

PROYECTO FINAL DE INGENIERÍA

APLICACIÓN DE CICLO DE ABSORCIÓN A GENERADOR DE AGUA ATMOSFERICO

Dilernia, Luis Gabriel – LU: 1020506

Ingeniería Electromecánica

Zecchin Chiaia, Franco Emiliano – LU: 1020633

Ingeniería Electromecánica

Tutor:

Larreteguy, Axel Eduardo, UADE

Co-Tutor:

Caron, Pablo Alfredo, UADE

Colaborador/es:

No aplica

Enero, 2021



UADE

**UNIVERSIDAD ARGENTINA DE LA EMPRESA
FACULTAD DE INGENIERÍA Y CIENCIAS EXACTAS**

Resumen

El presente trabajo final de ingeniería propone el estudio del ciclo de enfriamiento por absorción para su aplicación en un generador de agua atmosférico. Dichos generadores tienen como objetivo mitigar una demanda creciente, como es el acceso al agua potable, para lograrlo, extraen humedad del aire ambiente, la condensan y la hacen apta para el consumo humano. Desafortunadamente dichos equipos dependen indefectiblemente del uso de la electricidad, pudiendo dificultar su uso en zonas remotas.

El agua en muchos países es de mala calidad, creando una demanda de agua embotellada en aquellos lugares donde los recursos económicos están disponibles. En países subdesarrollados, esta problemática ha ocasionado la muerte de miles, mientras que en los países industrializados ha significado un aumento en el consumo de agua embotellada que ha tenido un impacto negativo sustancial en el medio ambiente.

De esta manera los objetivos de la presente tesis son varios, proponer un análisis de distintos ciclos de absorción de forma de poder establecer cuál es el más adecuado para su implementación en un generador de agua atmosférico, desarrollar un diseño conceptual que incorpore tal tecnología y que sea capaz de obtener una cantidad a determinar de agua y comprobar pragmáticamente si los diseños esporádicos que se han ido presentado en los últimos años son posibles.

Abstract

This final engineering thesis proposes a research of absorption cooling systems for its implementation in an atmospheric water generator. The purpose of such devices is to mitigate a growing demand of access to clean water. They work by extracting and condensing humidity from the atmospheric air, and by fitting it to human consumption. Unfortunately, they often rely on electricity, making it difficult to use them in isolated areas.

Water in many countries is of poor quality. In those with economic resources it has created a huge demand for bottled water, with a profound and negative impact on the environment. In underdeveloped countries, on the other hand, this problematic has led to the death of millions of people.

Thereby, this thesis has multiple objectives, namely, to propose an analysis of different variants of absorption cycles to select a technology suitable for its implementation in an

atmospheric water generator, to develop a design using this technology able to produce a required amount of water, and to prove if some sporadic designs that have been presented years before are possible.

INDICE GENERAL

1. Introducción	7
1.1 Objetivos	8
2. Antecedentes	8
2.1 Reseña histórica	8
2.2 Colectores y Pozos Aéreos	9
2.3 Colector de Zibold	9
2.4 Colectores de Klaphake	10
2.5 Colectores de Chaptal	10
2.6 Dewponds (Estanque de condensación)	11
2.7 Captadores de brumas	11
2.8 Destilación solar	12
3. Desarrollos en la Actualidad.....	13
3.1 Generador de agua atmosférico	13
3.2 Condensación por enfriamiento.....	13
3.3 Desecantes	14
4. Acercamiento Teórico	16
4.1 Recopilación de datos climatológicos	16
4.2 Ubicación Geográfica	16
4.2.1 Fundamentos.....	16
4.3 Parámetros de humedad y temperatura	19
4.4 Irradiación	19
4.5 Dimensionamiento instalación fotovoltaica.	21
4.5.1 Elementos necesarios de una instalación fotovoltaica.	21
4.5.2 Método de cálculo.....	23
4.6 Alimentación térmica	24
4.7 Psicrometría.	25
4.7.1 Definición y aplicación el estudio.....	25
4.7.2 Características del aire atmosférico.....	26
4.7.3 Diagramas psicrométricos.....	29
4.8 Potencia frigorífica	32
4.8.1 Cálculo de potencia frigorífica de enfriamiento y deshumidificación del aire.....	32
4.9 Máquina de Absorción.	34

4.9.1	Introducción.....	34
4.9.2	Definición.....	34
4.9.3	Clasificación.....	35
4.9.4	Modelado Termodinámico.....	37
4.9.5	Conceptos Básicos.....	37
4.9.6	Ciclo Amoníaco-Agua.....	38
4.9.7	Ciclo Bromuro de Litio-Agua.....	42
4.9.8	Funcionamiento.....	43
5.	Diseño Conceptual.....	45
6.	Dimensionamiento de Máquinas.....	46
6.1	Cálculos de potencia.....	47
6.1.1	Cálculo de potencia frigorífica necesaria.....	47
6.2	Componentes y Diseño.....	52
6.2.1	Máquina de absorción Agua-Amoníaco.....	52
6.2.2	Cálculos preliminares.....	52
6.2.3	Máquina de absorción Bromuro de Litio – Agua.....	55
6.2.4	Diseño.....	55
6.3	Análisis de Resultados y Selección.....	58
6.4	Dimensionamiento de fuentes de energía.....	60
6.4.1	Cálculo de instalación fotovoltaica.....	60
6.4.2	Cálculo de alimentación híbrida.....	64
6.4.3	Alimentación Fotovoltaica:.....	64
6.4.4	Alimentación Térmica.....	65
7.	Simulaciones y Comprobaciones.....	66
8.	Diseño de Cámara de condensado.....	70
8.1.1	Ventilador:.....	71
8.1.2	Filtro de partículas:.....	72
8.1.3	Intercambiador de calor:.....	74
8.1.4	Separador de gotas:.....	82
8.1.5	Diseño global:.....	83
9.	Comparativas.....	86
10.	Conclusiones.....	89
11.	Bibliografía.....	92
12.	ANEXO A – Tabla comparativa de resultados de ciclos de absorción.....	96

13.	ANEXO B – Simulación en EES (H₂O -LiBr)	97
14.	ANEXO C – Simulación en EES (NH ₄ -H ₂ O)	99
15.	ANEXO D – Simulación EES – Batería de Enfriamiento.....	101
16.	ANEXO E – Plano Intercambiador de calor.....	102
17.	ANEXO F – Plano Carcasa cámara de condensación.	103

1. Introducción

El objetivo general de la presente tesis consiste en estudiar los ciclos de enfriamiento por absorción más desarrollados, de manera de poder determinar cuál es el más adecuado para su implementación en un generador de agua atmosférico. Este análisis desembocara en la propuesta de diseño de un equipo generador de agua que pueda satisfacer las necesidades, de agua potable, promedio de un individuo o familia pequeña, que se encuentre en zonas remotas o fuera de la red de abastecimiento eléctrico.

Los generadores de agua atmosféricos, o AWG por sus siglas en inglés, son equipos que poseen la capacidad de extraer la humedad ambiente de las masas de aire circundantes para su aprovechamiento y consumo. Esto es posible mediante la aplicación de una fuente fría para conseguir la condensación de la humedad encontrada en el interior de las mencionadas masas de aire. La idea de utilizar un ciclo de absorción como fuente fría radica en que dicho ciclo requiere como fuente propulsora un foco de calor que puede ser fácilmente obtenido mediante una combustión, a través de la aplicación de una resistencia eléctrica, u otra fuente calórica intensa, lo que lo hace ideal para su utilización en un sitio remoto o aislado.

Según la Organización Mundial de la Salud (OMS) son necesarios 36,5 metros cúbicos anuales de agua para que una persona lleve una vida sana e higiénica óptima, es decir, que una persona promedio necesitaría tener a disposición 0,1 metros cúbicos de agua a diario para poder higienizarse, cocinar, lavar y beber. Esa cantidad equivale a 100 litros de agua diarios que se deben obtener de las fuentes disponibles y que hoy en día no están al alcance de todos. Más de 663 millones de personas carecen de un acceso a agua potable mejorada, esto representa a casi el 9% de la población. Como resultado, el proyecto no solo tiene un aspecto de desarrollo tecnológico, sino que también posee un aspecto social, siendo uno de los objetivos de la tesis el poder obtener un diseño que permita mitigar la problemática anteriormente descrita.

Teniendo en cuenta lo previamente descripto, se ha decidido que para obtener resultados lo más realistas posibles, conforme al desarrollo del diseño de un generador de agua atmosférico que incorpore un ciclo de absorción, se seleccione una ubicación geográfica que contemple una serie de requisitos que permitan recrear las condiciones de trabajo en las que se podría encontrar el dispositivo, como así también se contemple un lugar que pudiera requerir tal equipo. De esta manera el estudio comenzara realizando una introducción a los métodos convencionales e históricos de condensación de agua para luego pasar a métodos más modernos con la

incorporación de los generadores de agua atmosféricos. Luego se justificará la selección de la hipotética ubicación geográfica, a partir de la cual se obtendrán todos los datos meteorológicos y característicos de la zona. Una vez recabados los datos y establecidos los parámetros de funcionamiento, entendiéndose por estos, cantidad de agua a producir, potencia frigorífica necesaria, entre otros, se dimensionarán los equipos de absorción para su posterior comparación y selección.

Es preciso aclarar que, dada la compleja naturaleza de los ciclos de absorción, prácticamente todos los desarrollos existentes basan parte de sus fundamentos en conocimientos empíricos, de manera que ciertos cálculos sean desarrollados en base a suposiciones que únicamente podrían ser confirmadas mediante la construcción del equipo generador de agua.

1.1 Objetivos

Estudiar las características y funcionalidades de los principales sistemas de refrigeración por absorción, que permitan realizar una comparación, selección y dimensionamiento del sistema más apto para su incorporación a un generador de agua atmosférico. Dicho dispositivo debe ser capaz de obtener una cantidad lo más cercanamente posible a los 20 litros de agua diarios para proveer a un individuo o familia pequeña de agua potable. A su vez, se aspirará a realizar un diseño que pueda ser alimentado por medio de fuentes de energías renovables o, en el caso de que sea necesario, mediante una fuente de energía que llamaremos “híbrida”, que consistirá en una combinación de energía fotovoltaica y una combustión, de forma tal que, de ser posible pueda ser utilizado en áreas aisladas.

Además de obtener un diseño conceptual de un equipo generador de agua atmosférica, los resultados del proyecto se utilizarán para comparar con diseños que han estado surgiendo esporádicamente en el último tiempo, de manera de poder afirmar si dichos desarrollos son posibles o son meras especulaciones.

2. Antecedentes

2.1 Reseña histórica

A lo largo de la historia, distintas culturas buscaron maneras para hacer frente a la escases de agua, lo lograron mayormente recurriendo al movimiento de grandes masas de agua, desde ríos o lagos hacia los centros urbanos principales (por ejemplo, los grandes acueductos

romanos) como así también mediante la acumulación de los recursos hídricos (por ejemplo las ruinas de AngKor Vat en la actual Camboya). Otras, observaron e intentaron hacer uso del fenómeno de condensación que se producía en la naturaleza cuando una masa de aire hacia contacto con una superficie con baja temperatura.

En ésta breve reseña histórica se exhibirá algunos de los métodos en los que se incursionaron con el afán de aprovechar el recurso hídrico “almacenado” en el aire.

2.2 Colectores y Pozos Aéreos

Generación de agua mediante la promoción de la condensación de una gran masa de aire que ingresa de forma natural a una estructura de gran tamaño que está diseñada para reducir la presión del aire que ingresa de forma pasiva y bajar la temperatura. Utilizada a principios del siglo XX. Este enfoque de captación tiene la dificultad y la dependencia plena del clima, era muy complicado obtener una temperatura de rocío o inferior para lograr la condensación. La mayor parte del agua captada provenía de las lluvias.

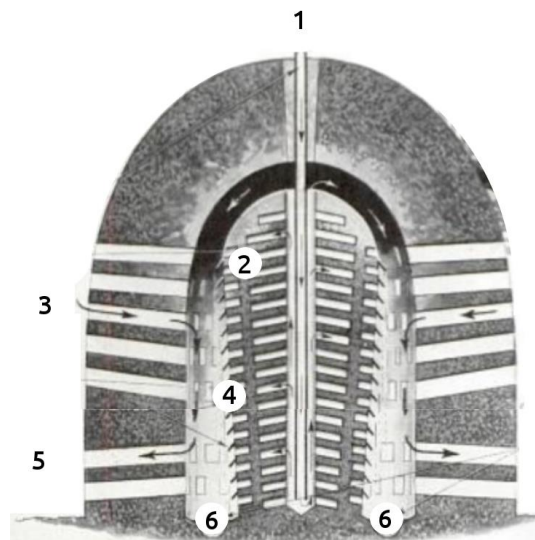


Figura 1: Pozo aéreo de Knapen

2.3 Colector de Zibold

Una gran estructura que utilizaba las propiedades térmicas y mecánicas de las piedras para obtener un gradiente térmico y un flujo de aire que permitiría la condensación de la humedad del aire. Fue otro experimento fallido de gran magnitud de principios de siglo XX que obtuvo resultados muy distantes de los esperados.

2.4 Colectores de Klaphake

Similar al Zibold con la diferencia que dispone las piedras en forma piramidal. También fue un fracaso rotundo ya que, como sus pares, dependía excesivamente de las condiciones climáticas y su estructura tenía una gran inercia térmica que generaba que sea difícil de disminuir la temperatura en el recinto de condensación.

“El edificio produce agua durante el día y se enfría durante la noche; cuando sale el sol, el aire caliente se extrae a través de los agujeros superiores en el edificio por el aire frío que fluye desplazándolo, el aire se enfría en la superficie fría, depositando su agua, que luego rezuma hacia abajo y se recoge en algún lugar debajo.”

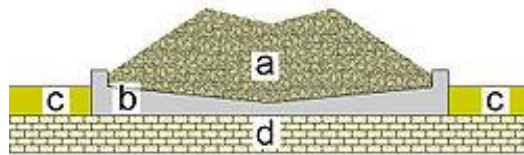


Figura 2: Colector Klaphake

2.5 Colectores de Chaptal

Otra estructura de gran magnitud que utilizaba los mismos principios que las anteriores. A diferencia de otros pozos aéreos, Chaptal ideó una estructura piramidal de hormigón de gran espesor que poseía pequeños orificios de entrada de aire que podían ser regulados y contenía grandes cantidades de piedra caliza en su interior. Estas piedras eran utilizadas para generar el gradiente térmico que luego promovería la condensación del aire entrante.

Así como los otros diseños de pozos aéreos, el colector de Chaptal fue un fracaso ya que partía de un concepto fallido, enfriar una gran estructura que se encontraba en contacto con el suelo. Como ya sabemos, el suelo es un sustrato compuesto básicamente de minerales que poseen una gran inercia térmica. Es decir, que la estructura no llegaba a enfriar lo estimado debido a que el contacto con el suelo disminuía la capacidad para irradiar calor hacia el medio. Si la estructura hubiese sido diseñada de forma tal, que el contacto con el suelo fuera mínimo y la superficie lo más amplia posible, entonces aumentaría de forma drástica la eficiencia y se comportaría de igual forma que el césped, el cual, se encuentra separado del suelo y su estructura es fina y amplia. Irradiando así, todo el calor posible hacia el medio.

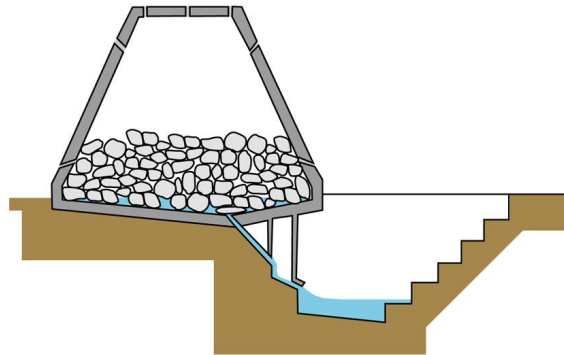


Figura 3: Colectores de Chaptal

2.6 Dewponds (Estanque de condensación)

Un estanque de condensación es un estanque artificial situado en la parte más alta de una colina, utilizada principalmente para servir de fuente de agua para el ganado. Son utilizados frecuentemente en áreas donde las fuentes de agua no estén totalmente disponibles. No está claro de cuando datan los primeros estanques, pero algunas estimaciones indican que pueden datar del periodo neolítico, mientras que otras estiman un origen alrededor del 825 a.c. Como su nombre lo indica, se estima que los estanques funcionan colectando el rocío generado por las noches, aunque se sospecha que también pueden alimentarse de agua de lluvia.



Figura 4: Estanque de condensación.

2.7 Captadores de brumas

Estos artefactos son estructuras compuestas por materiales ligeros y delgados, similares a mallas o pantallas de tela o nylon que en grandes proporciones puede captar una gran cantidad de agua si existen las condiciones climatológicas suficientes. Existen distintos tipos de diseños, como son los captadores planos, cónicos, cilíndricos, en forma de cometa o tiendas y otras

formas que intentan captar toda el agua posible existente en las nieblas nocturnas. Vale evidenciar que estos dispositivos funcionan casi exclusivamente durante las noches, o también podría decirse, durante los periodos de niebla que exista en la localización del equipo. Por ende, son prácticamente inútiles en zonas donde no se generen estas condiciones



Figura 5. Captadores de brumas de las Islas Canarias

2.8 Destilación solar

Este método utiliza el sol como fuente calórica para extraer la humedad del suelo o del aire ambiente para condensarlo sobre una superficie. Los tipos más básicos de destiladores son los de caja o zanja de destilación. En estos dispositivos, el agua impura es contenida fuera del colector, por lo general en el suelo húmedo, donde es evaporada por la luz solar que brilla a través de un plástico o cristal transparente. El vapor de agua pura condensa sobre estas superficies y corre por su propio peso hasta el punto más bajo, donde es recogida y almacenada.

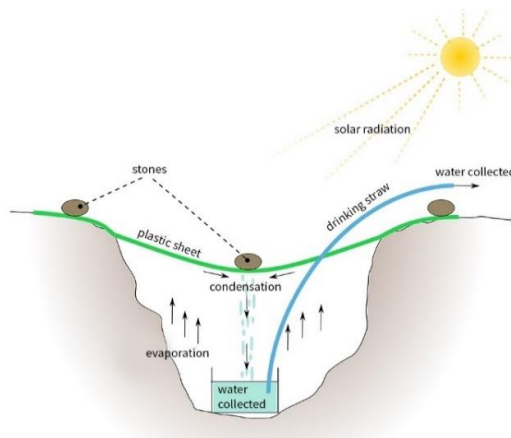


Figura 6. Destilador solar

3. Desarrollos en la Actualidad

3.1 Generador de agua atmosférico

Un generador de agua atmosférico es un dispositivo que extrae agua del aire húmedo circundante y la potabiliza para su consumo. El vapor de agua es extraído por condensación, mediante el enfriamiento del aire debajo de su punto de rocío, proceso que puede ser mediante un ciclo de refrigeración natural, de compresión o de absorción, como así también exponiendo la masa de aire húmedo a materiales desecantes que absorben dicha humedad de la masa de aire húmedo.

