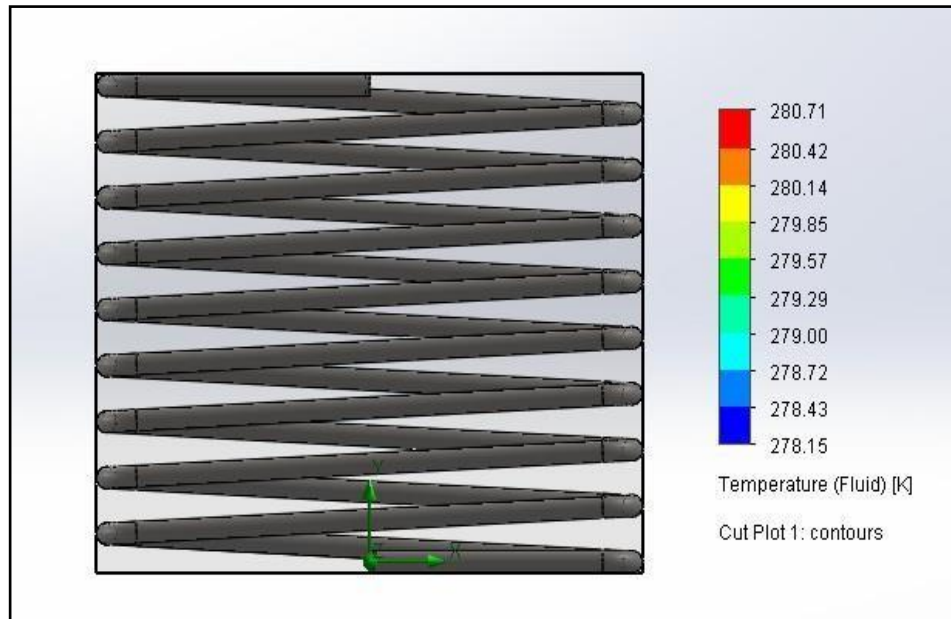
6.1.2. Evaporador

Las condiciones de trabajo dentro del evaporador se proporcionan a la temperatura deseada para conservar la vacuna. Al analizar este componente, se debe considerar que la temperatura y la presión a la entrada y salida del sistema son constantes. Los parámetros utilizados corresponden a presión, temperatura, caudal másico y concentración de la mezcla de ensayo. calculado de antemano. De esta forma se muestra el primer gráfico que representa el historial de temperatura. Suponemos que el parámetro de entrada está dado por la variable a la salida del condensador y el de salida está dado por la temperatura deseada a presión constante.



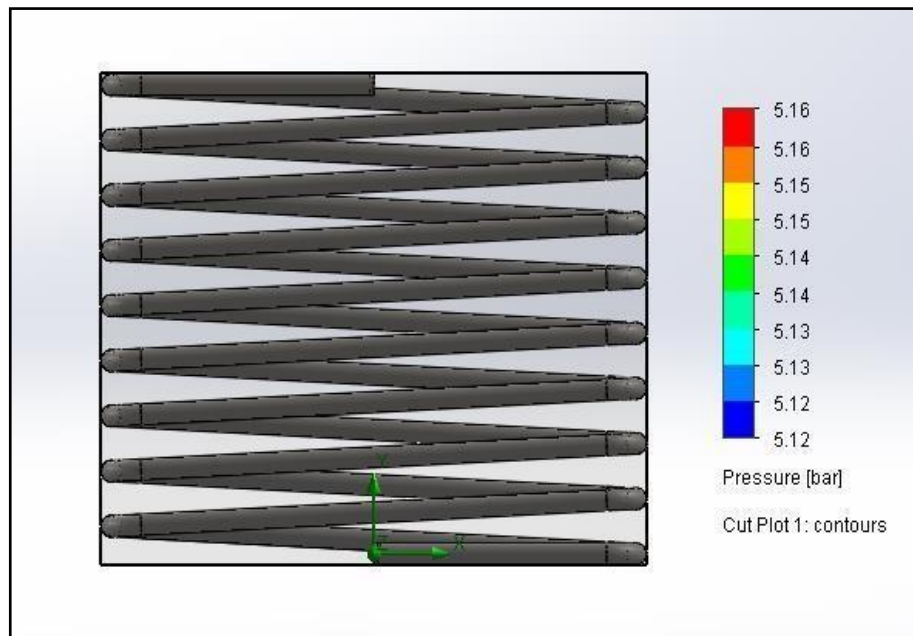
Fuente: Elaboración propia

En la siguiente figura también se muestran los datos de temperatura, a diferencia del anterior, en esta simulación solo se enfocó en la entrada y salida del evaporador bajo las condiciones de presión y temperatura constante. Se puede apreciar que la temperatura deseada varía aproximadamente 1°C , el cual no tiene mayor relevancia, por lo que se puede decir que los resultados son satisfactorios



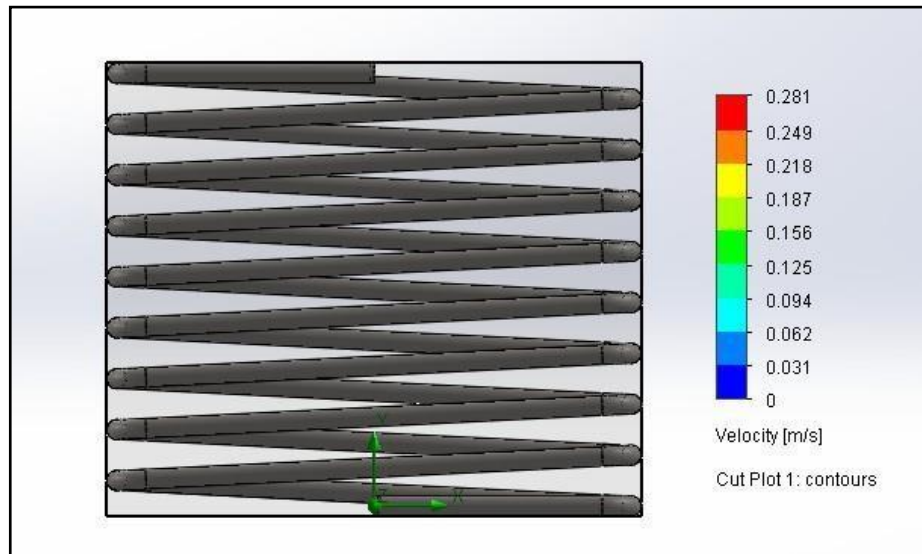
Fuente: Elaboración propia

La representación de la presión a la entrada y salida del evaporador teóricamente es constante. Dada la simulación, los resultados arrojan una variación casi imperceptible.



Fuente: Elaboración propia

La solución amoníaco – agua viaja a través de la tubería de acero a velocidad máxima de 0,281 m/s, al recorrer la parte lineal de la tubería se observa que la mezcla de trabajo viaja sin ningún cambio, a diferencia de cuando por la parte curva del serpentín, como se puede notar en la gráfica.



Fuente: Elaboración propia

6.2. Coolpack

Para la simulación del sistema de absorción, se utilizó el programa EES, y de esta manera corroborar los datos de temperatura y flujo másico de los cálculos obtenidos empíricamente, de esta manera el programa evaluará los valores más cercanos a la realidad dependiendo de la carga térmica.

6.2.1. Evaporador

Así mismo, se procede a evaluar al evaporador, bajo las condiciones de temperatura inicial, final, capacidad de carga; y de esta manera corroborar los datos antes mencionados.

CYCLE SPECIFICATION							
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT	
T_E [°C]:	5.0	ΔT_{SH} [K]:	5	Δp_{sL} [k]:	0.5	No SGHX	0.30
T_C [°C]:	30.0	ΔT_{SC} [K]:	2	Δp_{DL} [k]:	0.5		R717
CYCLE CAPACITY							
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	0.09273	\dot{Q}_E : 0.09273 [kW]	\dot{Q}_C : 0.1069 [kW]	\dot{m} : 0.00008076 [kg/s]	\dot{V}_S : 0.07 [m ³ /h]		

Figura 23. Datos de entrada en el evaporador

Fuente: Elaboración propia

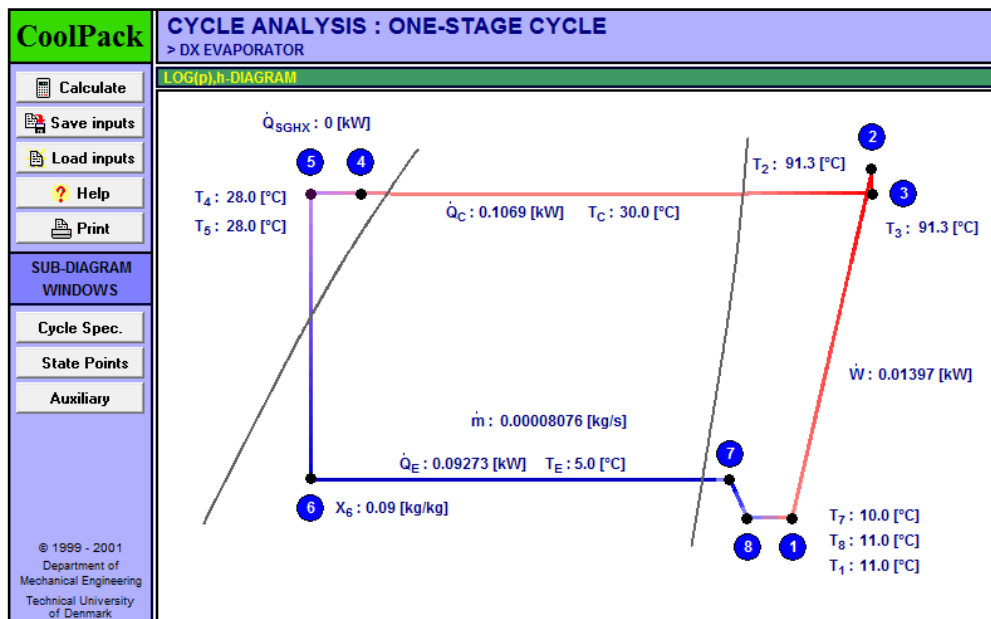


Figura 24. Resultados de simulación del Evaporador

Fuente: Elaboración propia

La simulación da como resultado el flujo másico en el evaporador

$$\dot{m} = 0,00008076 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Mientras que en los resultados empíricos tiene como resultado un flujo másico de:

$$\dot{m} = 0,00008283 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

También muestra la temperatura de entrada en el evaporador:

$$T_{\text{evp}} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Mientras que la temperatura en el desarrollo empírico da como resultado:

$$T_{\text{evp}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6.2.2. Condensador

Se determinará si el sistema de refrigeración necesita de un componente de apoyo que ayude a enfriar más rápido en el condensador o si solo basta con hacer contacto con la temperatura del medio. Para ello, se aplica la temperatura de refrigerante que se encuentra a 95°C y la temperatura del medio a 30°C en el software de simulación Coolpack y de esta manera enfriar una carga de 0,09273.

Como resultado se tiene una variación de $0,3^{\circ}\text{C}$, lo que quiere decir que no hace falta un equipo extra para enfriar la carga en el condensador; ya que la temperatura de salida se encuentra a $30,03^{\circ}\text{C}$ como se especifica en la siguiente figura:

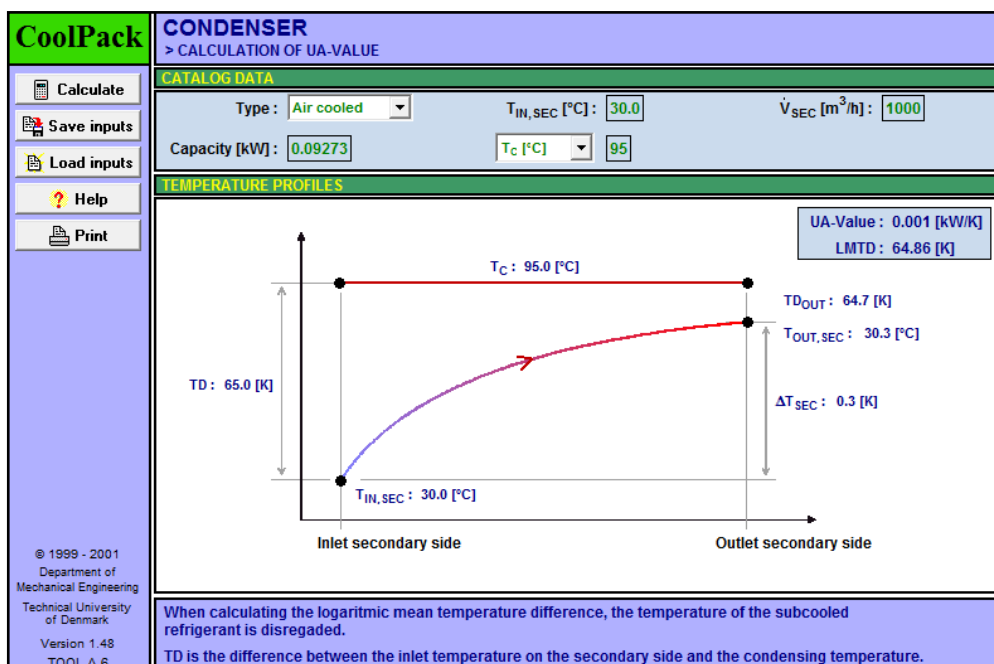


Figura 25. Resultados de simulación en el condensador.

Fuente: Elaboración propia

VII. MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD

7.1. Mantenimiento

Si tiene un sistema de refrigeración por absorción, es suficiente revisar regularmente las conexiones de las tuberías y medir la temperatura en el sistema, especialmente en el evaporador. En general, no hay mantenimiento para este tipo de sistema.

Es importante que el sistema se instale de forma apropiada, pues de esto depende el correcto funcionamiento y para ello se necesita de una persona capacitada en el tema, ya que se está trabajando con amoniaco, aunque en cantidades pequeñas.

7.2. Seguridad

Para asegurar la seguridad en la manipulación del equipo de refrigeración se debe en cuenta los posibles riesgos y así definir las medidas de protección

7.2.1. Daños físicos

- Contacto con los ojos: Causa enrojecimiento, ojos llorosos, visión borrosa e incluso ceguera temporal, conjuntivitis y dolores punzantes alrededor de los ojos.
- Contacto con la piel: Causa enrojecimiento, dolor, irritación y quemaduras. Por lo tanto, se deben usar guantes al manipular este material.
- Contacto por inhalación: el amoniaco es una sustancia que tiene un olor en particular, esto sería una señal para inhabilitar el sistema o salir del cuarto. El contacto por inhalación causa asfixia, dolor de garganta tos, respiración entre cortada y mareo.

7.2.2. Equipos protección y emergencia

Para el manejo de amoniaco, es necesario considerar los siguientes equipos.

- Máscara para cubrir el rostro.
- Gafas herméticas ante la salpicadura de amoniaco hacia los ojos.
- Guantes comúnmente de goma, látex o materiales sintéticos.
- El jabón es el método más simple para detectar fugas.

VIII. EVALUCIÓN ECONÓMICA

Una evaluación económica incluye muchos costos, tales como: B. Costos de mano de obra, costos de la superficie de intercambio de calor y materiales adicionales. Se muestra una tabla que describe las variables que contienen algunos costos de materiales aproximados o promedio. Cabe señalar que los absorbedores propuestos en este trabajo son pequeños, aunque no se consideran los costos de mantenimiento. Si se espera que cambie el estado de la máquina, es responsabilidad de la persona que opera la máquina recalcular y escalar nuevas variables del sistema, presentando los siguientes costos:

Tabla 11. Costo de equipos principales del sistema de absorción.

Material	Equipos							Costo
	Condensador	Evaporador	Absorbedor	Rectificador	Generador	Metros	Cantidad	
TUBERÍA	7.56	14.63				22.19	3.70	739.67
PLANCHA			0.55	0.23	0.26	1.03	1.03	51.69
SUB TOTAL								S/. 791.36

Fuente: Elaboración Propia.