A diferencia de un deshumidificador, los generadores de agua están diseñados para entregar agua potable y suelen utilizarse donde la obtención es limitada o imposible. Muchos generadores de agua atmosféricos operan de manera similar a la de los deshumidificadores, esto es, el aire pasa a través de una serpentina de enfriamiento, produciendo la condensación del aire. La cantidad de agua producida depende de la temperatura ambiente, humedad, el volumen del aire circulante por la serpentina y de la capacidad frigorífica de la máquina para enfriar dicha serpentina de enfriamiento. Estos sistemas reducen la temperatura del aire, que, a su vez, reduce la capacidad del aire para contener el vapor de agua. Es ésta la tecnología más comúnmente utilizada, pero cuando se la alimenta con energía eléctrica generada a partir de carbón, posee una de las peores huellas de carbono de cualquier fuente de agua, y demanda hasta 4 veces más agua que la que puede proveer.

3.2 Condensación por enfriamiento

En un generador de agua atmosférico de esta clase, un compresor hace circular refrigerante a través de un condensador para luego pasar por un evaporador que enfría el aire que lo rodea. Esto disminuye la temperatura del aire hasta su punto de rocío, causando que el agua se condense. Esta masa de aire circulante es impulsada por un ventilador colocado a la entrada del dispositivo. El agua obtenida por condensación, es luego recolectada en un tanque equipado con sistemas de filtración y purificación, de manera de ayudar a mantener el agua lo más pura posible y así reducir los peligros potenciales producidos por virus o bacterias que pudiese contener el aire ambiente.

El ritmo al cual se produce el agua depende de la humedad relativa, la temperatura ambiente a la que se encuentra el aire y al tamaño del compresor. Los generadores de agua

atmosféricos se vuelven más efectivo cuanto mayor sean la humedad y la temperatura. Como regla aproximada, los generadores de agua atmosféricos no funcionan eficientemente cuando la temperatura cae por debajo de los 18.3°C o cuando la humedad relativa disminuye debajo del 30%.

La relación costo-beneficio de un generador de agua atmosférico depende de la capacidad de la máquina, la humedad local, las condiciones de temperatura y finalmente del costo para mantener a la maquina en funcionamiento.

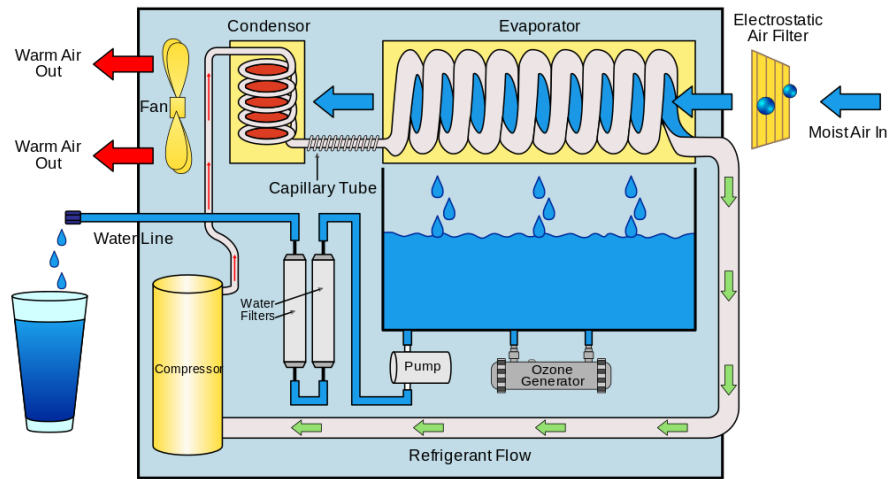


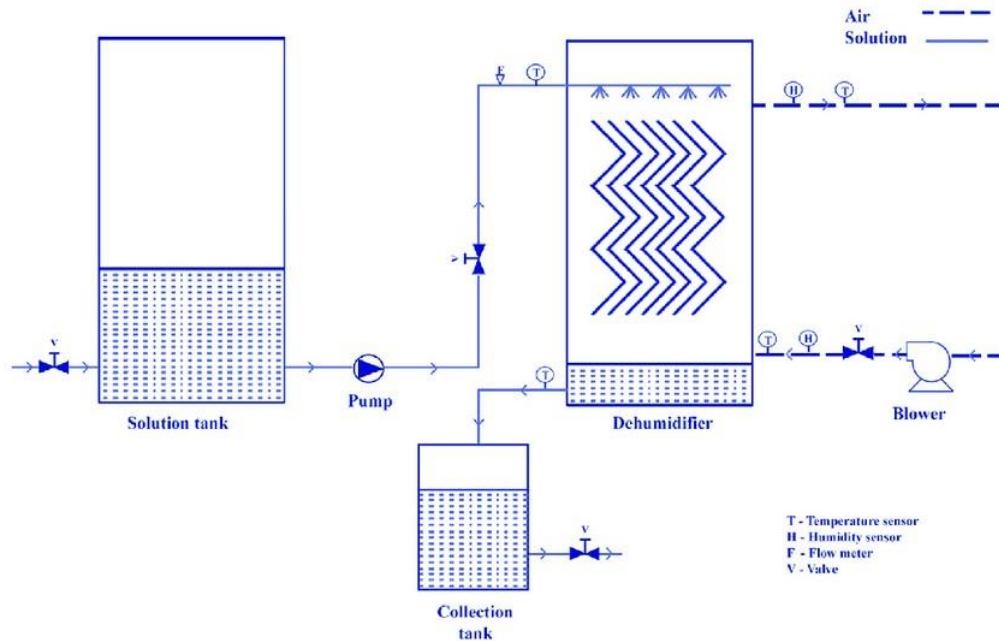
Figura 7: Ejemplo de generador de agua atmosférico

3.3 Desecantes

Este tipo de generador basa su funcionamiento en sustancias llamadas “desecantes”, pudiendo ser líquidos o sólidos, con fuertes propiedades higroscópicas.

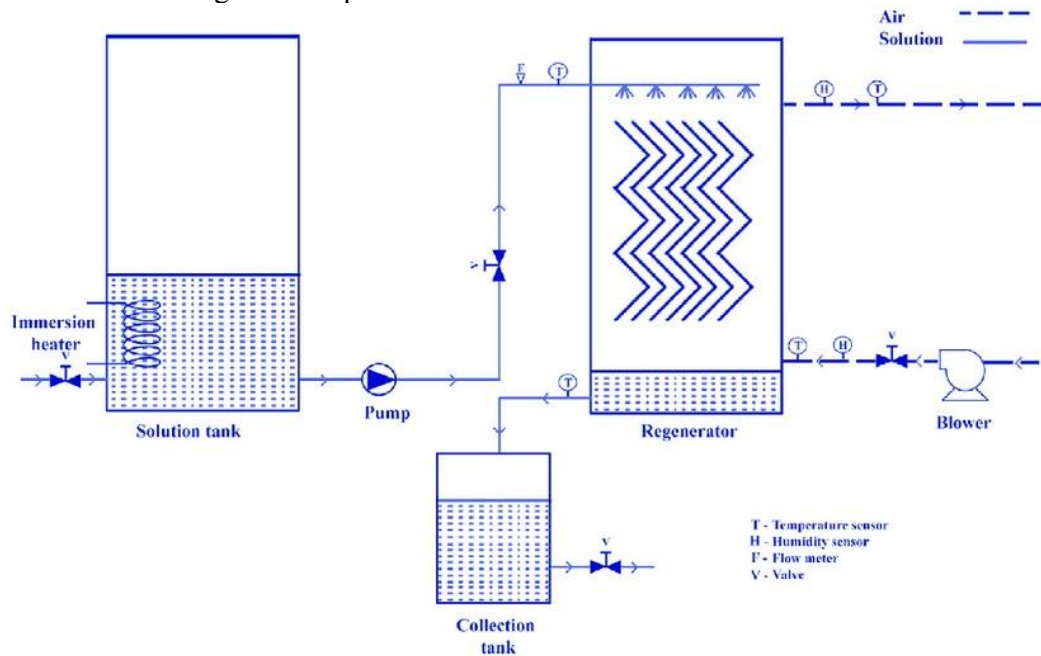
El proceso de deshumidificación mediante estos materiales desecantes utiliza sus propiedades higroscópicas para absorber las moléculas de agua del aire. Este tipo de sistema funciona de la siguiente manera, el aire húmedo y caliente del ambiente ingresa en un deshumidificador, donde entra en contacto con la sustancia desecante en forma de solución líquida concentrada. Esta solución absorbe la humedad del aire ambiente y se convierte en una solución diluida. Luego, esta solución pasa a través de un regenerador de manera que sea calentada y la misma “expulse” la humedad absorbida y vuelva a ser una solución concentrada nuevamente que pueda ser reenviada al deshumidificador.

Los desecantes utilizados en este tipo de procesos pueden ser tanto solidos como liquidos, pudiendo ser: Silica gel (solido), Tamiz molecular (solido), Cloruro de litio (Liquido), Cloruro de Calcio (liquido). Bromuro de litio (liquido).



Esquema sistema de deshumidificacion por desecante liquido

Figura 8. Esquemas de sistemas de deshumidificación.



Esquema de sistema de regeneracion de desecante liquido

Figura 9: Esquemas de sistemas de regeneración.

4. Acercamiento Teórico

En este apartado se describe la base teórica empleada en las secciones subsiguientes, como así también los motivos por los que se seleccionó una ubicación geográfica particular. En lo que respecta a la teoría de acondicionamiento de aire (enfriamiento y deshumidificación) se ha utilizado principalmente la psicrometría para poder determinar temperaturas de funcionamiento, cantidades de agua condensada y potencias requeridas. En lo que respecta al análisis y funcionamiento del equipo de absorción, se ha empleado una serie de cálculos termodinámicos basados en las propiedades físicas y químicas de las sustancias específicas en las que se basan los sistemas por absorción.

4.1 Recopilación de datos climatológicos

A continuación, se presentarán los datos que se utilizaron como base para la realización de todos los cálculos termodinámicos relacionados con el funcionamiento del dispositivo.

4.2 Ubicación Geográfica

Entre las opciones que se estudiaron al comienzo del estudio, se encontraban las provincias del Chaco, Santiago del Estero y Formosa, siendo que todas satisfacían los requerimientos que proponíamos para la elección del lugar donde se podría instalar el dispositivo. Aunque como se mencionó, las 3 provincias satisfacían los requerimientos, la elección definitiva resultó en la provincia de Formosa. En el siguiente apartado se desarrollarán los motivos por los cuales se eligió, Formosa como ubicación principal para el emplazamiento del dispositivo a desarrollar.

4.2.1 Fundamentos

Las razones para elegir el territorio formoseño como el lugar de emplazamiento del condensador están relacionadas principalmente con 4 factores:

- Escasez de acceso al agua potable
- Humedad ambiente
- Irradiación solar
- Acceso a recursos forestales.

Escasez de acceso al agua potable: teniendo en cuenta que la finalidad principal del dispositivo es la obtención de agua potable a partir del aire, la idea es poder facilitar el acceso del agua obtenida, a poblaciones donde la misma no sea accesible de forma convencional o carezca de red de agua potable. De acuerdo a la “Plataforma del agua” (www.plataformadelagua.org.ar), plataforma impulsada por el Programa SEDCERO junto al Instituto de Estudios sobre la Ciencia y la Tecnología (UNQ), la Fundación Plurales, el Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria, el programa Unidos por el Agua, la Fundación Avina y la Red de Tecnologías para la Inclusión Social, Formosa se encuentra entre las 3 provincias con menos acceso al agua potable, donde además de dicha problemática, también existe el problema de napas de aguas contaminadas con arsénico, lo cual limita considerablemente el uso de la misma mediante el bombeo.

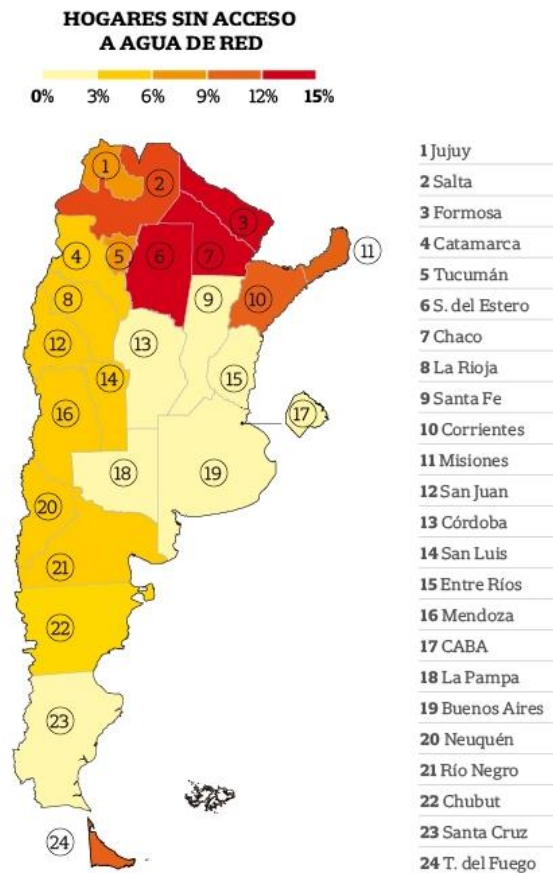


Figura 10: Mapa de hogares sin acceso a agua de red.

Humedad ambiente: Para un correcto funcionamiento del dispositivo, es necesario que exista un nivel mínimo de humedad relativa aproximado de entre 40 y 50%. De acuerdo a datos históricos recabados del servicio meteorológico nacional, Formosa cuenta con humedades relativas mayores al 50% durante todo el año.

Irradiación solar: se buscó un ambiente con elevada irradiación solar de manera de facilitar el funcionamiento del dispositivo a base de energía fotovoltaica. El territorio formoseño permite, en el peor de los casos, tener alrededor de tres y media horas solares pico, que equivalen a 3 horas y media de máxima irradiación solar, lo cual es una cantidad considerable de energía disponible. Este apartado se desarrollará en detalle en la sección 4.4 “Irradiación”.

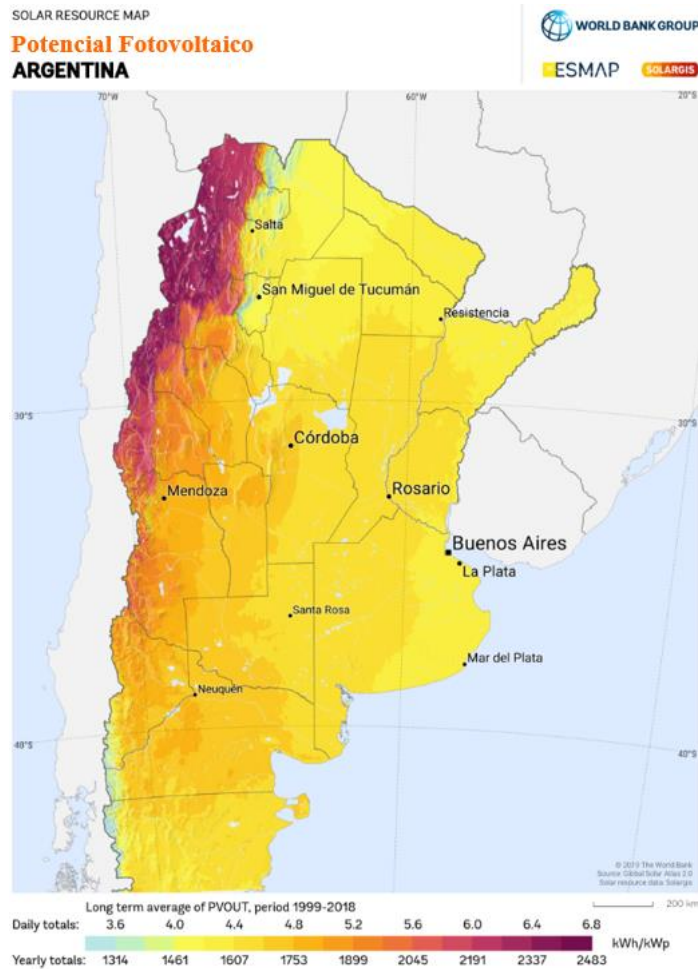


Figura 11: Potencial fotovoltaico.

Acceso a recursos forestales: como en el apartado de irradiación solar, se buscó un sitio que tuviese un fácil acceso a recursos forestales, de manera que facilitara la posibilidad de poder

utilizar dichos recursos como combustible para poder alimentar, mediante una combustión, la parte “térmica” del dispositivo. El territorio formoseño en su totalidad está localizado en el parque chaqueño, un ambiente rico en recursos forestales. El aprovechamiento racional de las masas boscosas ha permitido el desarrollo de una eficiente cadena de agregación de valor que va desde el trabajo en el monte, pasando por los aserraderos y fábricas.

4.3 Parámetros de humedad y temperatura

Los parámetros de humedad y temperatura que se mostraran a continuación fueron recabados de diferentes bases de datos históricas. Se utilizaron principalmente datos del año 2019 para hacer que los resultados sean lo más relevantes posible. Para realizar una apreciación más detallada de la información recabada, puede referirse a la planilla Excel “Tabla de potencias” que incluye la presente tabla discriminada no solo por sus valores medios, sino también por los valores puntuales diarios día por día, mes a mes.

Tabla I. Valores medios de Temperaturas y humedades relativas.

Mes	Tmax (°C)	Tmin (°C)	Tmedia (°C)	H.Relativa (%)
Media Enero	34.8	23.5	28.5	75.3
Media Febrero	34.4	21.1	26.8	71.4
Media Marzo	31.2	19.8	24.4	77.6
Media Abril	29.3	18.8	22.9	83.5
Media Mayo	25.1	17.2	20.3	88.1
Media Junio	26.2	14.9	19.8	77.9
Media Julio	22.8	11.4	16.1	75.8
Media Agosto	26.6	11.7	17.7	70.6
Media Septiembre	29.1	14.4	20.8	64.3
Media Octubre	31.5	17.7	23.9	71.3
Media Noviembre	35	20.9	27	70.2
Media Diciembre	35.8	19.6	26.8	62.1
Media Anual 2019	30.2	17.6	22.9	73.9

4.4 Irradiación

Como se mencionó con anterioridad, se ha planteado como objetivo la alimentación del sistema de absorción mediante energía alternativa, en este caso, fotovoltaica. De tal manera, es necesario conocer la cantidad de radiación solar disponible en el sitio de emplazamiento del

dispositivo de manera de poder realizar un correcto dimensionamiento de la instalación fotovoltaica. Previo a la exposición de los datos recabados, se desarrollarán algunos conceptos necesarios sobre la radiación solar, pero obviando explicaciones más profundas dado que no es el objetivo de esta tesis.