En la Tabla 12 se describe los materiales utilizados en la elaboración de la caja donde se almacenarán las vacunas. Así como, el armado de todo el sistema, las tuberías que conectan cada uno componente y el aislante de poliuretano.

Tabla 12. Costos extras del sistema de absorción

Materiales	Costo
Caja (plancha)	50.00
Tuberías de interconexion	25.00
Aislamiento	50.00
Amoniaco	100.00
Panel Fotovoltaico	520.83
Costo de montaje	1000.00
Valvula	150.00
SUB TOTAL	S/. 1,895.83

Fuente: Elaboración propia

Tabla 13. Costo total del sistema de refrigeración por absorción.

MAQUINA DE ABSORCIÓN	Costo
SUB TOTAL	S/. 791.36
SUB TOTAL	S/. 1,895.83
TOTAL	S/. 2,687.19

Fuente: Elaboración propia

Se procede a calcular el Valor Actual Neto (VAN), teniendo en cuenta el costo de inversión más el consumo de energía en un periodo de tiempo dado

Tabla 14. Consumo mensual de máquina Ice Lined

CONSUMO MENSUAL DE MAQUINA ICE LINED				
Potencia (kW)	0.21	3.02 kW.h	30 dias	S/. 90.72
Tiempo (h)	24			
Costo por kW (S/.)	0.6			

Fuente: Elaboración propia

Obtenido el flujo de dinero mensual de la refrigeradora Ice Lined, se determina VAN, para un periodo de 5 años y una TEA igual al 10%.

- $I_0 = S/. 2687,19$
- $TEA = 10\%$
- $F_t =$ Flujo de dinero en cada periodo t
- $t =$ periodo de meses en 5 años

$$TEM = \sqrt[12]{1 + TEA} - 1$$

$$TEM = 0,8 \%$$

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+TEM)^t}$$

$$VAN = S/ 6,907$$

Se tiene que el VAN es mayor a la inversión inicial, entonces podemos decir que el proyecto es viable. Cabe mencionar que el sistema de absorción no requiere mantenimiento, ni mucho menos cambio de refrigerante cada cierto tiempo, como ocurre con los sistemas convencionales.

IX. CONCLUSIONES

- Los parámetros del sistema de absorción amoníaco-agua se calcularon con el software EES una herramienta eficiente, ya que determina de manera exacta las propiedades termodinámicas; como, por ejemplo: presión, temperatura, entalpía, entropía, volumen específico y título o calidad. A partir de ahí se determina los calores absorbidos y rechazados con la finalidad de obtener el COP del sistema equivalente a 0,43.
- El diseño mecánico se determina a partir de dos variables importantes, la temperatura de película y la media logarítmica, con ellas se determinan los parámetros del fluido de intercambio de calor. De esta manera, se dimensionan los componentes del sistema de absorción, entre ellos: evaporador, condensador, absorbedor, intercambiador de calor y generador.
- El análisis económico se ejecutó con una inversión S/. 2687,19 soles, en comparación con los sistemas convencionales que consumen en energía S/.90 soles mensuales más el costo de máquina, se tiene un considerable ahorro, pero sobre todo se está utilizando un sistema que utiliza como refrigerante una sustancia natural que no contamina el ambiente.

X. RECOMENDACIONES

- Se recomienda para futuras investigaciones utilizar las diversas de energíatérmicas las cuales pueden ser utilizadas como fuente de calor. De esta manera, se dependerá menos de la energía eléctrica.
- Se recomienda seguir la línea de refrigeración con refrigerantes naturales y energía térmicas que pueden ser aprovechadas como fuente de calor.
- Se recomienda para futuros estudios seguir utilizando el Software termodinámico EES para obtener propiedades termodinámicas más exactas y de esta manera realizar un diseño correcto

XI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] P. Catota y T. Walter, Diseño y construcción de un prototipo de refrigeración solar por absorción mediante par Amoniac-Agua para conservación de alimentos, Latacunga, 2015.
- [2] Vestfrost, Refrigerador con revestimiento de hielo.
- [3] MINSA, Norma Técnica de Salud para el manejo de la cadena de frío en las inmunizaciones, 2017.
- [4] R. Dossat, Refrigeración Industrial.
- [5] F. Rey Martínez y E. Velasco Gómez, Bombas de calor y energías renovables en edificios, 2005.
- [6] R. Herrera, Análisis exergético del sistema de refrigeración por absorción regenerativo NH₃-H₂O, 2014.
- [7] D. M. Bruno y C. Rodríguez, Instalaciones frigoríficas, 2010.
- [8] R. Rajput, Ingeniería Termodinámica, 3 ed., Cengage Learning Editores S.A., 2011.
- [9] C. Ortiz, Eyector-absorbedor adiabático como potenciador de un ciclo híbrido para refrigeración por absorción basado en la disolución amoniac- nitrato de litio, 2015.
- [10] Z. F., Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems., vol. 38, 1999, pp. 191-208..
- [11] A. Villacís, Análisis y diseño de un sistema de refrigeración por absorción, 2011.
- [12] Fenercom, Guía del frío solar, Madrid, 2011.
- [13] Maquinas de absorción.
- [14] M. Cañadas y J. Torres, Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico, El Salvador, 2010.
- [15] J. Puebla, Manual de buenas prácticas en refrigeración, 2009.
- [16] Y. A. Cengel, Termodinámica, 7 ed., Interamericana Editores.
- [17] Y. Cengel, Transferencia de calor y masa, Tercera ed., 2007.
- [18] J. Holman, Transferencia de calor, Octava ed., 1998.

- [19] BOHN, Manual de ingeniería, 2005.
- [20] L. Tapia, Michoacana, Optimización de un sistema de producción de hielo en la costa, Mexico D.F, 2008.
- [21] K. Regalado, Evaluación energética de sistema de refrigeración solar en Piura usando el software TRNSYS, Piura, 2017.
- [22] P. Fernandez, Refrigeración y calefacción.
- [23] D. Aguilar, I. Gonzales, N. Ruiz y O. Tinetti, Propuesta de diseño de un sistema de refrigeración por absorción para mejorar la eficiencia de operación de planta en una central geotérmica, San Salvador, 2012.
- [24] Vestfrost, Refrigeradores con revestimiento de hielo, Modelo MK.
- [25] M. Yopez, Diseño de un congelador de placas para pescado de capacidad 240 Kg/h, Lima, 2016.
- [26] R. Céspedes, Sistema de refrigeración con capacidad de bodega para almacenar 300 Kg de pescado, Lima, 2012.
- [27] C. González Sierra, Refrigeración Industrial, Primera ed., 2012.
- [28] M. Martínez y B. Wilson, Diseño y Simulación de un refrigerador por ciclo de absorción amoníaco agua acoplado a un colector solar de tipo intermitente con capacidad de enfriamiento de 10 W, Quito, 2018.

ANEXOS

Anexo 1. Programa en EES para el cálculo del sistema de refrigeración por absorción NH₃-H₂O.

"Parametros de diseño"

$$T_{\text{evap}}=5+273.15$$

$$T_{\text{cond}}=30+273.15$$

$$T_{\text{abs}}=25+273.15$$

$$T_{\text{gen}}=95+273.15$$

"Eficiencia"

$$\text{epsilon}_{\text{Ic}}=0.9 \text{ "eficiencia de intercambiador de calor" "Fuente [8]"}$$

"Capacidad frigorifica deseada (W)"

$$Q_{\text{evap}}=92.73$$

"Estado 1"

$$T[1]=T_{\text{evap}}$$

$$x[1]=0.995 \text{ "fraccion de masa de amoniaco a 99.5%"}$$

$$P[1]=P_{\text{sat}}(\text{Ammonia}, T=T[1])$$

$$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, T=T[1], x=x[1])$$

$$s[1]=\text{Entropy}(\text{Ammonia}, T=T[1], x=x[1])$$

$$u[1]=\text{IntEnergy}(\text{Ammonia}, h=h[1], s=s[1])$$

$$v[1]=\text{Volume}(\text{Ammonia}, h=h[1], s=s[1])$$

$$Q[1]=1 \text{ "condicion de diseño, fisica" "Fuente [8]"}$$

"Estado 7 "

$$T[7]=T_{\text{cond}}$$

$$P[7]=P_{\text{sat}}(\text{Ammonia}, T=T[7])$$

$$x[7]=0$$

$$h[7]=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, T=T[7], x=x[7])$$

$$s[7]=\text{Entropy}(\text{Ammonia}, T=T[7], x=x[7])$$

$$Q[7]=0$$

$$u[7]=\text{IntEnergy}(\text{Ammonia}, h=h[7], s=s[7])$$

$$v[7]=\text{Volume}(\text{Ammonia}, h=h[7], s=s[7])$$

"Estado 8 "

$$P[8]=P[1]$$

$$h[8]=h[7]$$

$$T[8]=\text{Temperature}(\text{Ammonia}, P=P[8], h=h[8])$$

$$x[8]=\text{Quality}(\text{Ammonia}, P=P[8], h=h[8])$$

$$s[8]=\text{Entropy}(\text{Ammonia}, P=P[8], h=h[8])$$

$$u[8]=\text{IntEnergy}(\text{Ammonia}, h=h[8], s=s[8])$$

$$v[8]=\text{Volume}(\text{Ammonia}, h=h[8], s=s[8])$$

"Estado 3"

$$P[3]=P[7]$$

$$T[3]=T_{\text{gen}}$$

$$h[3]=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, T=T[3], P=P[3])$$

$$s[3]=\text{Entropy}(\text{Ammonia}, T=T[3], P=P[3])$$

$$Q[3]=1 \text{ "condicion de diseño, fisica"}$$

$u[3]=\text{IntEnergy}(\text{Ammonia},h=h[3],s=s[3])$
 $v[3]=\text{Volume}(\text{Ammonia},h=h[3],s=s[3])$
 $x[3]=0.93$

"Estado 6"

$P_6=P[7]$

$x_6=0.995$

$Q_6=1$ "condicion de diseño, fisica"

Call NH3H2O(238,P_6,x_6,Q_6: T[6],P[6],x[6],h[6],s[6],u[6],v[6],q[6])

"Estado 4"

$P[4]=P[7]$

$T[4]=T[6]$

$x[4]=0.2$ "condicion de diseño" "Fuente [1]"

$Q_4=0$ "condicion de diseño, fisica "

$h[4]=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia},T=T[4],x=x[4])$

$s[4]=\text{Entropy}(\text{Ammonia},T=T[4],x=x[4])$

$u[4]=\text{IntEnergy}(\text{Ammonia},h=h[4],s=s[4])$

$v[4]=\text{Volume}(\text{Ammonia},h=h[4],s=s[4])$

"Estado 2"

$Q_2=0$ "condicion de diseño, fisica"

$x[2]=0.45$ "condicion de diseño" "Fuente [1]"

$T[2]=T_{\text{abs}}$

$h[2]=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia},T=T[2],x=x[2])$

$P[2]=P[3]$

$s[2]=\text{Entropy}(\text{Ammonia},T=T[2],x=x[2])$

$u[2]=\text{IntEnergy}(\text{Ammonia},h=h[2],s=s[2])$

$v[2]=\text{Volume}(\text{Ammonia},h=h[2],s=s[2])$

"Estado 5"

$x[5]=0.2$ "condicion de diseño" "Fuente [1]"

$T[5]=T_{\text{abs}}$

$P[5]=P[1]$

$h[5]=h[4]$

$s[5]=\text{Entropy}(\text{Ammonia},T=T[5],x=x[5])$

$u[5]=\text{IntEnergy}(\text{Ammonia},h=h[5],s=s[5])$

$v[5]=\text{Volume}(\text{Ammonia},h=h[5],s=s[5])$

"masas"

$m[1]=(Q_{\text{evap}})/(h[1]-h[8])$

$m[1]=m[8]$

$m[8]=m[7]$

$m[7]=m[6]$

$m[5]=m[4]$

$m[3]=m[2]$

$m[3]=m[6]+m[4]$

$m[1]*(x[1]-x[5])=m[2]*(x[2]-x[5])$

"calor rechazado en el absorbedor"

$$m[1]*h[1]+m[5]*h[5]=m[2]*h[2]+Q_abs$$

"calor rechazado en el condensador"

$$m[6]*h[6]=m[7]*h[7]+Q_cond$$

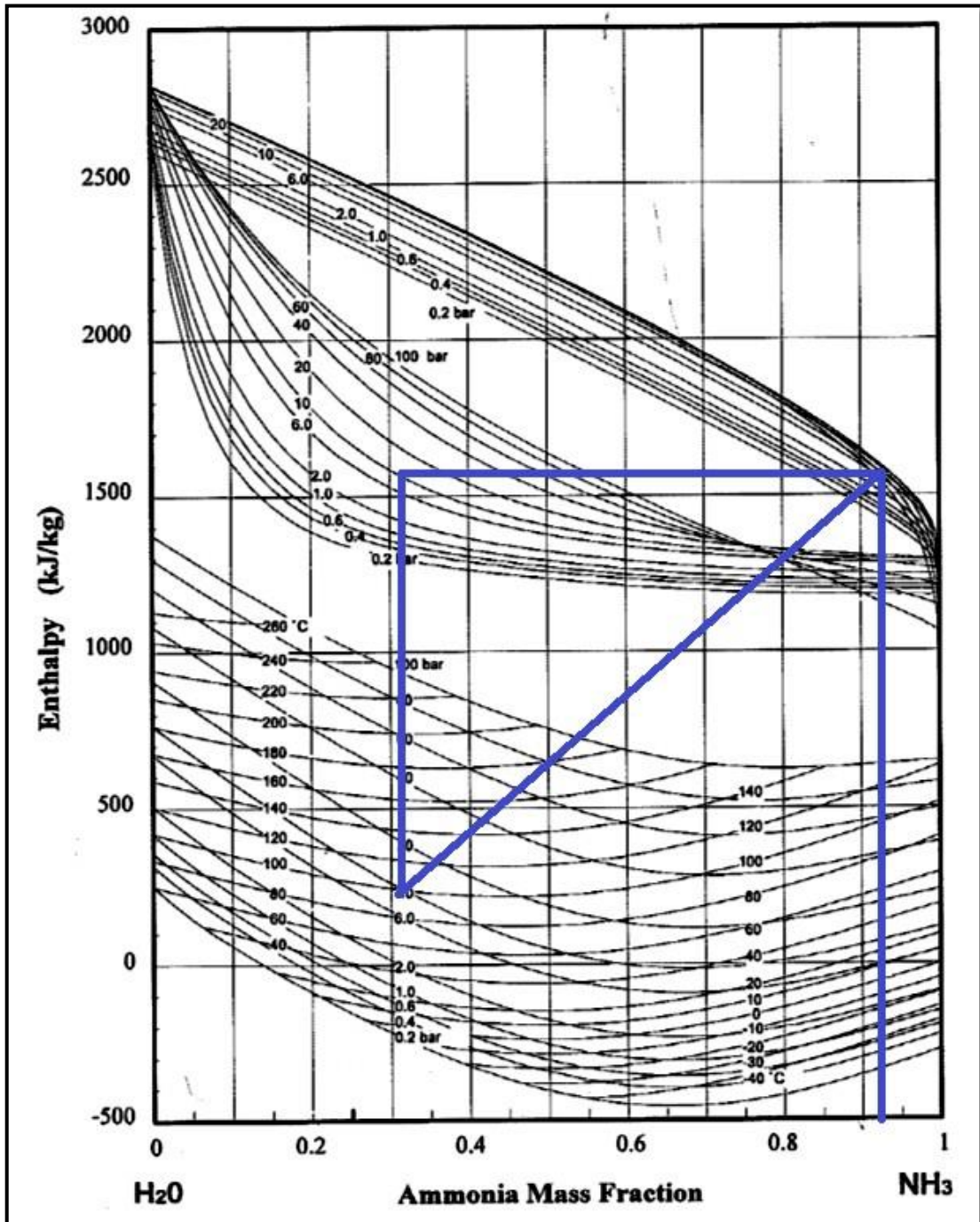
"calor rechazado en el rectificador"

$$m[3]*h[3]=m[6]*h[6]+m[4]*h[4]+Q_rec$$

"calor absorbido en el generador"

$$m[2]*h[2]+Q_gen=m[3]*h[3]$$

Anexo 2. Diagrama de equilibrio amoniac-agua



Anexo 3. Carga de transmisión de calor en paredes en relación al espesor y temperatura