El sol produce una cantidad de energía constante, que, en el momento de incidir sobre la superficie terrestre, pierde parte de su potencia debido a distintos fenómenos ambientales y físicos. La cantidad de potencia recibida por la atmósfera terrestre se denomina constante solar y tiene un valor aproximadamente igual a 1367 W/m^2 , cuando se mide perpendicularmente a los rayos solares. Como se mencionó anteriormente, este valor no es el que alcanza la superficie, debido a fenómenos de reflexión, absorción y difusión sobre los distintos componentes de la atmósfera (vapor de agua, anhídrido carbónico, ozono, etc), reduciendo su valor aproximadamente a 1000 W/m^2 , medida también perpendicularmente a los rayos solares. Aunque esta estimación es correcta, hay que tener en cuenta que los rayos solares no siempre inciden perpendicularmente sobre los paneles fotovoltaicos o paneles térmicos, por lo que se producen pérdidas por reflexión y absorción en las capas que conforman dichos paneles.

Para poder realizar un correcto diseño de una instalación fotovoltaica, es necesario conocer la radiación del lugar y para ello se debe disponer de las tablas o información actualizada del lugar de emplazamiento.

Definiciones:

- **Irradiancia:** flujo de radiación solar interceptado por la tierra, expresado como potencia por unidad de superficie (W/m^2).
- **Irradiación:** Irradiancia recibida por unidad de tiempo, siendo esta última por lo general en horas o días, expresándose como Wh/m^2 .
- **Horas de Sol Pico:** en base a la irradiación y la irradiancia se calculan la cantidad de horas de sol pico disponibles, las cuales consisten en la cantidad de horas en las que disponemos de una hipotética irradiancia solar constante de 1000 W/m^2 sobre cada panel solar que compone la instalación.
- **Irradiación Global en plano inclinado (GTI):** radiación total recibida en una superficie definida por una inclinación y un azimut, fija o con seguimiento solar. Se trata de la suma de toda la radiación dispersa, directa o reflejada y es una referencia para aplicaciones fotovoltaicas.

Definidos los conceptos necesarios, se presenta a continuación los datos de irradiación global en plano inclinado, en el lugar donde se emplazará el equipo, en este caso Formosa. Los datos se relevan del sitio https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html, que permite obtener los datos de cada mes.

A continuación, se realiza una tabla con los niveles de irradiación disponibles en cada mes en función del ángulo de inclinación de los paneles.

Tabla II: Valores de irradiación global acorde al ángulo de inclinación.

Mes	Inclinación 20°	Inclinación 30°	Inclinación 40°	Inclinación 50°
Enero	6504.19	6121.94	5607.42	4969.35
Febrero	6073.79	5882.07	5561.72	5119.31
Marzo	5299.35	5294.52	5166.13	4916.13
Abril	4903.67	5066.33	5109.33	5029.00
Mayo	2892.26	3038.71	3117.10	3124.84
Junio	3957.67	4280.67	4498.33	4602.33
Julio	4203.55	4502.26	4692.26	4765.81
Agosto	4761.29	4977.10	5093.87	5077.10
Septiembre	5530.33	5613.67	5565.67	5385.00
Octubre	5807.10	5680.32	5427.10	5051.29
Noviembre	6165.33	5854.67	5414.00	4859.67
Diciembre	6147.74	5749.68	5244.84	4630.97

En la sección 5.4.1 “Cálculo de instalación fotovoltaica”, se desarrollará el cálculo de la cantidad de paneles fotovoltaicos requeridos para alimentar el dispositivo, por lo que esta información será utilizada para dicho propósito.

4.5 Dimensionamiento instalación fotovoltaica.

El propósito de esta sección es las de exponer el marco teórico utilizado para el cálculo de la instalación fotovoltaica que podría alimentar el dispositivo. Todas estas fórmulas e información se retomarán en la sección de Diseño, en el apartado 5.4.1 “Cálculo de instalación fotovoltaica” como así también en “5.4.2 Cálculo de alimentación híbrida”.

4.5.1 Elementos necesarios de una instalación fotovoltaica.

Toda instalación fotovoltaica requiere de una serie de elementos fundamentales para su funcionamiento, los mismos se dimensionan y se seleccionan a partir de una serie de parámetros que serán descriptos a continuación.

Los elementos necesarios son:

- **Módulos fotovoltaicos:** módulos encargados de la generación eléctrica, pueden ser de varios tipos, siendo los más utilizados los de tecnología mono cristalina y poli cristalina. (En este caso se utilizará un Solartec SOL-72PE-370M de 370W)
- **Regulador de carga:** se encarga de controlar la carga de las baterías, así como la descarga y evitar cargas o descargas excesivas.
- **Baterías:** se encargan de acumular la energía eléctrica producida por el sistema de generación fotovoltaico, de manera que se pueda disponer de la misma en las horas del día que no hay luz.
- **Inversor:** equipo que transforma la corriente continua procedente del regulador en corriente alterna para alimentar este tipo de cargas.

Para el dimensionamiento de una instalación fotovoltaica hay que tener en cuenta una serie de parámetros involucrados tanto por el lugar geográfico donde se emplaza la instalación como así también por los parámetros de funcionamiento de los equipos a alimentar. Los parámetros a tener en cuenta respecto al dispositivo son los siguientes:

- **Potencia unitaria del equipo:** potencia absorbida por el dispositivo. En el caso de que se quiera alimentar el artefacto exclusivamente con energía solar incluirá no solo la potencia requerida por ventiladores y bomba, sino también la potencia requerida en el generador del sistema de absorción.
- **Horas previstas de uso:** la cantidad de horas que se tiene proyectado utilizar el dispositivo. En este caso de estudio se analizará el caso de 12 horas de funcionamiento.

En cuanto a los parámetros de la ubicación:

- **Irradiancia:** flujo de radiación solar interceptado por la tierra, expresado como potencia por unidad de superficie (W/m^2).
- **Irradiación:** Irradiancia recibida por unidad de tiempo, siendo esta última por lo general en horas o días, expresándose como Wh/m^2 .

- **Horas de Sol Pico:** en base a la irradiación y la irradiancia se calculan la cantidad de horas de sol pico disponibles, las cuales consisten en la cantidad de horas en las que disponemos de una hipotética Irradiancia solar constante de 1000 W/m^2 sobre cada panel solar que compone la instalación.

4.5.2 Método de cálculo

Entonces para el cálculo de consumo medio diario (L_{md}) se tiene la siguiente expresión:

$$L_{md} = \frac{L_{md,DC} + \frac{L_{md,AC}}{\eta_{inv}}}{\eta_{bat} * \eta_{con}} \quad (1)$$

Siendo:

$L_{md,DC}$: Consumo medio de energía diario de las cargas en continua.

$L_{md,AC}$: Consumo medio de las cargas en alterna.

Determinados los consumos se prosigue con la búsqueda de los datos de la radiación solar global en el lugar donde se emplazará el equipo, en este caso, Formosa. Los datos se relevan del sitio https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html, que permite obtener los datos de cada mes. (Ver tabla II de la sección anterior).

Para calcular la inclinación óptima de la instalación se utiliza el criterio del Mes crítico (criterio del peor mes). Para ello se realiza una tabla de cocientes que presente el consumo estimado anteriormente, dividido por la irradiación de la tabla II. Para cada inclinación se busca el mayor valor de todos los cocientes, que se corresponden con el momento del año donde la relación entre el consumo de energía y la irradiación disponible será mayor, con lo que habrá que asegurar el suministro de energía sobre todo en ese momento, aunque esto implique un sobredimensionamiento para los otros meses.

Para calcular la cantidad total de módulos necesarios para la instalación, se calcula la relación entre la energía requerida por el dispositivo y la que puede generar cada panel individualmente, utilizando la siguiente fórmula:

$$N_T = \frac{L_{mdcrit}}{P_{MPP} * HPS_{crit} * PR} \quad (2)$$

Siendo:

- L_{mdcrit} : El consumo medio diario mensual para el mes crítico.
- P_{MPP} : Potencia pico del módulo en condiciones estándar de medida, en este caso al utilizar el panel solartec SOL-72PE-370M, se tiene una potencia pico de 370W.
- HPS_{crit} : Horas pico de sol en el mes crítico calculado.
- PR : factor global de pérdidas (varía entre 0.65 y 0.9), se opta por 0.9

Conocido el número total de paneles que forman el generador fotovoltaico, es posible determinar el conexionado de los mismos.

El número de módulos conectados en series se determina de la siguiente manera:

$$N_s = \frac{V_{Bat}}{V_m} \quad (3)$$

Donde:

V_{Bat} : Tensión nominal de la batería (v).

V_m : Tensión nominal de los módulos (v).

El número de módulos conectados en paralelo se determina de la siguiente manera

$$N_{paralelo} = \frac{N_T}{N_{serie}} \quad (4)$$

Cabe destacar que se ha tomado como guía de cálculo, el Manual de Cálculo de Instalaciones Fotovoltaicas Autónomas de SunFields.

4.6 Alimentación térmica

Como se mencionó en el apartado objetivos, un objetivo secundario al de la alimentación fotovoltaica es la de plantear una fuente de energía complementaria basada en una combustión. La idea detrás de esto es poder flexibilizar el funcionamiento del dispositivo y hacerlo lo más económico y práctico posible.

En este caso específico se seleccionó una serie de combustibles aptos para generar el calor requerido por el dispositivo, pero no se desarrolló en profundidad ningún tipo de cálculo térmico que establezca el rendimiento del mismo siendo que éste escapa a los propósitos del presente trabajo.

Para alimentar térmicamente el generador del equipo de absorción, se propone realizar la combustión de algún tipo de combustible sólido o gaseoso, el combustible a utilizar dependerá principalmente de la disponibilidad del mismo, por lo que a continuación se listará un número de posibles combustibles con sus respectivos calores específicos, de manera de poder determinar cual podrá ser el más conveniente y cuanto del mismo se necesitará. Cabe destacar que, para la quema particular de cualquiera de estos combustibles, se deberá diseñar un quemador que permita aprovechar la totalidad del combustible y por ende, el calor generado.

Tabla III: Combustibles seleccionados

Combustible	Poder calorífico (Kcal/Kg)	Potencia (Kwh/kg)
Turba	5090.82	5.92
Lignito	6787.76	7.89
Hulla	7313.58	8.50
Antracita	8197.9	9.53
Carbón de madera	7504.78	8.72
Carbón de coco	7000	8.14
Madera seca	4541.11	5.28
Quebracho Blanco	7000	8.14
Briquetas	4700	5.46
Pellets	4593	5.34
Propano	11000	12.78
Butano	10900	12.67
Gas Licuado	10950	12.73
Gas Natural	8300	9.65

4.7 Psicrometría.

4.7.1 Definición y aplicación el estudio.

A la hora de estudiar un sistema termodinámico que incluya la utilización del aire húmedo es necesario tener noción de los cambios que se generan en las propiedades de este al variar las variables de presión y temperatura. Variaciones que se pueden ir dando a medida que avanza el fluido por los distintos elementos del sistema. Y la rama de la ciencia que realiza estos estudios es la psicrometría.

El caso más importante, y el que nos interesa particularmente, es el de la mezcla de aire seco con vapor de agua (aire húmedo), que en conjunto con otros gases conforman el aire atmosférico.

4.7.2 Características del aire atmosférico.

Aire seco

Es el aire atmosférico con todo el vapor de agua y contaminantes removidos. Se lo puede considerar como todos los componentes que bajo condiciones normales no se condensan (oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono, argón, helio, metano, hidrogeno). Su composición es relativamente constante, pero pequeñas variaciones en las cantidades individuales de cada componente ocurren con el tiempo, la ubicación geográfica y la altitud.

Composición del aire seco:

Tabla IV: Composición del aire seco.

Gas	Peso (%)	Volumen	Fracción molar (X_i)
N_2	75.5	78	0.7809
O_2	23.1	21	0.2095
Ar	1.30	0.9	0.0093
CO_2	0.05	0.03	0.0003
Otros	0.05	0.07	

Aire húmedo

Es una mezcla binaria de aire seco y vapor de agua. La cantidad de vapor de agua varía de cero (aire seco) a un máximo que depende de la temperatura y presión. El aire húmedo puede alcanzar una condición que se denomina de “Saturación”, que implica que dicha masa de aire contiene la máxima cantidad de vapor de agua que puede contener, un incremento en la concentración de vapor de agua implicaría su condensación inmediata.

Condiciones atmosféricas estándar

La temperatura y presión barométrica del aire atmosférico varía considerablemente con la altitud, como así también con la geografía y condiciones climáticas locales. Las condiciones estándar dan una referencia para estimar propiedades a varias altitudes. A nivel del mar, la temperatura estándar es de 15 °C y la presión barométrica estándar es de 101.325kPa. Se asume que la temperatura decrece linealmente con el aumento de altura por la troposfera (atmosfera baja) y que es constante en los comienzos de la estratosfera. Se asume que la atmosfera baja consiste en aire seco que se comporta como un gas perfecto.

Propiedades del aire húmedo

Las propiedades del aire húmedo están relacionadas con la temperatura, cantidad de vapor de agua, volumen ocupado por el aire y la energía contenida.

Propiedades relacionadas a la temperatura:**Temperatura de bulbo seco:**

Es la temperatura seca del aire, prescindiendo de la radiación calorífica de los objetos, velocidad del aire y efectos de la humedad relativa. Esta temperatura se corresponde con la temperatura ambiental tal y como se la mide normalmente.

Temperatura de bulbo húmedo:

Es la temperatura a la cual el agua (líquida o sólida), por evaporación del aire húmedo a temperatura de bulbo seco y humedad absoluta " ω ", puede hacer que el aire entre en saturación adiabáticamente, manteniendo la presión " p " constante.

Temperatura de rocío:

Es la temperatura a la cual el aire se encuentra saturado a presión " p " y con la misma humedad absoluta que la de la muestra de aire dada, de esta manera a esta temperatura el vapor de agua comienza a condensar. Visto de otra manera, sería la temperatura a la que debe enfriarse el aire, manteniendo constante su presión y su contenido de vapor para alcanzar la saturación

Cuando el aire se satura, se llega al punto de rocío. La saturación se produce por un aumento de la humedad relativa con la misma temperatura o por el descenso de la temperatura con la misma humedad relativa.

En nuestro caso, tomamos el punto de rocío atmosférico dado que trabajamos a presión atmosférica y no a presiones mayores o menores.

Propiedades relacionadas con la humedad:**Humedad absoluta, X_w o ω :**

Es la relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco contenidos en una muestra de aire, o sea la masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco.

Se expresa en kg agua/kg aire seco.

$$\omega = \frac{\text{masa}_{H_2O}}{\text{masa}_{\text{aire seco}}} = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kg}_{\text{aire seco}}} \quad (5)$$

Utilizando la ley de los gases ideales se puede obtener las masas de agua y aire seco para luego obtener la humedad absoluta:

$$m_{H_2O} = \frac{p_v \cdot V \cdot M_v}{R_m \cdot T} \quad (6)$$

$$m_{As} = \frac{p_A \cdot V \cdot M_A}{R_m \cdot T} \quad (7)$$

$$X_w = \frac{M_v \cdot p_v}{M_{as} \cdot p_{as}} = \frac{18}{29} * \frac{p_v}{p_{atm} - p_v} \quad (8)$$

$$X_w = 0.622 * \frac{p_v}{p_{atm} - p_v} \quad (9)$$

p_v = presión de vapor p_{atm} = presión atmosférica

Humedad específica γ :

Es la relación entre la masa de vapor de agua y la masa total de aire húmedo.

$$\gamma = \frac{m_w}{(m_w + m_{\text{aire seco}})} \quad (10)$$

Humedad relativa “ ϕ ” o “ φ ”:

Es la relación entre la cantidad de vapor de agua contenida en cierta masa de aire y el que éste contuviera si estuviese saturado de humedad a la misma temperatura

$$\phi = \left(\frac{m_v}{m_v^{sat}} \right)_T = \frac{p_v}{p_s} \quad (11)$$

p_v = presión parcial del agua en el aire. p_s = presión de saturación.

Propiedades relacionadas con el volumen ocupado y energía:

Volumen específico:

El volumen específico de una mezcla de aire húmedo está expresada en unidades de masa de aire seco.

$$v = \frac{V}{m_{\text{aire seco}}} \quad (12)$$

V: es el volumen total de la mezcla, $m_{\text{aire seco}}$: es la masa total del aire seco.

Entalpia:

La entalpia de una mezcla de gases perfectos es igual a la suma de las entalpias de los componentes parciales. Por lo tanto, la entalpia específica del aire húmedo puede escribirse como:

$$h = h_{da} + wh_g \tag{13}$$

h_{da} = entalpia específica del aire seco en KJ/kg aire seco h_g = entalpia específica del vapor saturado en KJ/kg agua a la temperatura de la mezcla.

Como aproximación se define:

$$h_{da} \approx 1.006t \tag{14}$$

$$h_g \approx 2501 + 1.86t \tag{15}$$

Donde “t” es la temperatura de bulbo seco en °C. Entonces la entalpia del aire húmedo queda:

$$h = 1.006t + w(2501 + 1.86t) \tag{16}$$

Las propiedades previamente descritas suelen ser las más usualmente utilizadas a la hora de realizar estudios psicrométricos. A continuación, se hará una breve descripción de cómo pueden utilizarse en conjunto con un gráfico llamado “Diagrama de Carrier” o “Carta psicrométrica”

4.7.3 Diagramas psicrométricos

Las diferentes propiedades del aire húmedo están relacionadas entre sí, de forma que a partir de dos cualesquiera es posible obtener el resto. Sin embargo, el uso de las diversas ecuaciones o aproximaciones puede complicar excesivamente el cálculo de dichas propiedades. En la práctica se utilizan diagramas que no son más que representaciones graficas de las ecuaciones previamente presentadas.

En estos diagramas, cada estado del aire vendrá representado por un punto y cada proceso psicrométricos por una línea, se consigue así una estimación rápida y precisa de la información necesaria en el estudio y diseño de equipos o procesos relacionados con la psicrometría. Existen distintos diagramas de acuerdo con las condiciones atmosféricas que se estudian, como por ejemplo altas temperaturas a presión atmosférica.