<i>Espesor aislamiento (cm)</i>	<i>Diferencia de temperatura entre el ambiente y la cámara</i>								
	5	10	15	20	25	30	35	40	45
6	38	76	114	152	190	228	266	304	342
8	32,5	65	97,5	130	162,5	195	227,5	260	292,5
10	27	54	81	108	135	162	189	216	243
12	22	44	66	88	110	132	154	176	198
15	18	36	54	72	90	108	126	144	162
18	15	30	45	60	75	90	105	120	135
20	13	26	39	52	65	78	91	104	117

Anexo 4. Masa molar, Constantes y capacidades específicas del gas a 25y 1 atm de sustancias más comunes

(T_c , K; P_c , kbar; \bar{v}_c , m³/kmol; c_v y c_p , kJ/kg · K)

Sustancia	Masa molar	T_c	P_c	\bar{v}_c	Z_c	c_v	c_p	ω
Acetileno (C ₂ H ₂)	26,04	309	62,4	0,112	0,272	1,37	1,69	0,190
Aire (equivalente)	28,97	133	37,7	0,0829	0,284	0,718	1,005	
Amoníaco (NH ₃)	17,04	406	112,8	0,0723	0,242	1,66	2,15	0,250
Benceno (C ₆ H ₆)	78,11	562	48,3	0,256	0,274	0,67	0,775	0,212
n-Butano (C ₄ H ₁₀)	58,12	425,2	37,9	0,257	0,274	1,56	1,71	0,199
Dióxido de carbono (CO ₂)	44,01	304,2	73,9	0,0941	0,276	0,657	0,846	0,224
Monóxido de carbono (CO)	28,01	133	35,0	0,0928	0,294	0,744	1,04	0,049
Refrigerante 134a (C ₂ F ₂ H ₂)	102,03	374,3	40,6	0,200	0,262	0,76	0,85	0,326
Etano (C ₂ H ₆)	30,07	305,4	48,8	0,148	0,285	1,48	1,75	0,099
Etileno (C ₂ H ₄)	28,05	283	51,2	0,128	0,279	1,23	1,53	0,089
Helio (He)	4,003	5,2	2,3	0,0579	0,300	3,12	5,19	-0,365
Hidrógeno (H ₂)	2,016	33,2	13,0	0,0648	0,304	10,2	14,3	-0,218
Metano (CH ₄)	16,04	190,7	46,4	0,0991	0,290	1,70	2,22	0,008
Nitrógeno (N ₂)	28,01	126,2	33,9	0,0897	0,291	0,743	1,04	0,039
Oxígeno (O ₂)	32,00	154,4	50,5	0,0741	0,290	0,658	0,918	0,025
Propano (C ₃ H ₈)	44,09	370	42,5	0,200	0,278	1,48	1,67	0,153
Dióxido de azufre (SO ₂)	64,06	431	78,7	0,124	0,268	0,471	0,601	0,256
Agua (H ₂ O)	18,02	647,3	220,9	0,0558	0,230	1,40	1,86	0,344

FUENTES: Principalmente de D. Ambrose, «Vapor-Liquid Critical Properties», National Physical Laboratory Report 107, 1980, y R. C. Reid y otros, *The Properties of Gases and Liquids*, 4ª Ed., McGraw-Hill, Inc., New York, 1987.

Anexo 5. Propiedades termodinámicas del aire

Propiedades del aire a 1 atm de presión

Temp. T, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico c_p J/kg · K	Conductividad térmica k, W/m · K	Difusividad térmica α , m ² /s	Viscosidad dinámica μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
55	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	6.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.654×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para gases ideales, c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ y ν a una presión P distinta a 1 atm se determinan cuando se multiplican los valores de ρ a la temperatura dada por P (en atm) y cuando se dividen a ν a entre P (en atm).

Fuente: Datos generados a partir del software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keenan, Gas Tables, Wiley, 1983, and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3; Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11; Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, y F. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306-05702-8.

ÇENGEL, Yunus A. y John M. CIMBALA, "Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones", 1ª edición.

Anexo 6. Eficiencia y área de superficies de configuraciones comunes de aletas

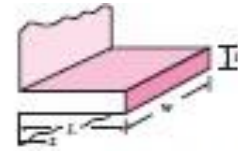
Aletas rectangulares rectas

$$m = \sqrt{2hk/t}$$

$$L_c = L + t/2$$

$$A_{\text{aleta}} = 2wL_c$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

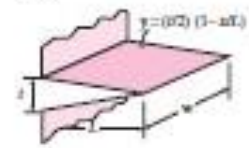


Aletas triangulares rectas

$$m = \sqrt{2hk/t}$$

$$A_{\text{aleta}} = 2w\sqrt{L^2 + (t/2)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$



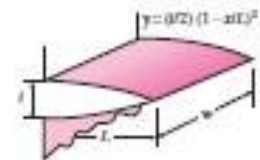
Aletas parabólicas rectas

$$m = \sqrt{2hk/t}$$

$$A_{\text{aleta}} = wL[C_2 + (L/t)\ln(t/L + C_2)]$$

$$C_2 = \sqrt{1 + (L/t)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL)^2 + 1}}$$



Aletas circulares de perfil rectangular

$$m = \sqrt{2hk/t}$$

$$r_2 = r_1 + t/2$$

$$A_{\text{aleta}} = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)$$

$$\eta_{\text{aleta}} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_2) - I_1(mr_1)K_1(mr_2)}{I_2(mr_1)K_1(mr_2) + K_0(mr_1)I_1(mr_2)}$$

$$C_2 = \frac{2r_2/m}{r_2^2 - r_1^2}$$



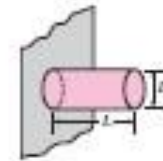
Aletas de espiga de perfil rectangular

$$m = \sqrt{4hk/D}$$

$$L_c = L + D/4$$

$$A_{\text{aleta}} = \pi DL_c$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

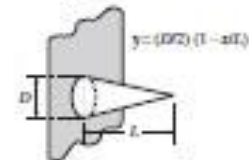


Aletas de espiga de perfil triangular

$$m = \sqrt{4hk/D}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi D}{2} \sqrt{L^2 + (D/2)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$



Aletas de espiga de perfil parabólico

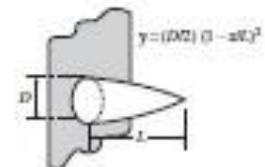
$$m = \sqrt{4hk/D}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi L^2}{8D} [C_2 C_4 - \frac{L}{2D} \ln(2DC_4/L + C_2)]$$

$$C_2 = 1 + 2(D/L)^2$$

$$C_4 = \sqrt{1 + (D/L)^2}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL/3)^2 + 1}}$$

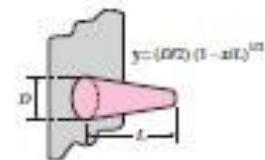


Aletas de espiga de perfil parabólico (punta truncada)

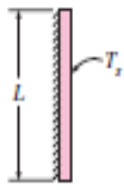

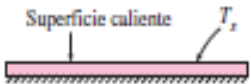
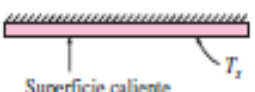
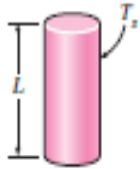
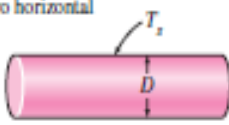
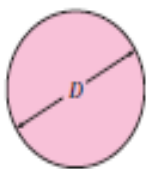
$$m = \sqrt{4hk/D}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{\pi D^3}{96L^2} \left\{ [16(L/D)^2 + 1]^{3/2} - 1 \right\}$$

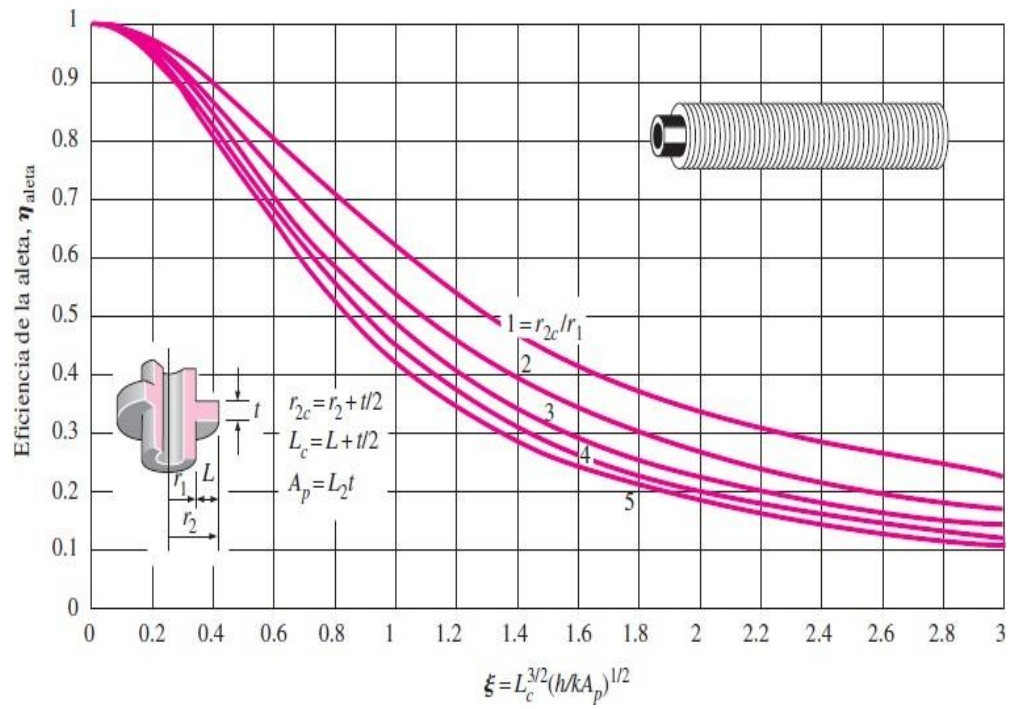
$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{3}{2mL} \frac{I_1(4mL/3)}{I_0(4mL/3)}$$



Anexo 7. Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies.

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	L	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_l^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_l^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_l^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{0.16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	L		Utilídense las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
Plástico horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)  b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$ $10^6 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_l^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_l^{1/3}$ (9-23) $Nu = 0.27Ra_l^{1/4}$ (9-24)
Cilindro vertical 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr_l^{1/4}}$
Cilindro horizontal 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{0.16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)
Esfera 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{0.16}]^{1/4}}$ (9-26)

Anexo 8. Eficiencia de aletas circulares de espesor constante t



ÇENGEL, Yunus A, "Transferencia de calor y masa", 3ª edición,

Anexo 9. Criterios para el cálculo del panel Fotovoltaico

K_b	<ul style="list-style-type: none"> - 0.05 en sistemas que no demanden descargas profundas - 0.1 en sistemas con descargas profundas
k_c	<ul style="list-style-type: none"> - 0.05 para inversores senoidales - 0.1 para inversores trabajando fuera del régimen nominal
k_v	<ul style="list-style-type: none"> - Coeficiente de pérdidas varias (pérdidas en conductores, efecto joule, etc.). se consideran 0.05 y 0.15
k_a	<ul style="list-style-type: none"> - 0.002 para baterías de baja auto-descarga Ni-Cd - 0.005 para baterías estacionarias de Pb-ácido - 0.012 para baterías de alta auto-descarga (arranque de vehículos)
N	<ul style="list-style-type: none"> - Días en que la instalación trabajará bajo condiciones de irradiación mínimas
P_d	<ul style="list-style-type: none"> - No deberá exceder el 80%

Fuente: [21]

Anexo 10. Potenciales de Agotamiento a la Capa de Ozono y Calentamiento Global.

Refrigerante N° ASHRAE	Marca	Potencial de Agotamiento de Ozono *	Potencial de Calentamiento Global** Horizonte a 100 Años	Años de vida en la atmosfera***
CFCs				
R-11		1.000	4600	45.0
R-12		0.820	10600	100.0
R-13		1.000	14000	640.0
R-113		0.900	6000	85.0
R-114		0.850	9800	300.0
R-115		0.400	7200	1700.0
HCFCs				
R-22		0.034	1700	11.9
R-123		0.012	120	1.4
R-124		0.026	620	6.1
R-141b		0.086	700	9.3
R-142b		0.043	2400	19.0
HFCs				
R-23		0	1200	260.0
R-32		0	550	5.0
R-125		0	3400	29.0
R-134a		0	1300	13.8
R-143a		0	4300	52.0
R-152a		0	120	1.4
ZEOTROPOS				
R-401A	MP39	0.027	1100	
R-401B	MP66	0.028	1200	
R-402A	HP81	0.013	2700	
R-402B	HP80	0.020	2300	
R-403A	RP69S	0.026	3000	
R-403B	RP69L	0.019	4300	
R-404A		0	3800	
R-407A		0	2000	
R-407B		0	2700	
R-407C		0	1700	
R-407D		0	1500	
R-408A	FX10	0.016	3000	
R-409A		0.039	1500	
R-409B		0.033	1500	
R-410A	AZ20	0	2000	
R-413A	RP49	0	1900	
R-414B		0.031	1300	
AZEOTROPOS				
R-500		0.605	7900	
R-502		0.221	4500	
R-503		0.599	13000	
R-507A		0	3900	
R-508A		0	12000	
R-508B		0	12000	

Fuente: [15]

Anexo 11. Dimensiones de cámara de conservación de vacunas



SPECIFICATIONS

ISO 9001, 14001 & OHSAS 18001 CERTIFIED

Gross volume, litres (cu. ft.)	218 (7.7)
Vaccine storage capacity, litres / cu. ft.	105 (3.7)
Temperature range at 5°C to 43°C AMB	+2°C to +8°C
Power consumption (stable running) at 43°C AMB per 24h, kWh	3.20
Refrigerant	R134a
Hold-over time during power cut at 43°C AMB, hrs.	25,66
Baskets, no.	7

DIMENSIONS

Height, mm (inches)	840 (33.1)
Width, mm (inches)	1260 (49.6)
Depth, mm (inches)	700 (27.6)
Gross weight, kg (lbs)	126 (278)
Net weight, kg (lbs)	97 (214)


Fuente: Vesfrost

Anexo 12. Placa y tubería de acero inoxidable

Productos

[Home](#)

Recubrimiento: Inoxidable
 Norma de Calidad: 430 2B/BA / 439 N4 / 304 2B/BA
 Observaciones: Otras dimensiones, acabados y grados, previa consulta



ESTOY INTERESADO EN ESTE PRODUCTO

DESCARGAR ESPECIFICACIONES

Especificaciones:
 Recubrimiento: Inoxidable
 Norma de Calidad: 430 2B/BA / 439 N4 - 304 2B/BA
 Observaciones: Dimensiones y largos especiales, previa consulta.