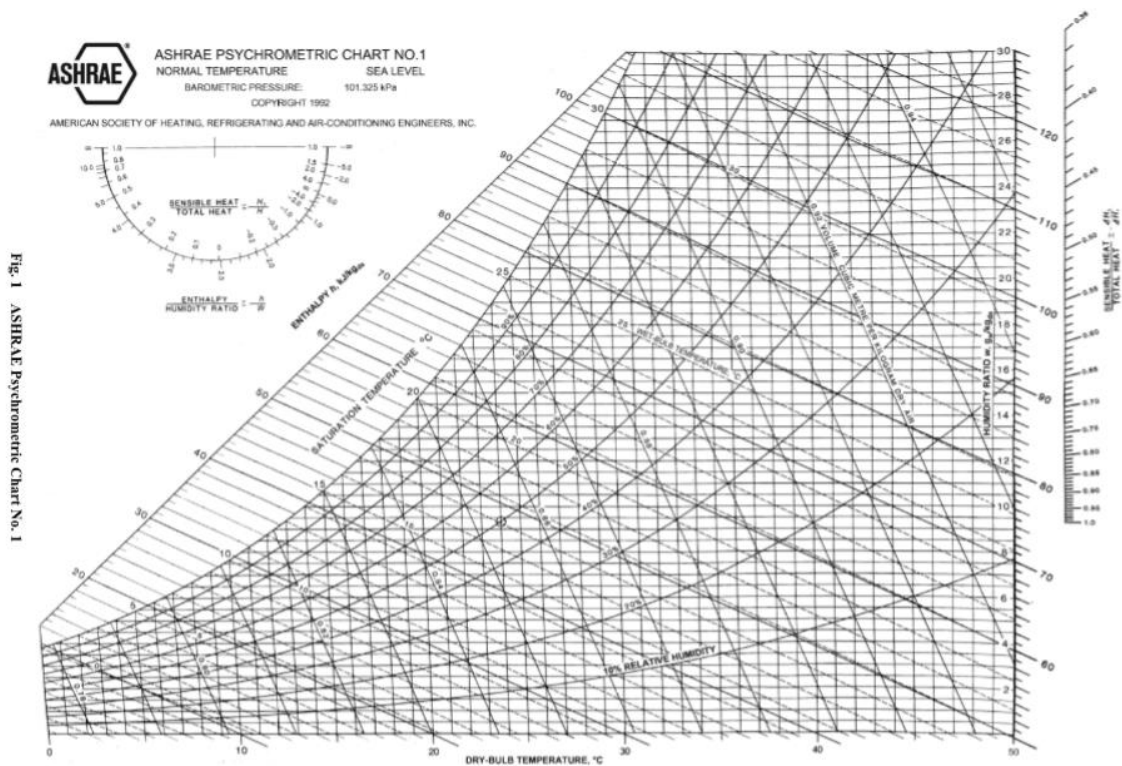


Figura 12. Carta psicrométrica.

En la carta psicrométrica, todas las líneas que cruzan el gráfico de forma vertical indican los valores de la temperatura de bulbo seco (Tbs). Las líneas curvas que atraviesan el gráfico e indican valores en % son las líneas de humedad relativa. La temperatura de bulbo húmedo (Tbh) está definida por las líneas en diagonal que cortan a la curva de 100% de humedad relativa. Para obtener los valores de entalpia del aire se prolonga la línea del tbh hasta cortar a la línea que indica la escala de valores de entalpia. Puede determinarse la temperatura de punto de rocío (Tpr) desplazándose desde cualquier punto de referencia hacia la izquierda en forma horizontal hasta llegar a la línea de 100% de humedad, en este punto se puede obtener la lectura de dicho valor. Para obtener valores de humedad específica “ ω ” y presión parcial del Pv, el desplazamiento es similar al realizado para obtener Tpr pero hacia el lado derecho del gráfico hasta cortar las líneas de “ ω ” y Pv. El volumen específico es posible obtenerlo, ubicando las líneas diagonales en el gráfico.

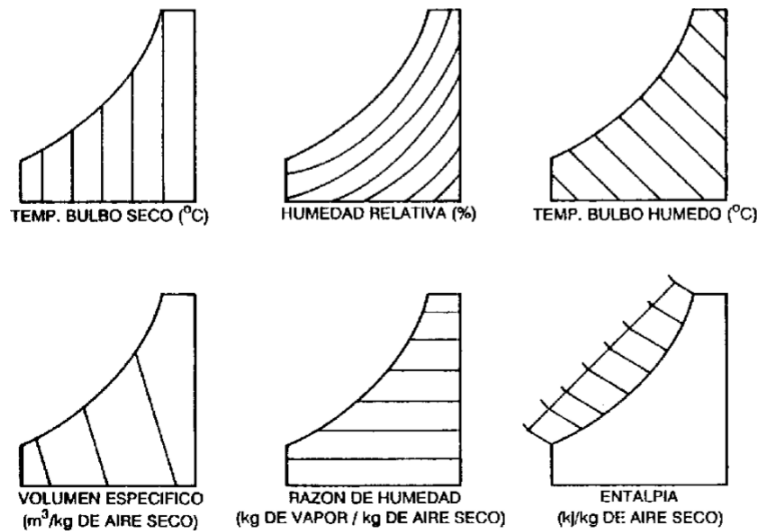


Figura 13: Curvas en diagrama psicrométrico.

Del mismo modo, distintos desplazamientos que pueden realizarse en el diagrama, representan procesos realizables sobre el aire húmedo, pudiendo ser:

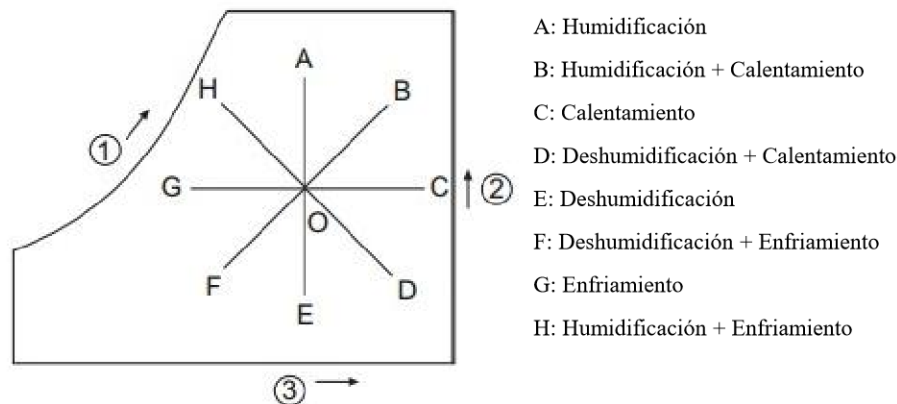


Figura 14: Procesos realizables del aire húmedo.

En el caso de la presente tesis nos concentraremos en el proceso de “deshumidificación y enfriamiento” del aire. En dicho proceso, el aire se enfría hasta alcanzar la curva de saturación (100% de humedad relativa), a partir de dicho momento se continúa enfriando hasta alcanzar el punto de rocío del aire a presión constante. Es a partir de este instante que la humedad presente en el aire comienza a condensar, extrayéndose en estado líquido por un canal aparte y a la misma temperatura de salida del aire.

4.8 Potencia frigorífica

A continuación, se detallará la teoría que fundamenta el cálculo de potencia requerido por el dispositivo para condensar una cantidad variable de agua a partir de una masa de aire.

4.8.1 Cálculo de potencia frigorífica de enfriamiento y deshumidificación del aire.

La condensación de humedad ocurre cuando el aire húmedo es enfriado a temperaturas menores a la de su punto de rocío. La imagen presentada a continuación muestra una batería hipotética de enfriamiento donde el aire húmedo, se asume, es enfriado uniformemente. Se asume también que el agua extraída, como consecuencia de la condensación, sale a la temperatura de salida del aire (t_2).

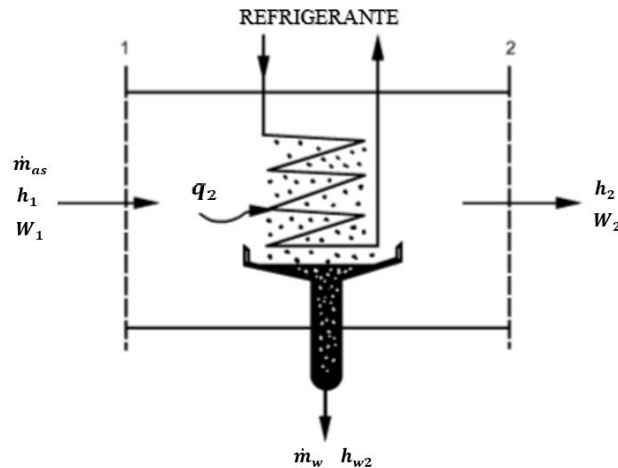


Figura 15: Batería de refrigeración.

Para el sistema mostrado en la imagen anterior, las ecuaciones de balance de masas y energía son:

$$\dot{m}_{as}h_1 = \dot{m}_{as}h_2 + q_2 + \dot{m}_w h_{w2} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{as}W_1 = \dot{m}_{as}W_2 + \dot{m}_w \quad (18)$$

Y, en consecuencia:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{as}(W_1 - W_2) \quad (19)$$

$$q_2 = \dot{m}_{as}[(h_1 - h_2) - (W_1 - W_2)h_{w2}] \quad (20)$$

Donde:

- q_2 = potencia de refrigeración requerida [W]
- \dot{m}_{as} = caudal másico de aire seco [kg/s]
- h_1, h_2 = entalpias del aire a la entrada y a la salida [kJ/kg]
- \dot{m}_w = caudal másico de agua condensada [kg/s]
- h_{w2} = entalpia del agua condensada [kJ/kg]
- W_1, W_2 = humedades absolutas del aire a la entrada y a la salida [kg/m³]

Estas ecuaciones nos permiten obtener tanto la potencia frigorífica requerida para condensar una masa de agua líquida, como así también, la masa de agua que se puede llegar a obtener en base a un caudal másico de aire seco y las humedades absolutas a la entrada y salida del dispositivo.

Al tratarse de un desarrollo experimental, controlamos las condiciones entre las cuales el dispositivo operará. De esta manera, el valor del caudal másico de aire seco y los valores de temperatura del aire, a la entrada y salida, estarán bajo nuestro control, el resto de las propiedades se desprenden de las características que posee el aire a las temperaturas fijadas.

Cabe destacar que en condiciones normales uno utilizaría las cartas psicrométricas o las fórmulas de cálculo para obtener los valores de las propiedades del aire, pero debido a la gran cantidad de datos desde los cuales partimos y necesitamos, se decidió utilizar un aplicativo web que calcula cada una de las propiedades requeridas y que se basa en los cálculos anteriormente expuestos.

Psicrometría		
Datos		
Unidades:	<input checked="" type="radio"/> SI	<input type="radio"/> Ing.
Parámetros	Valor	Unidad
Temperatura:	<input type="text" value="25"/>	<input type="text" value="C"/>
Temp. b. húmedo: <input type="radio"/>	<input type="text" value="20"/>	<input type="text" value="C"/>
Humedad relativa: <input checked="" type="radio"/>	<input type="text" value="65"/>	<input type="text" value="%"/>
Punto de rocío <input type="radio"/>	<input type="text" value="17.61818340410"/>	<input type="text" value="C"/>
Altitud SNM	<input type="text" value="0.0"/>	<input type="text" value="m"/>
<input type="button" value="Calcular"/>		
Resultados		
Presión Atmosférica	<input type="text" value="1.013238759799"/>	<input type="text" value="bar"/>
Pv sat	<input type="text" value="31.69208398231"/>	<input type="text" value="mbar"/>
Pv	<input type="text" value="20.12049738508"/>	<input type="text" value="mbar"/>
Humedad absoluta	<input type="text" value="0.012601670764"/>	<input type="text" value="kg/kg"/>
Entalpia	<input type="text" value="57.22191802962"/>	<input type="text" value="kJ/kg"/>
Volumen específico	<input type="text" value="0.860890156160"/>	<input type="text" value="m3/kg"/>

Figura 16: Calculadora de propiedades psicrométricas

En el archivo Excel “Tabla de potencias” que se adjunta con el presente informe, se realizaron todos los cálculos de caudales máxicos de aire seco, potencia frigorífica instantánea, energía consumida y agua obtenida, todos a partir de los datos meteorológicos históricos recabados de Formosa. Además, en el mismo se detallan las fórmulas utilizadas y los resultados de los mismos, se especificó no solo resultados extremos sino también valores medios correspondientes a los meses del año.

Cabe destacar que se tomó como regla general un delta promedio de temperatura de 10°C entre la temperatura del aire, y la esperada para lograr alcanzar la temperatura de rocío.

En el apartado de diseño, más precisamente en el de cálculo de potencia, se expondrán los resultados de dichos cálculos en base a los datos meteorológicos recabados.

4.9 Máquina de Absorción.

4.9.1 Introducción.

En este apartado se desarrollará el funcionamiento y propósito de una máquina de absorción y se describirán los distintos tipos de ciclos que se utilizan industrialmente. Nos enfocaremos especialmente en dos, el ciclo de agua - amoníaco y el ciclo de bromuro de litio - agua y además compararemos y evaluaremos sus ventajas y desventajas a la hora de utilizarlo en un generador agua atmosférica.

4.9.2 Definición

Una máquina de absorción es una bomba de calor que, así como en los ciclos de compresión de las heladeras convencionales hogareñas, aprovecha los fenómenos físicoquímicos de la interacción de dos fases de un fluido de trabajo (refrigerante) para extraer el calor de un recinto cerrado. Ambos ciclos son cerrados y necesitan de una fuente de energía para operar, pero poseen una gran diferencia uno del otro.

En el ciclo convencional se utiliza un compresor mecánico para generar la diferencia en la presión del fluido refrigerante y, en cambio, el ciclo por absorción utiliza un absorbedor y un generador o desabsorbedor, los cuales son dos subsistemas que por medio una fuente de calor se garantizan la diferencia de presión necesaria para producir y aprovechar las propiedades termodinámicas del fluido refrigerante. Y esta es la principal ventaja con dicho ciclo ya que no

necesita una fuente que le brinde potencia mecánica, solo necesita calor y ese calor puede obtenerse de forma residual de otras fuentes de energía.

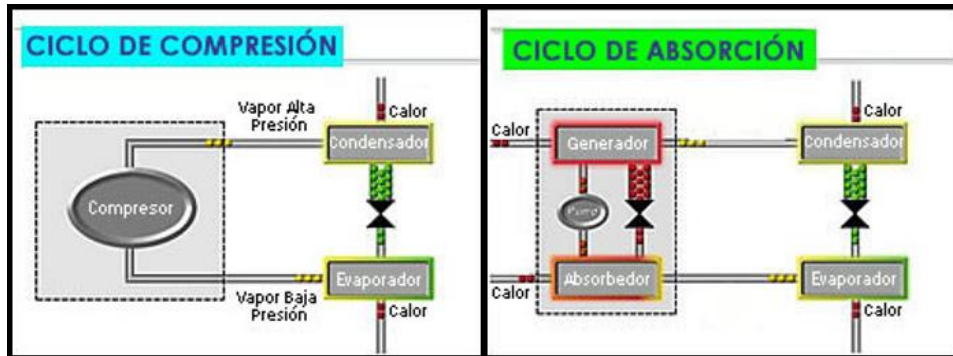


Figura 17: Ciclo compresión versus Ciclo de absorción.

Es por ello por lo que este tipo de máquinas son más utilizadas a nivel industrial que a nivel hogareño, ya que en las industrias existe un calor residual de turbinas de vapor, de gas, de calderas, y de otras máquinas térmicas que posee temperaturas elevadas y aprovechables capaz de aportar la energía necesaria para que la maquina frigorífica de ciclo de absorción pueda garantizar un funcionamiento estable.

4.9.3 Clasificación

Para clasificar las máquinas de absorción debemos aclarar primero que son sistemas compuestos de cuatro subsistemas que interactúan entre sí en un ciclo dependiente de la estabilidad de sus temperaturas, presión y caudal másico.

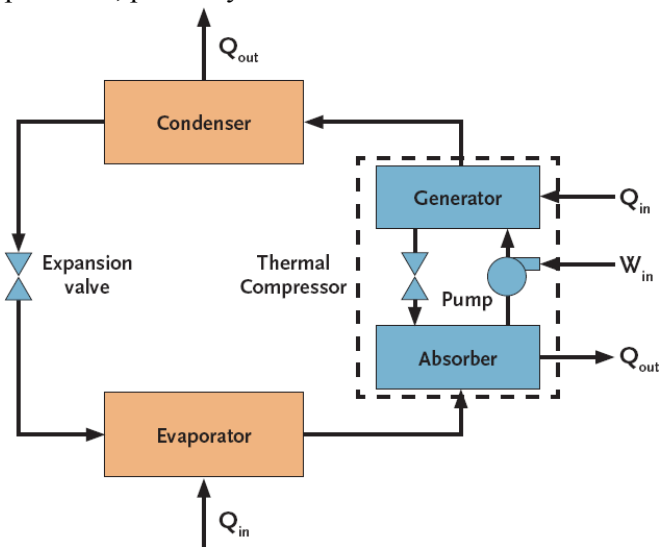


Figura 18: Ciclo de absorción básico.

Los cuatro subsistemas son:

- Generador
- Condensador
- Evaporador
- Absorbedor

Entre estos subsistemas existen dos que toman preponderancia en los resultados del ciclo frigorífico. Estos son el absorbedor, el cual es el encargado de homogenizar el fluido absorbente con el fluido refrigerante, y el generador el cual es el encargado de separar el refrigerante de la disolución. En ambos la variable crucial es la temperatura a la que se encuentra cada subsistema y entre más eficiente y estable sean mejor será el resultado obtenido en el evaporador, es decir, mejor será la potencia frigorífica de la máquina. Es por ello por lo que a lo largo de los años de estudio de este tipo de máquina frigorífica se han desarrollado numerosos sistemas con dos o más generadores y dos o más absorbedores. Por ende, podemos dividir este tipo de máquina en:

- Cantidad de efectos (cantidad de veces que el refrigerante pasa por el o los generadores)
 - Simple efecto
 - Doble efecto
 - Triple efecto
- Cantidad de etapas (cantidad de veces que la mezcla pasa por el o los absorbedores)
 - Simple etapa
 - Doble etapa
 - Triple etapa

A partir de aquí solo nos quedaría clasificar la máquina por el tipo de par refrigerante-absorbente que se va a utilizar:

- Agua como refrigerante y sales como absorbentes:
 - H_2O / BrLi
 - H_2O / BrZn
 - H_2O / ClO_3Li

- Amoniac como refrigerante y agua como absorbente
 - $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O}$
- Nitrato de litio como refrigerante y agua como absorbente
 - $\text{LiNO}_3 / \text{H}_2\text{O}$

Luego solo nos resta indicar el tipo de condensación que va a tener el equipo (aire, agua o algún tipo de refrigerante) y la forma de suministrar calor al o a los generadores, de forma directa (producto de la combustión de algún combustible fósil, resistencia eléctrica o también de un concentrador solar) o de forma indirecta, por medio de un intercambiador de calor, utilizando calor residual o de otra índole como podría ser la solar.

4.9.4 Modelado Termodinámico

Estudiaremos y modelaremos el comportamiento termodinámico de una máquina de absorción de simple efecto basándonos principalmente en la Segunda Ley de la Termodinámica. Ella define el concepto de irreversibilidad de los fenómenos físicos, estableciendo así que:

“Es imposible que una máquina autónoma, sin ayuda de algún agente externo, transfiera calor de un cuerpo a otro más caliente.” Rudolf J. E. Clausius

4.9.5 Conceptos Básicos

El propósito básico de la máquina de absorción es la de generar un ciclo frigorífico constante que genere un flujo unidireccional de calor de una fuente de calor a una fuente fría. Este tipo de máquinas se basan en un ciclo termodinámico conocido como Ciclo Invertido de Carnot. En sí, cualquier máquina frigorífica se puede representar por dos ciclos de Carnot, uno directo y otro inverso, en el directo se transfiere calor ($q_g[W]$) de una fuente caliente ($T_g [^{\circ}\text{C}]$) a una fría ($q_c[W]; T_c [^{\circ}\text{C}]$) produciendo trabajo ($w[W]$) que será tomado por el ciclo inverso que absorbe ese trabajo w y la energía calorífica ($q_e[W]; T_e [^{\circ}\text{C}]$) de su foco frío. La suma de estas es transportada hacia un foco caliente que se encuentra a una temperatura similar al ambiente. Si analizamos los balances de energías de estos dos ciclos ideales, tendremos:

Del ciclo directo:

$$-q_g + q_c + w = 0 \tag{21}$$

$$\frac{q_g}{T_g} + \frac{q_c}{T_c} = 0 \tag{22}$$

Del ciclo inverso:

$$-q_e + q_c - w = 0 \quad (23)$$

$$\frac{-q_e}{T_e} + \frac{q_c}{T_c} = 0 \quad (24)$$

Analizando el efecto frigorífico y el trabajo necesario se puede determinar un factor determinante, este es, el Coeficiente de Eficiencia Energética o también conocido como COP. Este coeficiente es la relación que existe entre la potencia de refrigeración y la potencia entregada al sistema para su funcionamiento. Y determina de manera clara la eficiencia general de la máquina frigorífica.

$$\frac{q_e}{w} = \frac{T_c}{T_c - T_e} = COP \quad (25)$$

4.9.6 Ciclo Amoníaco-Agua

El proceso de generar un ciclo de absorción Amoníaco-Agua ha sido uno de los primeros acercamientos a la preservación de productos y climatización en lo que se refiere a la historia de la refrigeración, en particular en la fabricación de hielo.

Fue así como los primeros proyectos de investigación que datan de la década 20 utilizaban como base una solución de absorbente-refrigerante, es decir, agua-amoniaco (H₂O-NH₃). Uno de los más conocidos fue el “Crosley’s IcyBall”, el cual fue una solución efectiva para la refrigeración de la comida en varios sectores de los Estados Unidos ante la falta de acceso al suministro eléctrico y por ende a la posibilidad de utilizar heladeras convencionales. Estaba compuesto por un conjunto móvil de dos esferas metálicas unidas por un conducto (ver figura 19) a las cuales se les agregaba una solución de agua y amoniaco. Estas esferas se discriminaban como una caliente y una fría, donde una iría ubicaba, luego de realizar el proceso de enfriamiento, en un recinto aislado térmicamente donde se encontrarían los productos a enfriar y la otra en el exterior dispuesta de tal forma que se le pueda aportar una fuente de calor externa.

El proceso era simple pero arduo, se pedía tomar el conjunto y llevarlo al exterior de tal forma que ambas esferas estén en contacto con el medio ambiente. Luego, a la llamada esfera caliente (la externa), se le aportaba calor mediante un quemador por un tiempo prefijado de

aproximadamente noventa minutos, de tal forma que se genere la evaporación y disolución del amoníaco del agua en la solución refrigerante que se encontraba dentro de la esfera.

Este fluido que, debido a su estado gaseoso se expande, sube por un conducto que lleva a la otra esfera (esfera fría), la cual debía ser insertada en un recipiente con agua. Allí el amoníaco en estado gaseoso proveniente de la esfera caliente se condensaría formando líquido nuevamente. Una vez que la esfera fría se llenaba completamente de amoníaco, una válvula de presión da el aviso para continuar a la siguiente parte del proceso. Ahora, la esfera caliente rota de posición y pasa a estar en el agua y la esfera fría en contacto con el aire exterior. El líquido de amoníaco ubicado en la esfera fría comenzaría a evaporarse debido a la diferencia de presión producida por el enfriamiento de la esfera caliente y de esta forma comienza el descenso de la temperatura en la esfera fría hasta aproximadamente los -2°C . Una vez enfriada la esfera fría, se llevar el conjunto al recinto a enfriar, colocando obviamente, la esfera fría en el recinto aislado y la esfera caliente en contacto con el medio ambiente. Durante el tiempo en que la esfera fría se encuentra enfriando, el amoníaco vuelve a evaporarse debido a las diferencias de presión entre esferas y retorna por el conducto a la esfera caliente, ahora ubicada en el exterior, llevándose consigo todo el calor del recinto aislado a refrigerar. El periodo de enfriamiento que podía brindar este proceso era de aproximadamente 10 horas. Al transcurrir este tiempo es necesario repetir el procedimiento.



Figura 19: Boceto IcyBall

Aunque en 1925 todo este proceso laborioso y manual se eliminaría modificando la disposición y algunos componentes del sistema, generando una heladera convencional de uso práctico y sencillo. Los que introducirían estas reformas serían los suecos Carl Munters y

Baltzar von Platen. Ellos dos, aun siendo estudiantes, diseñarían una máquina capaz de realizar un ciclo de refrigeración de absorción-desabsorción sin la necesidad de contar con partes móviles funcionando continuamente ni con procesos que requieran la intervención humana continua. Su idea era utilizar como refrigerante al amoníaco en estado gaseoso liberado de una solución acuosa y transportarlo en circuito de tuberías en una atmosfera de un gas inerte que usualmente era hidrógeno, el cual posee una densidad menor al amoníaco lo que provoca una presión positiva en el circuito. Esto otorga a que el sistema tenga una presión regular y constante en todos los puntos y no exista necesidad de uso de válvulas manuales ni bombas que regulen las presiones parciales del equipo. Este aporte de presión, generado por el gas inerte, posee la presión suficiente para que el refrigerante (amoníaco) circule en el conjunto de tuberías del condensador (ver figura 20) y disminuya su presión parcial por debajo de la saturación evaporándose rápidamente, aunque, sin llegar a la ebullición.

La idea comenzó su desarrollo en 1923 por la compañía AB Artic que luego fue comprada por otra compañía conocida como Electrolux, y es por eso por lo que este ciclo se lo conoce como Servel-Electrolux. En la figura 20, se puede apreciar el conjunto compuesto por los cinco subsistemas: absorbedor, evaporador, condensador, generador, y el rectificador. Dentro de este circuito se encuentra un fluido compuesto de amoníaco (actúa como refrigerante), agua (absorbente) y el hidrógeno (gas inerte).

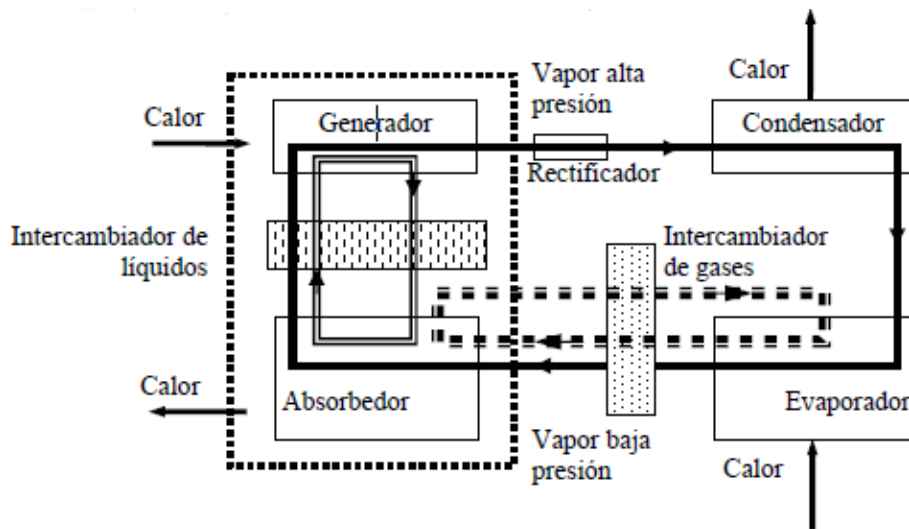


Figura 20: Circuito de Operación de un Ciclo Servel-Electrolux.

Para poder entender nuestro desarrollo, debemos primero explicar cómo funciona el ciclo Servel-Electrolux. Basándonos en los principios del ciclo de absorción tradicional, el

mismo comienza en el evaporador, donde dentro de él, tenemos un refrigerante en estado líquido que se evapora y toma el calor del recinto a enfriar. De aquí ingresa al absorbedor, una parte en forma líquida y otra en vapor. Este vapor es absorbido por el agua en el absorbedor, formando una solución rica de refrigerante y se lleva al generador donde se le aporta calor de una fuente externa para volver a separar casi la totalidad del amoníaco del agua. La solución con bajo contenido de amoníaco es devuelta al absorbedor mediante la bomba de burbujeo. Esta es básicamente un conducto con forma helicoidal que se encuentra dentro de la botella (ver figura 21) que promueve la formación de burbujas en el amoníaco, y son estas burbujas las que desplazan la solución pobre hacia el absorbedor. Mientras que el refrigerante puro, en estado gaseoso, saliente del generador a una temperatura mayor a 120°C, pasa al condensador donde se convierte nuevamente en estado líquido con una temperatura de aproximadamente 70°C. Desde aquí se dirige hacia el evaporador y pasando nuevamente a un estado gaseoso para captar la mayor cantidad posible de calor y recomenzar el proceso.

Posterior a este diseño, se introdujeron dos mejoras para aumentar el rendimiento o COP del ciclo. Uno de estos fue implementar un intercambiador de calor en el absorbedor para mejorar la absorción del amoníaco en el agua y el otro fue implementar también un intercambiador de calor, pero para los gases generados en el evaporador donde se optimiza y se reciclan los gases con solución rica sobrantes que quedan al final del circuito del evaporador.

Hoy en día, existen equipos de refrigeración por absorción que se venden comercialmente debido a su versatilidad para funcionar tanto con energía eléctrica como con otras fuentes de calor como el gas envasado. Además, no generan ruido, poseen un mantenimiento prácticamente nulo ya que no tienen partes móviles y el consumo de hidrocarburos es mínimo. También, cabe destacar que el amoníaco es un elemento que existe en todos los sistemas biológicos y no causa ningún tipo de daño a la atmósfera.

Estos equipos funcionan con el ciclo Servel-Electrolux que comentamos anteriormente, con las mejoras de los intercambiadores de gas y líquido para optimizar el sistema. La fuente de calor que utilizan es usualmente una resistencia eléctrica de aproximadamente 400 W o mayor (dependiendo de la capacidad frigorífica del equipo) que puede trabajar en varias tensiones nominales distintas (12V, 20V, 110V y 220V) y además regular esta tensión para controlar y ajustar el ciclo de trabajo para modificar la temperatura en el recinto a refrigerar. Además, puede trabajar con gas natural, envasado (entre 300 y 600 kcal/hora dependiendo del

equipo) y hasta biogás permitiéndole así ser prácticamente independiente e ideal para los lugares remotos donde la red eléctrica es inexistente o inestable. Lo que lo hace ideal también y de gran uso en vehículos y embarcaciones de transporte de cargas frías.

Por ende, se tomó este concepto de máquina de absorción, que de manera comercial ya se encuentra adaptado para que pueda utilizarse con una fuente de calor eléctrica o gas y además, acercándonos a nuestro segundo objetivo, incluir una fuente externa solar con la idea de minimizar al mínimo el consumo eléctrico o de hidrocarburos de la máquina frigorífica.

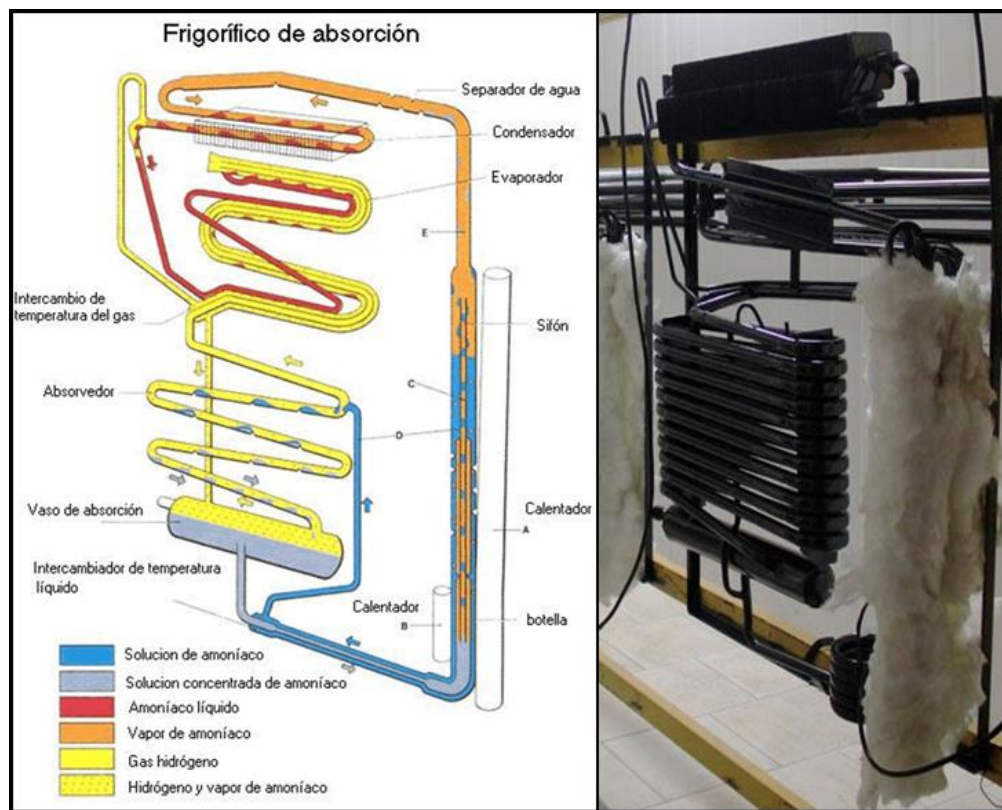


Figura 21: Esquema y estructura de una máquina de absorción típica.

4.9.7 Ciclo Bromuro de Litio-Agua.

El ciclo de refrigeración mediante una máquina de absorción Agua-Bromuro de Litio, desarrollado ampliamente por la empresa Yazaki Energy, consta de un fluido compuesto por agua (refrigerante) y bromuro de litio (una sal que actúa como absorbente). Al tener una sal como absorbente es simple observar que existe una afinidad con el refrigerante utilizado, el agua, y es además un limitante en las temperaturas de trabajo del equipo ya que se debe contemplar posibles helamientos. Otra característica de este ciclo y del refrigerante, es que

trabaja a presiones inferiores a la presión atmosférica. Esto genera, además de tener una precaución en el diseño y tal vez un costo extra en los componentes a utilizar, que el agua como tal trabaja en estado de vapor a temperaturas más bajas que a presión atmosférica, lo que induce a su vez, que sea el refrigerante del ciclo.

Ha sido uno de los primeros en un utilizarse de forma comercial para la refrigeración de espacios cerrados debido a su fluidos inocuos y no tóxicos, como así también su bajo consumo energético para tal fin y su facilidad para usarse con fuentes de energía solar o energía residual de máquinas térmicas. Es, además, un ciclo que trabaja con temperaturas superiores al nivel congelación (entre 2°C y 10°C en su refrigerante), y que necesita temperaturas de entre 70°C y 150°C para activar el ciclo de funcionamiento, lo que le da una versatilidad única para utilizarse en un amplio rango de necesidades de refrigeración.

4.9.8 Funcionamiento

La máquina de absorción de simple efecto está compuesta de cinco subsistemas: un generador, un absorbedor, un condensador, un evaporador y un recuperador de calor de la disolución. Y dispone de ciertos equipos auxiliares: dos válvulas expansoras, que consideraremos isoentálpicas, y una bomba que se encargara de llevar el fluido de trabajo del absorbedor al recuperador de calor.

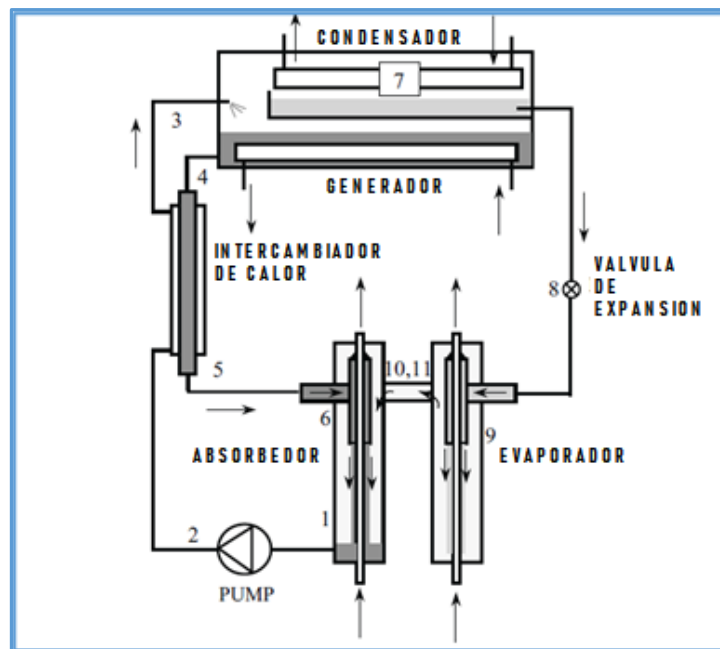


Figura 22. Ciclo de funcionamiento

Este fluido consta de una disolución acuosa de bromuro de litio y agua, donde este último es el refrigerante y es el encargado de producir el efecto útil en el ciclo y el otro actúa como disolvente y tiene la función de transportar el refrigerante del absorbedor hacia el generador donde posteriormente será separado nuevamente.

Si comenzamos el ciclo desde el generador, como puede observarse en la figura 22, éste está siendo sometido constantemente por una fuente de calor externa al equipo Q_{gen} , he aquí que ese calor suministrado generará un aumento de la temperatura del fluido y producirá la ebullición de la disolución, separando el agua del bromuro de litio. Una vez ocurrido este cambio de estado, el refrigerante (agua), en estado gaseoso y a una presión P_7 , ingresará en el condensador con una temperatura T_7 . Es en el condensador donde nuevamente cambiará de estado para formar líquido, a una temperatura T_8 y presión P_8 , para luego pasar por una válvula de expansión isoentálpica, donde disminuye su presión P_9 y reduce aún más su temperatura T_9 .

La mezcla de vapor y líquido de agua ingresará al evaporador actuando como refrigerante y recibirá el calor cedido por el recinto a refrigerar (Q_{evap}). En nuestro caso la cámara de condensación del dispositivo, donde se intentará disminuir a temperatura de rocío el volumen de aire que ingresa al recinto de condensación. Esta absorción de calor, en el evaporador, transformará en vapor saturado al agua que luego pasará al absorbedor donde nuevamente se mezclará con el bromuro de litio y formará nuevamente la disolución acuosa. Para que se dé una mezcla homogénea entre el agua y el bromuro de litio es necesario que, en el absorbedor, exista una temperatura prácticamente constante que mantenga la capacidad de absorción de refrigerante.

Una vez en el absorbedor el fluido de trabajo es aspirado por una bomba que impulsará a este hacia un recuperador de calor, el cual es el encargado de precalentar la disolución y dirigirla hacia el generador con una temperatura T_3 donde facilitará que se llegue a la ebullición para comenzar nuevamente el ciclo. El aprovechamiento de calor se produce debido al fluido que no llegó a temperatura de ebullición y bajando por densidad al recuperador con una temperatura T_4 . Esta disolución con una mayor concentración en bromuro-litio (*cuyo flujo másico es la masa de la disolución menos la masa del refrigerante*) retorna luego al absorbedor donde se pone en contacto con el vapor procedente del evaporador y toma el calor cedido por éste (refrigerante) generándole un cambio de estado, de gaseoso a líquido.

Haciendo un resumen del sistema, podemos decir que existen dos aspectos característicos principales: la ebullición de la disolución en el generador, y por ende, el aumento en la concentración en bromuro de litio que retorna al recuperador, y la dilución del mismo en el absorbedor con el refrigerante (agua) que retorna del evaporador. Ambos puntos son claves para el correcto funcionamiento del sistema.

5. Diseño Conceptual

A continuación, esbozaremos un diseño conceptual de la maquina planteada en el presente proyecto final integrador, utilizando la información obtenida de los distintos desarrollos incorporados en este trabajo.

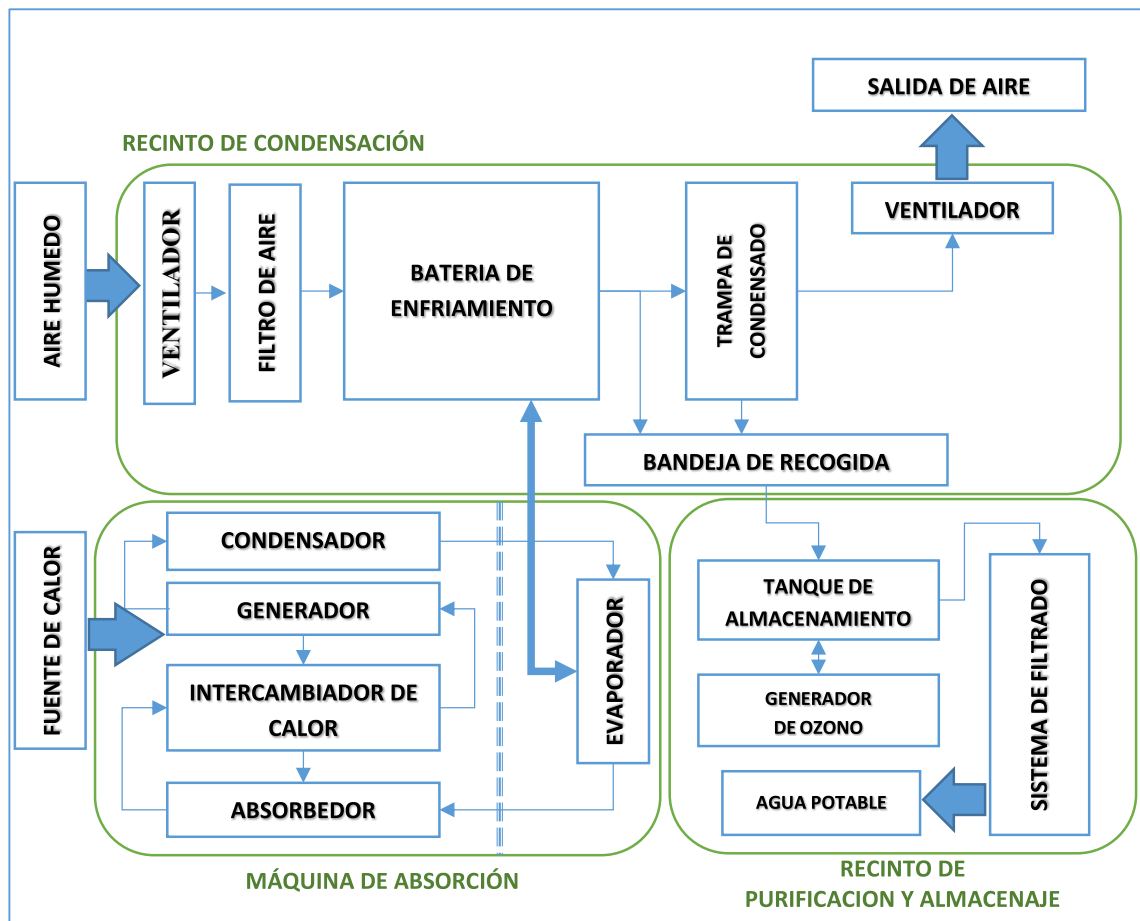


Figura 23. Diseño conceptual.

Como se puede apreciar en la figura 23, el dispositivo se encuentra dividido en tres recintos, el principal es el recinto donde se encuentra la máquina de absorción, la cual estará integrada a una fuente de calor proveniente posiblemente de un sistema híbrido (solar/térmico).

Luego se encuentra la cámara de condensación donde se forzará el ingreso de aire húmedo proveniente del ambiente mediante un ventilador, acoplado a un filtro de partículas de polvo, y donde se reducirá la temperatura, pasando por un intercambiador de tubos y aletas, para producir la condensación y luego por un separador de gotas para captar la mayor parte del condensado. Y finalmente, en otro recinto se encontrará la cámara de purificación compuesta de filtros de carbono, un tanque de almacenaje con generador de ozono y filtro mineralizador para obtener agua potable mediante una bomba manual.

En el recinto de condensación, el aire húmedo proveniente del ambiente es forzado, mediante un ventilador ubicado en la parte externa del dispositivo, a cruzar un sistema de filtrado de polvo para luego traspasar un intercambiador de aletas y tubos (el evaporador de la máquina de absorción) y así reducir su temperatura a niveles inferiores a los de rocío. De aquí ingresa en una trampa de condensado donde se condensará el máximo de líquido posible para luego depositarse sobre un recolector que estará acoplado a un conducto por el cual ingresa al recinto de purificación y almacenaje del dispositivo. El aire húmedo que ingresó, ahora seco, será utilizado para refrigerar y liberar el calor que emiten el condensador y el absorbedor de la máquina de absorción, tema de vital importancia para obtener un rendimiento elevado en el dispositivo. Luego será devuelto al ambiente.

La máquina de absorción estará ubicada en la parte trasera del dispositivo, de manera tal que sus componentes estén accesibles para el mantenimiento o regulación. Uno de ellos, el generador, tendrá acoplado un intercambiador de calor el cual le aportará el calor necesario para su funcionamiento. Este calor provendrá de una fuente externa que podrá ser solar, térmica, o ambas. De esta forma se asegura un funcionamiento continuo de la máquina y un aprovechamiento de los recursos energéticos disponibles.

6. Dimensionamiento de Máquinas.

En la siguiente sección se procederá a exponer los cálculos desarrollados para la obtención de un diseño conceptual. En base a los resultados de estos cálculos se podrá concluir

si los objetivos propuestos en este trabajo final pueden o no ser alcanzados como así también determinar la conveniencia o no de tal dispositivo.

6.1 Cálculos de potencia

Como hemos mencionado a principio de este proyecto, nuestro objetivo es generar 20 litros de agua potable por día, ya que es el consumo mínimo de una familia promedio. En base a este valor objetivo deberemos calcular que cantidad de energía se requiere para obtener ese resultado. Para ello, deberemos determinar la cantidad de calor que se le debe quitar a una masa de aire húmedo para reducir su temperatura a temperatura de rocío en las condiciones preestablecidas que hemos definido en la sección de ubicación geográfica, es decir, las condiciones climáticas promedios en las regiones establecidas. Una vez obtenido este dato, procederemos a determinar la cantidad de energía que requerirá nuestro equipo convencional de ciclo Servel-Electrolux para poder quitar esa cantidad de calor. Este valor de energía se podrá interpretar como la cantidad de potencia frigorífica que tendrá de la máquina de absorción disponible en el evaporador, luego será necesaria determinar que potencia se requiere en el generador de la misma, es decir el calor que deberemos obtener por medio de nuestras fuentes de calor.

6.1.1 Cálculo de potencia frigorífica necesaria

Procederemos a calcular la cantidad de energía necesaria para condensar el flujo de una masa de aire húmedo bajo el simple concepto de que nuestro sistema se encuentra representado como el siguiente modelo termodinámico:

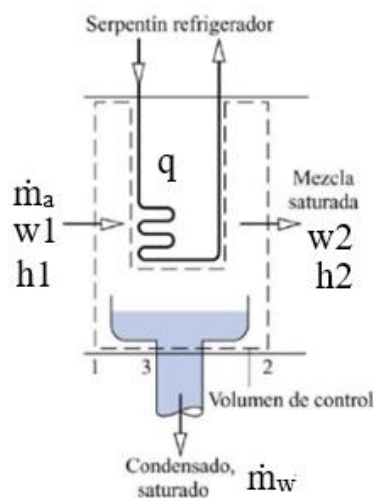


Figura 24: Modelo de área de condensado.

Este modelo representa un deshumidificador que simula ser la cámara de condensación, es decir el receptáculo de ingreso de aire húmedo del dispositivo a diseñar. El aire ingresa al recinto con un caudal (Q), una temperatura ambiente (T_{media}), una humedad relativa y humedad absoluta (w) determinada y pasa por un serpentín de refrigeración (que simula ser el evaporador de nuestra heladera convencional de absorción) que genera una disminución de la temperatura del aire húmedo por debajo de su punto de rocío, es decir, una humedad relativa a la salida del 100%. Esta disminución de temperatura genera un condensado proporcional a la disminución que exista respecto al punto de rocío y que, para nuestros cálculos, deberá dar como resultado unos 20 lts diarios, que es lo impuesto como objetivo.

El método de cálculo es escueto y rápido, pero nos permite representar de forma simple y con pocas variables el dispositivo a diseñar. Debemos tomar en cuenta las variables de entrada que podemos modificar, que en nuestro caso es únicamente el caudal de aire y en menor medida (depende de la máquina y las condiciones climáticas) el gradiente de temperatura que podemos obtener a la salida. La variable del caudal es completamente dependiente del diseño y del forzador (ventilador) del cual dispongamos, por ende, se utilizará un ventilador comercial del cual se puedan obtener los datos del caudal, potencia y dimensiones mecánicas.

En base a los datos obtenidos por el fabricante dispondremos de un caudal de aire de $0,111 \text{ m}^3/\text{seg}$, el cual está determinado en base a los datos técnicos de un ventilador comercial utilizado en refrigeración de dispositivos electrónicos.

Datos del ventilador:

- MARCA: *ROTRON*
- MODELO: *JQ12B7X*
- CAUDAL: *111 lt/seg*
- R.P.M.: *3500*
- Potencia: *25.2 W a 12v*
- DIMENSIONES: *172x150x51 mm*

Además, es necesario determinar un gradiente de temperatura de 10°C , el cual es la diferencia máxima que se estipula obtener entre el aire ingresante y el aire expulsado, que tiene que ser acorde para desarrollar temperaturas de salida inferiores a las temperaturas de rocío.

Las fórmulas por emplear para obtener los resultados de este modelo son las mismas que las utilizadas en la página 31:

Tabla V. Formulas empleadas.

Caudal másico	(Kg aire seco/seg)	$\dot{m}_a = Q/v_i$
Agua condensada	(Kg de agua/seg)	$\dot{m}_w = \dot{m}_a * (w_1 - w_2)$
Potencia de refrigeración	(KW)	$q = \dot{m}_a * [(h_1 - h_2) - h_{fw} * (w_1 - w_2)]$

Al momento de realizar los cálculos se siguió la siguiente metodología:

- 1) De cada mes del año 2019 se realizaron promedios mensuales respecto a temperaturas y humedades relativas, de manera de obtener valores característicos de cada mes.
- 2) De dichos valores se obtuvieron sus características psicrométricas mediante el uso del aplicativo web exhibido en el apartado teórico de Potencia frigorífica, estas serán las características (entalpía, humedad absoluta y volumen específico) del aire de entrada al dispositivo.
- 3) A partir de la temperatura media de entrada se calcula, mediante el ΔT estipulado (10°C), la temperatura objetivo a la que saldrá el aire. A modo de comprobación, se incluyó el punto de rocío, de manera de poder verificar fehacientemente que el dispositivo cumpliría con la consigna de condensar agua.
- 4) En base a la temperatura objetivo, y humedad relativa del 100%, se obtuvieron las características (entalpía y humedad absoluta) del aire tratado.
- 5) Mediante el uso de tablas termodinámicas del agua (2017 ASHRAE Handbook Fundamentals) y a través de interpolaciones, se obtuvieron las entalpias del agua a temperaturas objetivo del aire.
- 6) Con todos los datos recabados se prosiguió a la realización de los cálculos termodinámicos, reflejados en el Excel adjunto “Tabla de potencias”.

A continuación, se exponen los datos climáticos y psicrométricos recabados:

Tabla VI: Temperaturas y humedades mensuales.

Mes	Tmax (°C)	Tmin (°C)	Tmedia (°C)	H.Relativa (%)
Media Enero	34.8	23.5	28.5	75.3
Media Febrero	34.4	21.1	26.8	71.4
Media Marzo	31.2	19.8	24.4	77.6
Media Abril	29.3	18.8	22.9	83.5
Media Mayo	25.1	17.2	20.3	88.1
Media Junio	26.2	14.9	19.8	77.9
Media Julio	22.8	11.4	16.1	75.8
Media Agosto	26.6	11.7	17.7	70.6
Media Septiembre	29.1	14.4	20.8	64.3
Media Octubre	31.5	17.7	23.9	71.3
Media Noviembre	35	20.9	27	70.2
Media Diciembre	35.8	19.6	26.8	62.1
Media Anual 2019	30.2	17.6	22.9	73.9

Tabla VII: Características psicrométricas del aire.

Mes	Hum.Abs Tmedia (w1) [kg ag/kg aire]	Entalpia a Tmedia (h1) [kJ/kg]	Vol. Esp. a Tmedia [m3/kg]	Pto. Rocio [°C]	Temp. Objetivo [°C]	Hum.Abs Tobjetivo (w2) [kg ag/kg aire]	Entalpia a Tobjetivo (h2) [kJ/kg]	Entalpia agua Tobjetivo (hfw)[kJ/kg ag]
Enero	0.01854	75.962	0.879	23.71	18.5	0.0133	52.4567	77.64
Febrero	0.01585	67.3431	0.8704	21.21	16.8	0.0119	47.2041	70.52
Marzo	0.0149	62.4908	0.8622	20.25	14.4	0.0102	40.3574	60.47
Abril	0.0147	60.2863	0.8575	19.97	12.9	0.0092	36.3841	54.18
Mayo	0.0132	53.8046	0.848	18.29	10.3	0.0077	29.9931	43.28
Junio	0.01125	48.4412	0.844	15.87	9.8	0.0075	28.8303	41.18
Julio	0.0086	38.0417	0.8299	11.87	6.1	0.0058	20.8138	25.64
Agosto	0.0089	40.3598	0.8349	12.33	7.7	0.0065	24.1594	32.37
Septiembre	0.0099	45.9302	0.845	13.85	10.8	0.008	31.1764	45.38
Octubre	0.0133	57.7771	0.8585	18.41	13.9	0.0099	39.0082	58.37
Noviembre	0.0158	67.3351	0.8709	21.12	17	0.0121	47.8039	71.36
Diciembre	0.0137	61.9656	0.8675	18.96	16.8	0.0119	47.2041	70.52
Anual 2019	0.0129	55.9143	0.8552	18.02	12.9	0.0092	36.3841	54.18

Con los datos ya obtenidos, se realizan los cálculos termodinámicos, reflejándose los resultados de estos en la siguiente tabla.

Tabla VIII: Resultado anual y mensual.

Mes	Caudal Másico de aire seco [kg/s]	Masa de agua condensada [kg/s]	Potencia requerida [kW]	Agua obtenida en 12hrs [lts]	Agua obtenida en 24hrs [lts]
Enero	0.126279863	0.000661706	2.917	28.586	57.171
Febrero	0.127527574	0.000503734	2.533	21.761	43.523
Marzo	0.128740431	0.00060508	2.813	26.139	52.279
Abril	0.129446064	0.000711953	3.055	30.756	61.513
Mayo	0.130896226	0.000719929	3.086	31.101	62.202
Junio	0.131516588	0.000493187	2.559	21.306	42.611
Julio	0.133751054	0.000374503	2.295	16.179	32.357
Agosto	0.132950054	0.00031908	2.144	13.784	27.569
Septiembre	0.131360947	0.000249586	1.927	10.782	21.564
Octubre	0.129295282	0.000439604	2.401	18.991	37.982
Noviembre	0.127454358	0.000471581	2.456	20.372	40.745
Diciembre	0.12795389	0.000230317	1.873	9.950	19.899
Media Anual	0.1297942	0.000480239	2.509	20.746	41.493
Mínimos obtenidos			1.873	9.950	19.899
Máximos obtenidos			3.086	31.101	62.202

Se incluyó la columna de agua obtenida en 24 horas como contraste que ayudase a visibilizar la cantidad de agua que podría obtenerse al mantener el equipo activo durante el día entero.

Los resultados medios obtenidos son:

Potencia media Anual en 12hs de funcionamiento diario:	2,51 kW
Agua media Anual obtenida en 12hs diarias de funcionamiento:	20.75 lts

Como se puede observar en la tabla de resultados, los mismos varían considerablemente de mes a mes, esto se debe a que el proceso de deshumidificación es particularmente sensible a las variaciones de temperatura y humedad relativas del aire a tratar. De esta manera las cantidades de agua obtenida y potencia requeridas varían de manera considerable. Si se observa con atención a lo largo del año se logra el objetivo planteado de 20 litros diarios en 7 de los 12 meses del año, aunque la media anual da como resultado 20,75 litros obtenibles.

A partir de estos resultados es posible continuar con el dimensionamiento del dispositivo. Por otro lado, es preciso destacar la potencia necesaria para lograr la condensación de la humedad ambiente, está claro que 2.51 kW no es un valor despreciable y que puede significar un inconveniente a la intención de alimentar el dispositivo totalmente con energía fotovoltaica. A pesar de ello, de igual manera se realizará el dimensionamiento pertinente de la mencionada fuente de energía de forma de poder evaluar su conveniencia y factibilidad para el proyecto.

El paso siguiente es utilizar la potencia obtenida como dato de entrada para el cálculo de potencia requerida en el generador del dispositivo, siendo éste un dato de vital importancia para el dimensionamiento completo del equipo.

6.2 Componentes y Diseño

6.2.1 Máquina de absorción Agua-Amóníaco

6.2.2 Cálculos preliminares

Basándonos en las observaciones de la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning), para poder desarrollar un análisis termodinámico de una máquina de absorción de Agua-Amóníaco es necesario asumir ciertas hipótesis acerca del funcionamiento del equipo:

- Funcionamiento en régimen estacionario.
- No se contemplan cambios de presión excepto en las válvulas expansoras y en la bomba.
- Se considera la solución en estado líquido saturado en los puntos 1,4,8 y 10 de nuestro modelo termodinámico.
- Los puntos 7 y 9 son en estado de vapor saturado.
- Las válvulas se consideran de proceso isoentálpico.
- La bomba se considera de proceso isoentrópico.
- No se considera pérdida alguna de presión en el sistema.

Dicho esto, definimos nuestro modelo termodinámico:

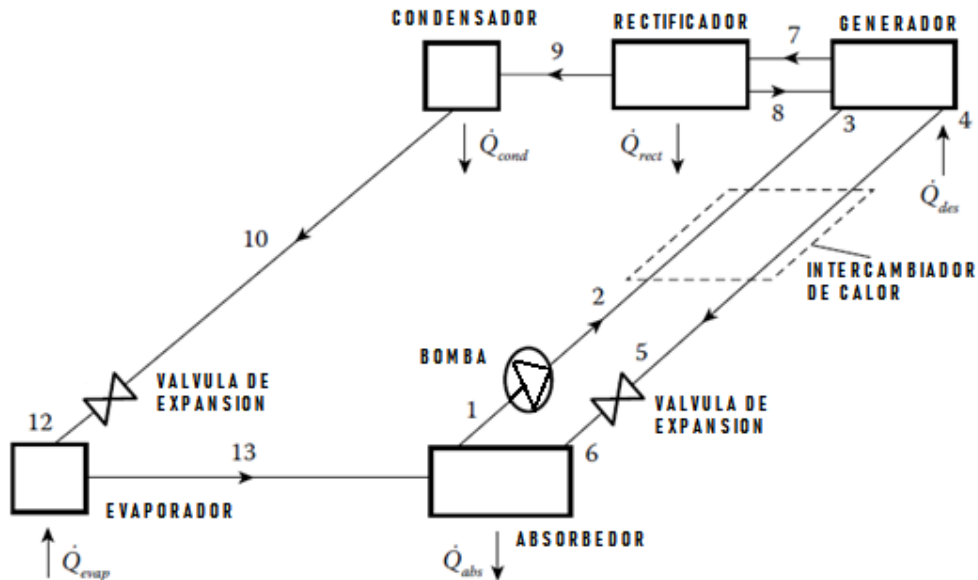


Figura 25: Esquema modelo termodinámico.

Fundando nuestra base en el modelo definido, deberemos analizar principalmente el balance energético del ciclo global y generar el análisis termodinámico del balance de masa y energía en cada subsistema:

- GLOBAL:

$$\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{rect} = \dot{w}_{bomba} = [W] \quad (26)$$

- GENERADOR:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 = \left[\frac{kg}{s}\right] \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_3 * h_3 - \dot{m}_8 * h_8 = [W] \quad (28)$$

- CONDENSADOR:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \left[\frac{kg}{s}\right] \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_9 * (h_9 - h_{10}) = [W] \quad (30)$$

- EVAPORADOR:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \left[\frac{kg}{s}\right] \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{13} * (h_{13} - h_{12}) = [W] \quad (32)$$

- ABSORBEDOR:

$$\dot{m}_{13} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 = \left[\frac{kg}{s}\right] \quad (33)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{13} * h_{13} + \dot{m}_6 * h_6 - \dot{m}_1 * h_1 = [W] \quad (34)$$

- RECTIFICADOR:

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 = [kg/s] \quad (35)$$

$$\dot{Q}_{rect} = \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_9 * h_9 - \dot{m}_8 * h_8 \quad (36)$$

Conociendo el balance de cada subsistema podemos proponer algunos parámetros iniciales de funcionamiento:

Tabla IX: Parámetros iniciales.

Parámetros	Símbolo	Valor	Unidad
Temperatura de salida del evaporador	T_{13}	6	°C
Temperatura de salida del absorbedor	T_1	40	°C
Temperatura de salida del condensador	T_{10}	40	°C
Fracción másica de salida del rectificador	X_9	99.96	%NH3
Caudal másico de la solución por bomba	\dot{m}_1	0.015	Kg/s
Eficiencia de la bomba isoentrópica	e_{bomb}	100	%
Eficiencia del intercambiador de calor	e_{int}	80	%
Diferencia entre fracción másica del generador	$\Delta_x = X_1 - X_4$	10	%
Presión alta bomba	P_{alta}	1555.7	kPa
Presión baja bomba	P_{baja}	526.6	kPa

Cálculos realizados en base al método de diseño realizado en el “Absorption Chillers and Heat Pumps” (1997) y mediante el software “Engineering Equation Solver (2015)” ver Anexo C:

Tabla X: Resultados ciclo de amoniaco

h [kJ/kg]		ṁ [kg/s]		p [kPa]		T [°C]		X [NH ₃]	
h1	60.22	ṁ1	0.014	p1	526.6	T1	40	X1	0.5092
h2	58.95	ṁ2	0.014	p2	1556	T2	40.1	X2	0.5092
h3	119.4	ṁ3	0.014	p3	1556	T3	79.04	X3	0.5092
h4	215.8	ṁ4	0.01163	p4	1556	T4	99.24	X4	0.4092
h5	1.115	ṁ5	0.01163	p5	1556	T5	51.93	X5	0.4092
h6	1.115	ṁ6	0.01163	p6	526.6	T6	52.11	X6	0.4092
h7	1428	ṁ7	0.002432	p7	1556	T7	80.42	X7	0.9874
h8	125.9	ṁ8	0.00006046	p8	1556	T8	80.42	X8	0.5092
h9	1310	ṁ9	0.002371	p9	1556	T9	45.11	X9	0.9996
h10	190.7	ṁ10	0.002371	p10	1556	T10	40	X10	0.9996
h11	190.7	ṁ11	0.002371	p11	1556	T11	40	X11	0.9996
h12	190.7	ṁ12	0.002371	p12	526.6	T12	5.593	X12	0.9996
h13	1244	ṁ13	0.002371	p13	526.6	T13	6	X13	0.9996

Tabla XI: Resultados característicos ciclo amoniaco

Energía [kW]		Descripción
Qeva	2.500	Capacidad del enfriador
Qabs	3.800	Transferencia de Calor Absorbedor
Qgen	4.300	Otorgado al generador
Qcon	2.700	Transferencia de Calor Condensador
Qrect	0.360	Transferencia de Calor Rectificador
Qics	2.500	Calor entre flujo de corrientes en el ICS
COP	0.5778	Coficiente de Rendimiento
w (bomba)	0.018	Energía de la bomba

Cálculos realizados en base al método de diseño realizado en el “Absorption Chillers and Heat Pumps” (1997) y mediante el software “Engineering Equation Solver (2015)” ver Anexo C

6.2.3 Máquina de absorción Bromuro de Litio – Agua

6.2.4 Diseño

El diseño de una máquina de absorción de bromuro de litio conlleva que muchos de los dimensionamientos de los elementos que la componen estén basados en cálculos empíricos. Es por ello por lo que basaremos nuestro diseño en un prototipo ya construido y probado, con observaciones y modificaciones realizadas en su diseño debido al aprendizaje de las

experimentaciones realizadas. Entonces, utilizaremos como base un prototipo desarrollado por Soteris Kalogirou, George Florides, Savvas Tassou y Louis Wrobel que son integrantes del departamento de Ingeniería Mecánica de distintas universidades de Europa (Ver bibliografía).

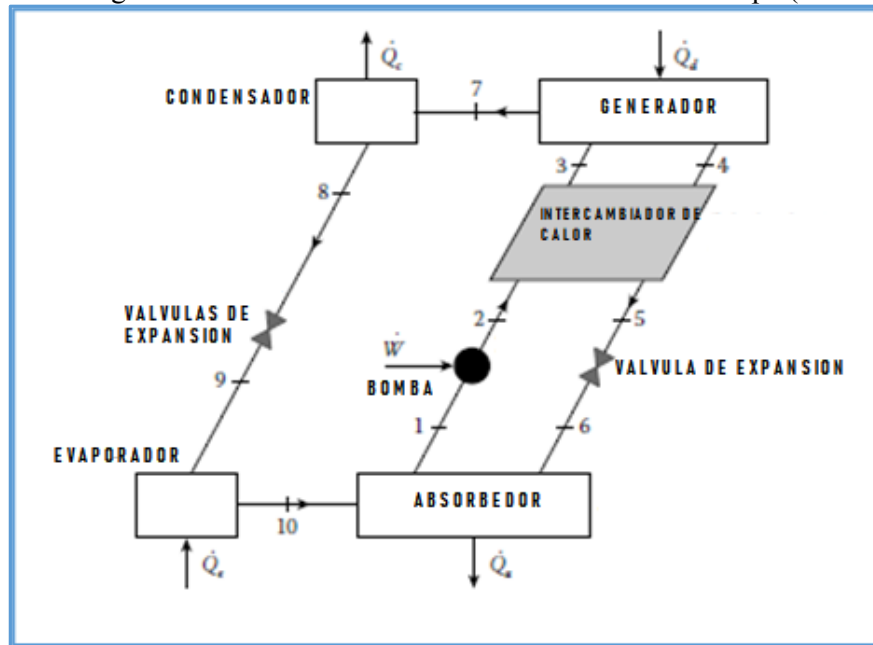


Figura 26. Ciclo de funcionamiento ciclo de absorción.

Basándonos en el desarrollo anteriormente mencionado, deberemos analizar principalmente el balance energético del ciclo global y el análisis termodinámico para la transferencia óptima de masa y calor en cada subsistema:

Basándonos en la figura 26, obtenemos los siguientes balances de energía:

- GLOBAL:

$$\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{abs} = \dot{w}_{bomba} = [W] \quad (37)$$

- GENERADOR:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_3 * h_3 = [W] \quad (38)$$

- CONDENSADOR:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 * (h_7 - h_8) = [W] \quad (39)$$

- EVAPORADOR:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{10} * h_{10} - \dot{m}_9 * h_9 = [W] \quad (40)$$

- ABSORBEDOR:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{m}_6 * h_6 - \dot{m}_1 * h_1 = [W] \quad (41)$$

Conociendo el balance de cada subsistema podemos proponer algunos parámetros de funcionamiento:

Tabla XII: Parámetros de funcionamiento

Parámetros	Símbolo	Valor	Unidad
Capacidad térmica	\dot{Q}_{evap}	2.5	kW
Temperatura Evaporador	T_{10}	6	°C
Solución líquida de salida en evaporador	T_4	90	°C
Solución Débil (fracción másica)	X_1	55	%LiBr
Solución Fuerte (fracción másica)	X_4	60	%LiBr
Temperatura de salida en recuperador	T_3	73	°C
Temperatura de salida en generador	T_7	80	°C

Es en base a estos parámetros que determinaremos las temperaturas, presiones, entalpías y flujos másicos que tendrá nuestra máquina de absorción en los distintos puntos de entrada y salida de los elementos que componen el sistema:

Tabla XIII: Resultados ciclo de bromuro de litio

h [kJ/kg]		ṁ [kg/s]		p [kPa]		T [°C]		X [BrLi]	
h1	86.096	m1	0.0127	p1	0.934	t1	34.9	x1	0.5482
h2	86.102	m2	0.0127	p2	9.66	t2	34.9	x2	0.5482
h3	164.45	m3	0.0127	p3	9.66	t3	72.88	x3	0.5482
h4	214.53	m4	0.01162	p4	9.66	t4	90	x4	0.599
h5	128.93	m5	0.01162	p5	9.66	t5	45.92	x5	0.599
h6	128.93	m6	0.01162	p6	0.934	t6	44.72	x6	0.599
h7	2647.6	m7	0.00108	p7	9.66	t7	79.29	x7	0
h8	189.01	m8	0.00108	p8	9.66	t8	45.14	x8	0
h9	189.01	m9	0.00108	p9	0.934	t9	5.98	x9	0
h10	2511.5	m10	0.00108	p10	0.934	t10	5.98	x10	0

Tabla XIV: Resultados característicos de bromuro de litio

Energía [kW]		Descripción
Q _{eva}	2.501	Capacidad del enfriador
Q _{abs}	3.109	Transferencia de Calor Absorbedor
Q _{gen}	3.256	Otorgado al generador
Q _{con}	2.647	Transferencia de Calor Condensador
Q _{ics}	0.995	Calor entre flujo de corrientes en el ICS
COP	0.768	Coefficiente de Rendimiento
w (bomba)	0.0688	Energía de la bomba

6.3 Análisis de Resultados y Selección.

En este apartado se analizarán los resultados obtenidos del dimensionamiento correspondiente a los ciclos de absorción de Agua-Amoniac como los del Bromuro de litio-Agua. En base a este análisis se determinará que ciclo es más conveniente para su hipotética utilización en un equipo de generación de agua atmosférico y en consecuencia, se continuara con el dimensionamiento final de las fuentes de energía requeridas para su funcionamiento.

Para facilitar el análisis, se adicionó como Anexo A, una única tabla con todos los resultados característicos y energéticos tanto del ciclo de amoniaco como el de bromuro de litio.

De la tabla de resultados pueden realizarse diversos contrastes y llegar a varias conclusiones. Ambos ciclos son capaces de desarrollar las temperaturas necesarias para alcanzar y sub enfriar más allá del punto de rocío en variedad de situaciones, como las calculadas en la tabla VII, y en consecuencia lograr la condensación de la humedad ambiente, pero la eficiencia con la que llegan a dichas temperaturas es dispar. Los dos ciclos estudiados poseen la misma capacidad frigorífica en sus evaporadores, pero para alcanzar dicha capacidad requieren una potencia entregada al generador muy diferente, siendo 4300W para el ciclo de Agua-Amoniac y 3256W para el de Bromuro de litio-Agua. Esta diferencia radica en las propiedades termodinámicas de los elementos utilizados como absorbente y refrigerante que a fin de cuentas le dan las características funcionales a cada ciclo. Debido a la diferencia de afinidad entre dichos componentes, en temperaturas de ebullición, tanto del amoniaco y del bromuro de litio, la separación entre el refrigerante y el absorbente requiere mayor o menor cantidad de energía en cada caso, lo que también influye en los equipos requeridos en cada ciclo, para asegurar una pureza extraordinariamente alta del elemento refrigerante. Las diferencias mencionadas, y otras que pueden observarse en la sección 4.9, ocasionan que en este caso los ciclos de absorción de Agua-Amoniac y Bromuro de litio-Agua, alcancen un

COP de 0.5778 y 0.768 respectivamente. De esta manera, se comienza a tener parámetros claros en cuanto a la elección del ciclo que sea más conveniente para la utilización en un generador de agua atmosférico.

Otro buen parámetro para analizar es la temperatura final desarrollada en el evaporador, el ciclo de Bromuro de litio-Agua, además de desarrollar un mejor COP también logra obtener una temperatura final de 1.39 °C, lo cual asegura un proceso de desecación del aire óptimo. Cabe destacar que la tecnología de Bromuro de litio, en comparación a la de Amoniac, está limitada por la naturaleza de su fluido refrigerante a aplicaciones por encima de los 0°C, mientras que la del Amoniac puede llegar a temperaturas de refrigeración de (-77°C), de esta manera y dada la naturaleza del proceso desarrollado para la presente tesis, se puede comenzar a entender porque el ciclo de Amoniac al tener que ser “escalado” no alcanza un rendimiento tan satisfactorio como su contrapartida de Bromuro de litio.

Aunque los parámetros analizados hasta ahora muestran aspectos puramente positivos hacia la tecnología de Bromuro de litio-Agua, es preciso señalar que las presiones desarrolladas en el ciclo son menores a las de la atmosfera, lo que demanda una atención muy importante en lo que el apartado constructivo respecta. Los sellos de las conexiones de todo el sistema deben ser totalmente herméticos, de lo contrario es prácticamente segura una contaminación de la mezcla, con una pérdida de rendimiento o hasta un fallo total de funcionamiento del equipo. En contrapartida el ciclo de Amoniac-Agua trabaja con presiones superiores a la atmosférica, por lo que, a pesar de que esto demanda también los cuidados pertinentes para evitar fugas nocivas de Amoniac, no representa una dificultad como la que puede representar la del sistema de absorción por Bromuro de litio.

Otro aspecto para tener en cuenta en la elección del ciclo, que se desprende indirectamente de la tabla de resultados, es la “sencillez” de construcción del dispositivo. Como se puede observar en las tablas, el equipo de Bromuro de litio posee un subsistema menos en comparación del ciclo de Amoniac, lo cual reduce en parte la dificultad de su construcción. Aunque es preciso aclarar, que, la adición del rectificador en el ciclo de Amoniac no es obligatoria para su funcionamiento, y sí lo es para mejorar su rendimiento y optimizar la purificación del refrigerante, para así evitar deficiencias en su funcionamiento. Aclarado esto, también es correcto especificar (aunque no deducible de la tabla de resultados) que los materiales involucrados en la construcción de los sistemas de absorción no son los mismos, sino que, debido a la naturaleza de los fluidos involucrados en cada caso, obligan a utilizar cañerías

de cobre en el caso del Bromuro de litio, por sus características corrosivas, y cañerías de acero en el ciclo de Amoniac, debido a las presiones a las cuales se lo impone. En sí mismo esto podría no ser considerado una ventaja o una desventaja, pero podría serlo desde el punto de vista económico del equipo.

Ultimo y no menos importante, cabe señalar la naturaleza de los fluidos involucrados en el funcionamiento de cada uno de los ciclos. El Bromuro de litio, que en dicho ciclo actúa como absorbente, es una sal con un punto de ebullición de 1265°C , lo que significa que, ante la improbabilidad de una fuga, la misma no representa un peligro alguno para personas ni el medio ambiente. El caso opuesto es el del amoniac, que en el mencionado ciclo actúa como refrigerante. Dicho fluido posee una temperatura de ebullición de $(-33)^{\circ}\text{C}$, por lo que una fuga implica una pérdida de amoniac en estado gaseoso, lo cual puede significar un riesgo para la salud, aunque cabe destacar que la cantidad encontrada en el interior de un dispositivo de estas características no representa un riesgo serio.

Teniendo en cuenta todos los puntos anteriormente descriptos, la opción más eficiente y sensata a utilizar en un generador de agua atmosférico, es la del ciclo de absorción por Bromuro de Litio.

En los pasos siguientes se desarrollarán los cálculos pertinentes para determinar la energía requerida para alimentar el ciclo seleccionado.

6.4 Dimensionamiento de fuentes de energía.

A continuación, se exhibirán los resultados de los cálculos realizados en la determinación de la alimentación energética del dispositivo. Cabe destacar que las justificaciones teóricas se encuentran en los apartados 4.5 y 4.6.

6.4.1 Cálculo de instalación fotovoltaica.

Previo a la obtención del número de paneles fotovoltaicos requeridos para la alimentación del dispositivo, es necesario realizar la determinación de consumos de energía media del equipo en su totalidad. Antes de dicho análisis es prudente señalar los siguientes criterios:

- Se aplica a los consumos un margen de seguridad recomendado de 20%, de manera de tener en cuenta posibles pérdidas en la instalación.
- Se establece un rendimiento de la batería de 95% (η_{bat})
- Rendimiento del inversor del 90% (η_{inv})
- Rendimiento de conductores del 100% (η_{cond})

En la siguiente tabla se reflejan los consumos unitarios de los equipos y los consumos proyectados en 12 horas con su respectivo margen de seguridad de 20%.

Tabla XV: Potencias individuales del equipo

Potencias	Cantidad	Consumos (W)	12 hs (W/h)	+20%
Pventilador (dc)	2	50.4 (x2)	604.8	725.76
Pbomba (dc)	1	0.056	0.672	0.8064
Pgenerador (ac)	1	3256	39072	46886.4

Nota: la potencia en el generador se considera en alterna dado que se utiliza una resistencia calefactora de corriente alterna.

Retomando la ecuación (1) del apartado de dimensionamiento de instalación fotovoltaica, tenemos que para calcular el consumo medio diario (L_{md}) se tiene la siguiente expresión:

$$L_{md} = \frac{L_{md,DC} + \frac{L_{md,AC}}{\eta_{inv}}}{\eta_{bat} * \eta_{con}}$$

Para 12 horas de funcionamiento diario se tiene:

$$L_{md} = \frac{(725.76 + 0.8064) + \frac{46886.4}{0.90}}{0.95 * 1} = 55602.70 = 55603 \text{ Wh/dia}$$

Determinadas las potencias, se requieren ahora los datos de irradiación solar global en el lugar de emplazamiento del dispositivo. Estos datos ya fueron relevados y exhibidos en la sección 4.4“Irradiación”, Tabla II. Con estos datos ya recabados se realiza el cálculo de inclinación óptima para la instalación fotovoltaica. Para la realización de dicho cálculo se aplica el criterio del mes crítico, para el que es necesario realizar el cociente entre las irradiaciones ya recabadas y la potencia media calculada previamente. Los resultados de dichos cocientes son exhibidos en la siguiente tabla:

Tabla XVI: Tabla de cocientes

Mes	Inclinación 20°	Inclinación 30°	Inclinación 40°	Inclinación 50°	Inclinación 60°
Enero	9.21	9.78	10.68	12.05	14.19
Febrero	9.86	10.18	10.77	11.70	13.12
Marzo	11.30	11.31	11.59	12.18	13.16
Abril	12.21	11.82	11.72	11.91	12.41
Mayo	20.71	19.71	19.21	19.16	19.57
Junio	15.13	13.99	13.31	13.01	13.05
Julio	14.25	13.30	12.76	12.57	12.69
Agosto	12.58	12.03	11.76	11.80	12.13
Septiembre	10.83	10.67	10.76	11.12	11.80
Octubre	10.31	10.54	11.03	11.86	13.13
Noviembre	9.71	10.23	11.06	12.32	14.24
Diciembre	9.74	10.42	11.42	12.93	15.27

Realizados los cocientes, se buscan los mayores valores para cada inclinación, siendo que estos corresponden con el momento del año donde la relación entre el consumo de energía y la irradiación disponible será mayor, de manera que habrá que asegurar el suministro de energía sobre todo para estos momentos, aunque esto implique un sobredimensionamiento para el resto de los meses. Como se puede observar en la tabla, los valores coinciden con el mes de mayo que es cuando menor radiación solar se tiene a disposición.

Entre los valores señalados se elige el menor, de manera de no realizar un sobredimensionamiento excesivo, y en este caso corresponde a 19.16 con una inclinación de 50°. Entonces la instalación deberá contar con una inclinación de 50°

De esta manera ya contamos con los datos necesarios para poder calcular la cantidad total de módulos necesarios para la instalación, retomando la fórmula (2), lo que se realiza es la relación entre la energía requerida por el dispositivo y la generada por cada panel solar individualmente.

$$N_T = \frac{L_{mdcrit}}{P_{MPP} * HPS_{crit} * PR}$$

Siendo:

L_{mdcrit} : El consumo medio diario mensual para el mes crítico. En el caso de estudio será siempre el mismo (55603 Wh/días).

P_{MPP} : Potencia pico del módulo en condiciones estándar de medida, en este caso al utilizar el panel solartec SOL-72PE-370M, se tiene una potencia pico de 370W.

HPS_{crit} : Horas pico de sol en el mes crítico calculado. En este caso mayo 50°/ 1000 Wh/m^2 , o sea $3124.84 Wh/m^2 / 1000 Wh/m^2 = 3.13 HPS$.

PR: factor global de pérdidas (varía entre 0.65 y 0.9), se opta por 0.9.

De esta manera la fórmula queda:

$$N_{T12hs} = \frac{55603 Wh/dia}{370W * 3.13h * 0.9} = 53.35$$

$$N_{T12hs} = 54 \text{ paneles}$$

De esta manera para que el dispositivo funcione exclusivamente con energía solar se requerirían 54 paneles fotovoltaicos.

Ahora, conociendo el número total de paneles que forman el generador fotovoltaico, es posible determinar el conexionado de los mismos.

El número de módulos conectados en series se determina de la siguiente manera:

$$N_s = \frac{V_{Bat}}{V_m}$$

Donde:

V_{Bat} : Tensión nominal de la batería (v). En este caso 12v (ver guía Sunfields dimensionamiento)

V_m : Tensión nominal de los módulos (v). En este caso 39.4v correspondiente al módulo.

$$N_{serie} = \frac{12v}{39.4v} = 0.3045 = 1$$

El número de módulos conectados en paralelo se determina de la siguiente manera

$$N_{paralelo} = \frac{N_T}{N_{serie}} = \frac{54}{1} = 54$$

De esta manera, se conectarían 54 ramas en paralelo con un panel por rama.

Como se mencionó anteriormente, estos cálculos están desarrollados teniendo en mente el funcionamiento del dispositivo exclusivamente por medio de energía solar fotovoltaica, y es evidente por los resultados alcanzados, que la intención de alimentar el dispositivo únicamente de esta manera, aunque posible, es sumamente impráctica y prohibitiva desde un punto de vista económico, más si se tiene en cuenta el objetivo original de que el aparato no solo cumpla una función científica sino también social.

A continuación, se desarrollará el caso de funcionamiento “hibrido” del dispositivo, de forma tal que el dispositivo esté alimentado parcialmente de forma fotovoltaica y al mismo tiempo se le entregue la energía térmica necesaria al generador.

6.4.2 Cálculo de alimentación híbrida.

A continuación, se realizarán los cálculos necesarios para la determinación de una alimentación híbrida. Llamamos alimentación híbrida a la combinación de una fuente de energía fotovoltaica y una fuente de energía térmica (combustión), que en combinación permitiría alimentar los componentes eléctrico-dependientes y al generador del equipo de absorción.

6.4.3 Alimentación Fotovoltaica:

Aprovechando el apartado de energía solar fotovoltaica calculado en la sección anterior, se calcula directamente los requerimientos que sustenten el funcionamiento de la bomba y ventilador del equipo.

Partiendo de la tabla de consumos del equipo tenemos que:

Tabla XVII. Consumos eléctricos.

Potencias	Cantidad	Consumos (W)	12 hs (W/h)	+20%
Pventilador (dc)	2	50.4(x2)	604.8	725.76
Pbomba (dc)	1	0.056	0.672	0.8064

La energía requerida por el equipo en 12 horas es:

$$P_{eq12} = 726.56 \text{ W/h}$$

El consumo medio, teniendo en cuenta los rendimientos resulta:

$$L_{md12} = \frac{726.56}{0.95 * 1} = 764.8 \text{ Wh/dia}$$

Entonces el número de módulos requeridos para sostener el funcionamiento del dispositivo es de:

$$N_{T12hs} = \frac{764.8 \text{ Wh/dia}}{66W * 3.13h * 0.9} = 4.11 \sim 5$$

Al tratarse de un consumo menor, pudo optarse por un modelo de panel fotovoltaico más pequeño, siendo en este caso el SOLARTEC KS66TA de 66W. De esta manera, la parte eléctrica del dispositivo quedaría alimentada únicamente mediante 5 paneles solares fotovoltaicos.

6.4.4 Alimentación Térmica

Para alimentar térmicamente el generador del equipo de absorción, se propone realizar la combustión de algún tipo de combustible sólido o gaseoso, el combustible a utilizar dependerá principalmente de la disponibilidad de este, por lo que a continuación se listará un numero de posibles combustibles con sus respectivos calores específicos, de manera de poder determinar cual podrá ser el más conveniente y cuanto del mismo se necesitará. Cabe destacar que, para la quema particular de cualquiera de estos combustibles, se deberá diseñar un quemador que permita aprovechar la totalidad del combustible y por ende, el calor generado.

Se especifica también para este apartado, un margen de seguridad del 20%, de esta manera la potencia térmica requerida es:

Tabla XVIII. Potencia térmica requerida.

Potencias	Unitarias (W)	12 hs (W/h)	+20%
Pgenerador (ac)	3256	39072	46886.4

Determinada la potencia térmica requerida y conforme al poder calorífico de los distintos combustibles listados, se requeriría una cantidad variable de combustible, igual a:

Tabla XIX. Cantidades de combustibles requeridos.

Combustible	Poder calorífico (Kcal/Kg)	Potencia (Kwh/kg)	Cantidad requerida 12 hrs (Kg)
Turba	5090.82	5.92	7.92
Lignito	6787.76	7.89	5.94
Hulla	7313.58	8.5	5.52
Antracita	8197.9	9.53	4.92
Carbón de madera	7504.78	8.72	5.38
Carbón de coco	7000	8.14	5.76
Madera seca	4541.11	5.28	8.88
Quebracho Blanco	7000	8.14	5.76
Briquetas	4700	5.46	8.59
Pellets	4593	5.34	8.78
Propano	11000	12.78	3.67
Butano	10900	12.67	3.70
Gas Licuado	10950	12.73	3.68
Gas Natural	8300	9.65	4.86

Según lo reflejado en la tabla de referencia anterior, consumiendo entre 3.67 y 8.88 kilogramos de combustible es posible alimentar, de forma térmica, el dispositivo durante las 12 horas de funcionamiento requeridas.

Por lo tanto, al combinar las fuentes de energía fotovoltaica y térmica, es posible satisfacer, de forma global, todos los requerimientos energéticos del dispositivo, haciendo posible que el objetivo, de alimentar el aparato de la forma más independiente posible de la red, pueda llegar a ser satisfecho.

7. Simulaciones y Comprobaciones

A continuación, se exhibirán y se explicaran algunas simulaciones realizadas con programas propietarios como “EES (Engineering Equation Solver)”, “CoolPack”, “Microsoft Excel”, que permitieron, con cierto margen de error, confirmar los resultados del dimensionamiento del equipo de absorción por bromuro de litio.

Para la máquina de absorción de bromuro de litio desarrollamos, en un principio, un resolvidor de ecuaciones en Microsoft Excel, tarea que fue complicada y laboriosa y que no nos permitía una dinámica en los resultados ya que existían variables que se debían corregir manualmente en cada simulación que hacíamos al variar las condiciones iniciales. Esto se debía mayormente a que existían valores de tablas de nuestros fluidos que debían buscarse o por medio de gráficos o de forma manual y no era posible generar una relación matemática que lo haga de forma autónoma. De todas formas, nos fue útil para luego confirmar las ecuaciones utilizadas y para comparar los resultados con el otro programa utilizado, el EES.

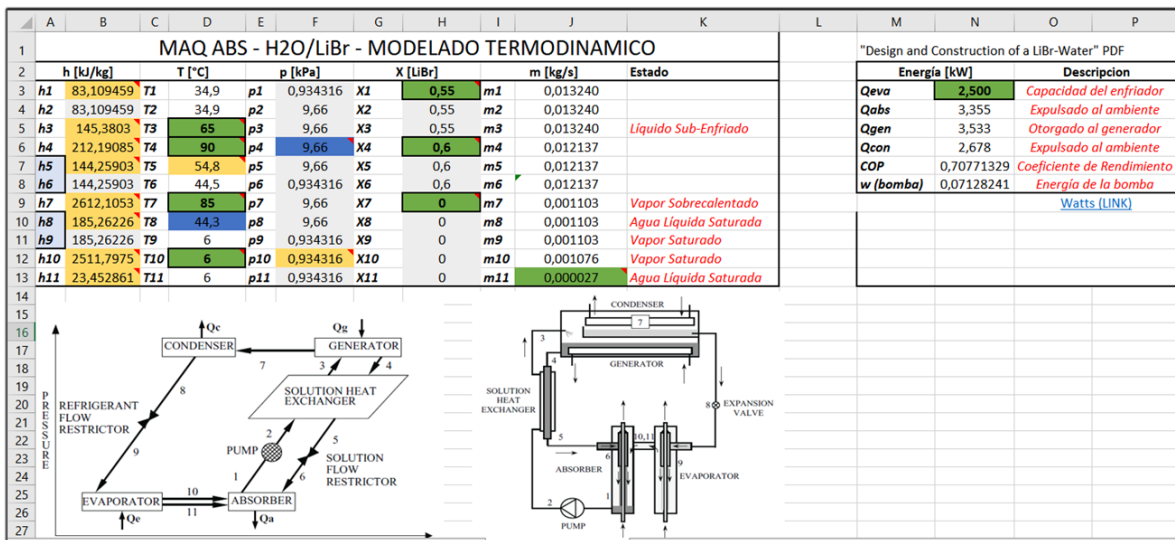


Figura 27. Resolvidor desarrollado en Excel.

Aplicando el resolvidor de ecuaciones EES, desarrollado por F-Chart, hemos podido desarrollar una serie de simulaciones y comprobaciones de simulaciones ya previamente realizadas en los prototipos encontrados en libros y artículos mencionados a lo largo de este trabajo. La gran utilidad de esta herramienta es que permite describir sistemas de ecuaciones lineales o no lineales de forma fácil e intuitiva y generar gráficos y aproximaciones trabajando con variables con significado físico, asignándoles unidades y hasta valores de tablas incluidas en librerías de propiedades de los fluidos más usuales en lo que respecta a desarrollos de sistemas termodinámicos.

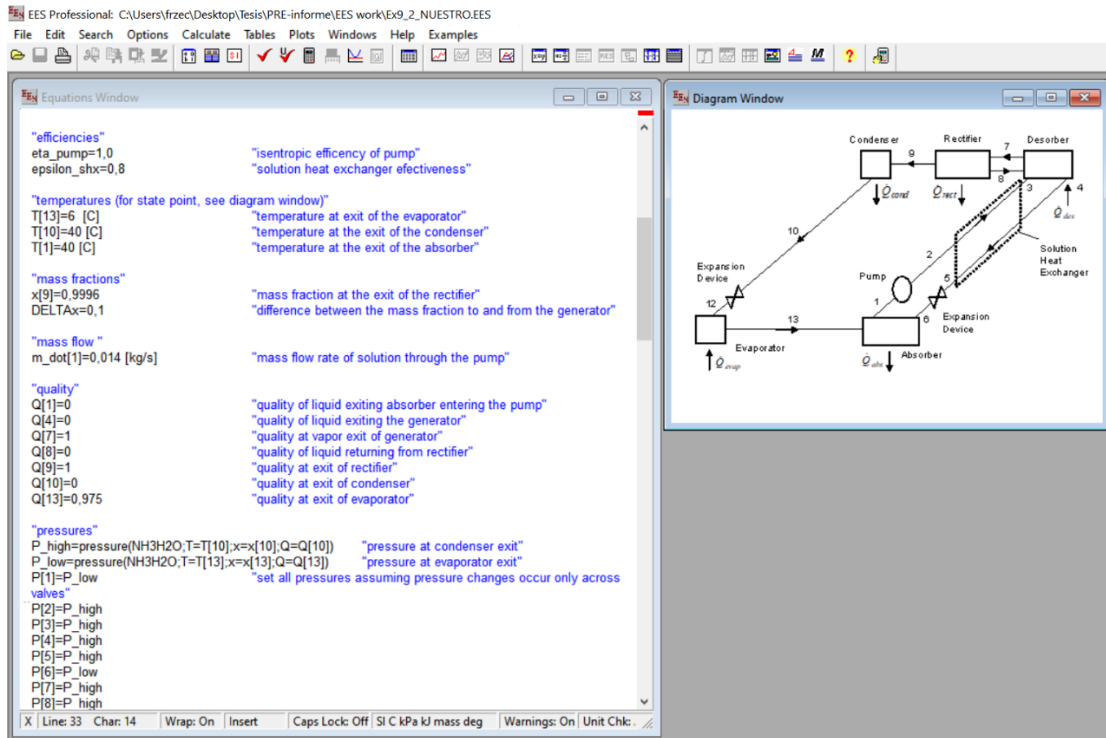


Figura 28. Resolvedor de ecuaciones EES.

El hecho de generar una cadena de ecuaciones y establecer variables iniciales permite jugar con los resultados finales y corregir o llegar a conclusiones de forma más dinámica y asegurando una solución concreta al variar los valores de estas variables. Además, cuenta con un sistema de comprobación de errores, tanto de sintaxis de programación como de coherencia en las variables asignadas.

Compartido en los estudios desarrollados en este trabajo también podemos hablar del software CoolPack, el cual es una serie de programas que utilizan el poder de procesamiento del EES y fue desarrollado por el departamento de Ingeniería Mecánica de la DTU (Universidad Técnica de Dinamarca). Con este software es posible analizar ciclos termodinámicos, dimensionar evaporadores y condensadores e incluso realizar la comparativa con el ciclo de absorción.