Plancha Inoxidable

Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.	Norma
mm	mm	mm	kg.	
1000	2440	0,40	9,35	AISI 430 BA
1000	2440	0,60	14,02	AISI 430 BA
1000	2440	0,70	16,36	AISI 430 BA
1000	2440	1,00	23,37	AISI 430 BA
1220	2440	0,60	14,02	AISI 304 2B
1220	2440	1,20	28,04	AISI 304 2B
1220	2440	1,50	35,05	AISI 304 2B

Normas	Espesor	Acabado	Dimensiones
AISI	ASTM (UNS)	mm	mm
Planchas			
304	S30400	0,4 hasta 3,0	2B
		4,0 hasta 8,0	Nº1
		0,7 hasta 1,5	Nº4 - Pulido
430	S43000	0,4 hasta 3,0	BA
		0,4 hasta 2,0	Nº4 - Pulido
439	S43932	0,5 y 0,6	Nº4 - Pulido
Bobinas			
304, 430, 409, 439	Todos los espesores	Todos los acabados	1220

Aplicaciones
 - **304:** Ingeniería civil y arquitectura, equipo de aviación, trenes, naval, petroquímica, tubería, textiles, refrigeración, almacenamiento en frío, hospitales, alimentos, empresas, farmacéuticas, industria cosmética, industria química, utensilios del hogar, instalaciones para criogénica, destilerías, destilerías de etanol, fotografía, tubería y tanques en general, profunda y precisa embutición.
 - **430:** Estructura civil y arquitectura, ollas, lavaderos, cocinas, refrigeradoras, microondas, lavadoras de platos, monedas, congeladores, hornos, cocinas industriales y mesones.
 - **439:** Construcción civil y arquitectura, Ingenios azucareros, sistemas de escape, lavadoras de platos, cocinas, microondas, y en general para embutición.

TUBO

Peso teórico (Kg/m)
 Calidad: AISI 304 - 304L - 321 - 316L - 316Ti - 310.
 Normas: NFA 49 117 - ASTM A - 312.
 Largos: de 4 a 7 m.

ACCESÓRIOS

CODOS, TES Y STUB-ENDS
 De las mismas medidas que el tubo.

Ø Nominal en pulgadas	Ø Exter mm	Espesor nominal pared			
		sch 5 S	sch 10 S	sch 40 S	sch 80 S
		mm	mm	mm	mm
1/4"	13,72	1,24	1,65	2,24	3,02
3/8"	17,15		1,65	2,31	3,20
1/2"	21,34	1,65	2,11	2,77	3,73
3/4"	26,67	1,65	2,11	2,87	3,91
1"	33,40	1,65	2,77	3,38	4,55
1 1/4"	42,16	1,65	2,77	3,56	4,85
1 1/2"	48,26	1,65	2,77	6,68	5,08
2"	60,33	1,65	2,77	3,91	5,54
2 1/2"	73,03	2,11	3,05	5,16	7,01
3"	88,90	2,11	3,05	5,49	7,62
4"	114,30	2,11	3,05	6,02	8,56
5"	141,30	2,77	3,40	6,55	9,53
6"	168,28	2,77	3,40	7,11	10,97
8"	219,08	2,77	3,76	8,18	12,70



Fuente: <http://www.ipac-acero.com/producto-detalle.php?id=55>.

Anexo 13. Válvula tipo aguja

APPLICATION

General use : for all kind of fluids.

GENERAL CHARACTERISTICS

- From DN 1/4" to DN 1".

CONSTRUCTION

5	1	Packing	Graphite	
4	1	Packing gland	Carbon steel A105	
3	1	Stem	Stainless steel	
2	1	Bonnet	Carbon steel A105	DIN: GG-C25 ASTM: ASTM A216 Grade WCA BS: 151 Grade B
1	1	Body	Forged carbon steel A105	DIN: GG-C25 ASTM: ASTM A216 Grade WCA BS: 151 Grade B
Pos.	Qty.	Description	Material	



DIMENSIONS

DN inch	L	H	Weight (kg)
1/4"	60	85	0,84
3/8"	60	85	0,82
1/2"	70	98	0,83
3/4"	75	112	1,04
1"	90	134	1,95

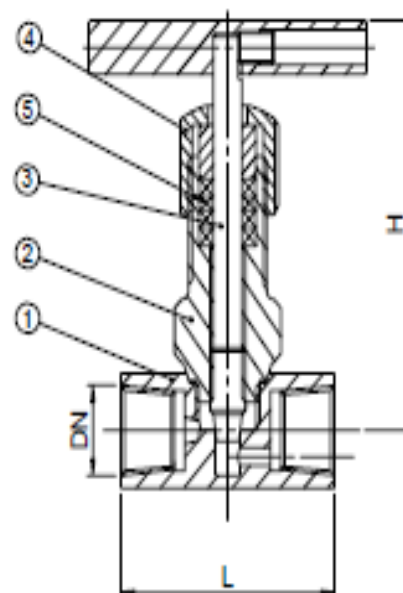
WORKING CONDITIONS

Maximum working pressure : 200 bar.
Maximum temperature : +250°C.

Test procedures are established according to standard
EN 12266-1, DIN 3230, BS 6755 et ISO 5208 :
-Body : 300 bar.

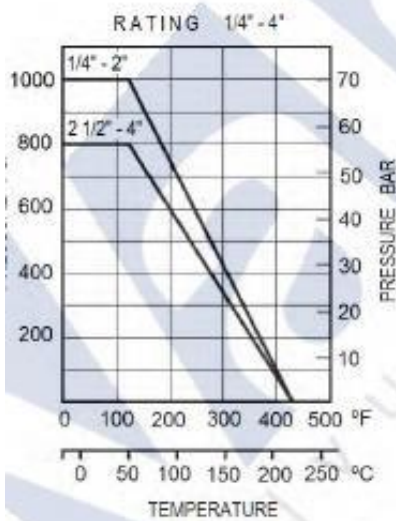
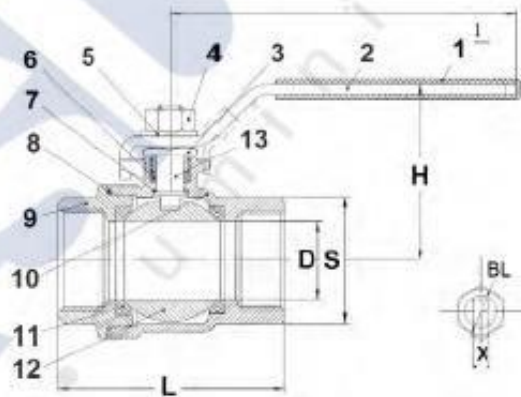
STANDARDS

BSP threaded according to standard ISO 228-1.



Anexo 14. Válvula tipo bola

N2	PARTE	MATERIAL
1	Cubierta maneta	Plástico
2	Maneta	A-304
3	Tuerca preñse	A-304
4	Tuerca	A-304
5	Arandela	A-304
6	Prensaestopas	PTFE
7	Arandela	PTFE
8	Junta	PTFE
9	Tapa	CF8 (A-316)
10	Cuerpo	CF8 (A-316)
11	Asiento bola	RPTFE
12	Bola	CF8 (A-316)
13	Eje	A-316



DN	D	L	H	W	S	X	BL	Kg
1/4"	11,6	48,5	48	91	19	5	M8	0,188
3/8"	12,5	48,5	48	91	21	5	M8	0,185
1/2"	15	58	52	91	25,5	5	M8	0,270
3/4"	20	64	61	111	31	5,8	M8	0,390
1"	25	77	65	111	37,5	5,8	M8	0,550
1 1/4"	32	90	79	154	46,5	7	M10	1,021
1 1/2"	38	98	83	154	53,5	7	M10	1,132
2"	50	121	97	192	66	8	M10	2,080
2 1/2"	64	145	129	246	82,5	12	M16	4,120
3"	76	166	138	246	97,5	12	M16	5,850

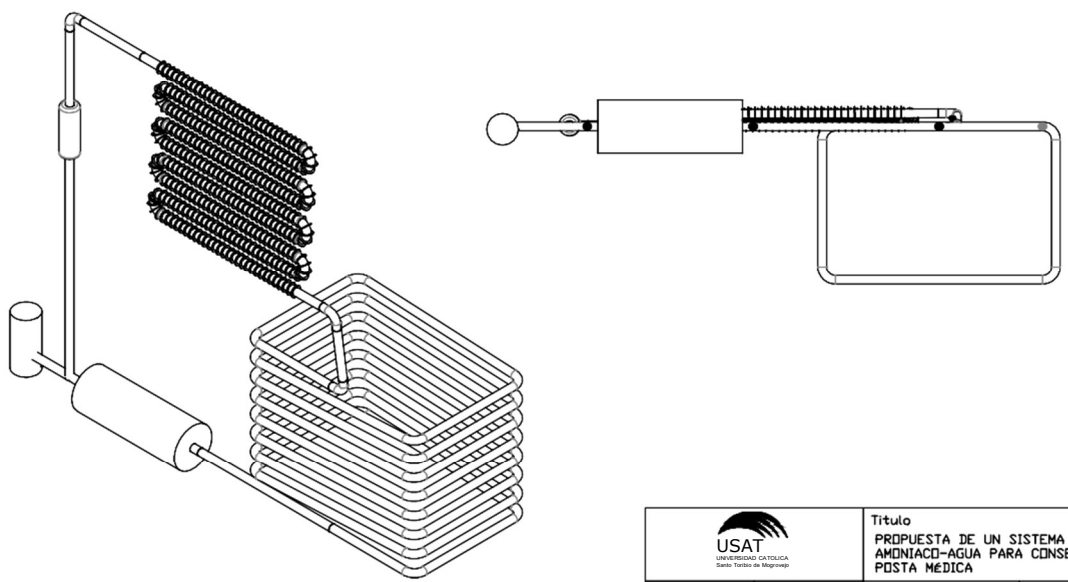
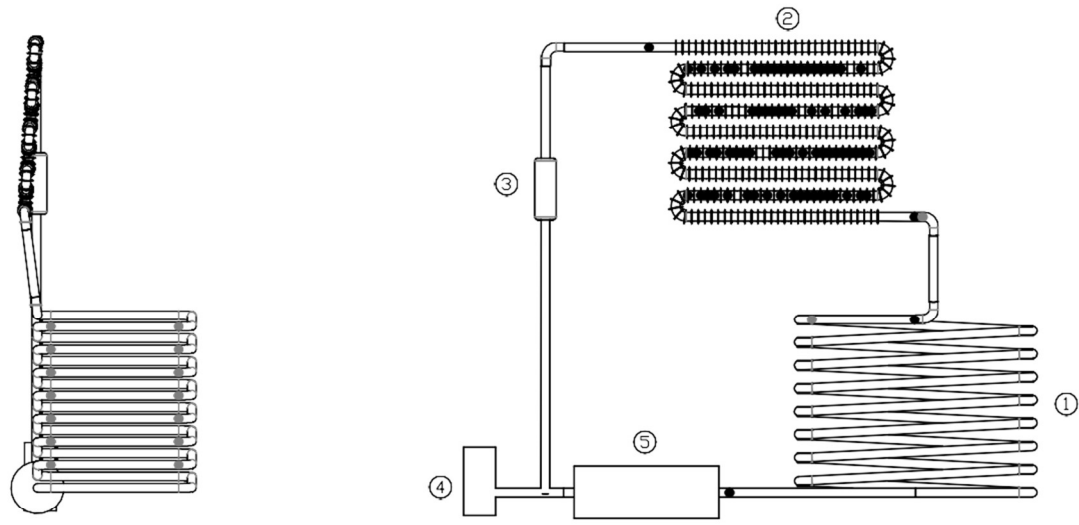
Fuente : <http://www.valsum.es/>

Anexo 15. Costo de Maquina Ice Lined


 GOBIERNO REGIONAL LA LIBERTAD	Gobierno Regional De La Libertad-salud Utes Trujillo Este
	Equipos frigorificos: refrigerador horizontal tipo ice line para vacunas Monto referencial: 37000.00
Objeto de la contratación:	EQUIPOS FRIGORIFICOS: REFRIGERADOR HORIZONTAL TIPO ICE LINE PARA VACUNAS
Entidad:	GOBIERNO REGIONAL DE LA LIBERTAD-SALUD UTES TRUJILLO ESTE
Estado:	
Nomenclatura:	AS-SM-13-2018-UTES N°6 S.P.T.-1
Identificador de Procedimiento:	485028
Codigo CUBSO:	4110301100
Moneda:	Soles
Monto:	37000.00
Tipo de contratación:	Bien
Modalidad:	Adjudicación Simplificada
Fecha de publicación:	18 de Octubre de 2018 horas: 11:18
Fecha de convocatoria:	17 de Octubre de 2018 horas: 22:58
Fecha de inicio de registro:	18 de Octubre de 2018 horas: 00:01
Fecha fin de registro:	29 de Octubre de 2018 horas: 08:29
Fecha de presentación:	29 de Octubre de 2018 horas: 08:30
Bases y condiciones:	

Anexo 16. Cuadro de detalle de paneles fotovoltaicos. [22]

ESPECIFICACIÓN	TIPO DE CÉLULA	POT. NOM. (PMPP) W	EFICIENCIA DE MÓDULO (%)	N° DE CÉLULAS	TENSIÓN NOMINAL V	PESO kg	LONG. mm	ANCH. mm	PROFUN. mm	ÁREA m ²	PRECIO Soles
RED SOLAR RED165-36M	MONOCRISTALINA	165	19.75	36	12	12	1482	680	35	1.00776	842.86
WAAREE WS-200/12V	POLICRISTALINA	200	13.56	36	12	17.5	1490	990	42	1.4751	696.42
YINGLI SOLAR YL145P-17B	POLICRISTALINA	145	18.5	36	12	10.8	1470	680	25	0.9996	629.33
SHINE SOLAR SHS150-36P	POLICRISTALINA	150	15	36	12	12	1480	670	35	0.9916	608.03
TAI ENERGY TAI 150Wp-156-36P	POLICRISTALINA	150	16	36	12	12	1470	680	35	0.9996	571.93
YINGLI SOLAR YL120P-17B	POLICRISTALINA	120	15.5	36	12	8.68	1180	660	25	0.7788	520.83
YINGLI SOLAR YL100P-17B	POLICRISTALINA	100	12.9	36	12	8.68	1180	660	25	0.7788	434.03
TAI ENERGY TAI 100Wp-156-36P	POLICRISTALINA	100	18.5	36	12	8.9	1030	670	35	0.6901	381.29
SHINE SOLAR SHS75-36P	POLICRISTALINA	75	14.34	36	12	6	780	670	35	0.5226	374.02
TAI ENERGY TAI 80Wp-156-36P	POLICRISTALINA	80	16	36	12	6.8	1030	670	35	0.6901	305.03
YINGLI SOLAR YL70P-17B	POLICRISTALINA	70	13.8	36	12	6.2	770	660	25	0.5082	282.11
YINGLI SOLAR YL320P-35B	POLICRISTALINA	320	16.5	72	24	22	1960	992	40	1.94432	1200.28
TAI ENERGY TAI 300Wp-156-72P	POLICRISTALINA	300	16	72	24	24	1956	992	50	1.940352	1143.87
CSUN CSUN 320-72P	POLICRISTALINA	320	16.52	72	24	22.3	1956	990	50	1.93644	885.51
YINGLI SOLAR YL200P-35B	POLICRISTALINA	200	15.1	72	24	14.9	1335	990	40	1.32165	875.18
WAAREE WS-200/24V	POLICRISTALINA	200	13.56	72	24	17.5	1490	990	42	1.4751	752.12



①	Evaporador
②	Condensador
③	Rectificador
④	Generador
⑤	Absorbedor

 USAT UNIVERSIDAD SAO TOMAS DE MORA Santo Tomás de Magrosp		Titulo PROPUESTA DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION AMONIACO-AGUA PARA CONSERVAR PRODUCTOS MEDICINALES EN UNA POSTA MEDICA	Plano n°: 1
			Hoja n°: 1
ESCALA	Un. dim. mm	Dibujado por: Ana Lucia Macalopu Castro	Fecha: 26/04/2021
		Comprobado por:	Fecha: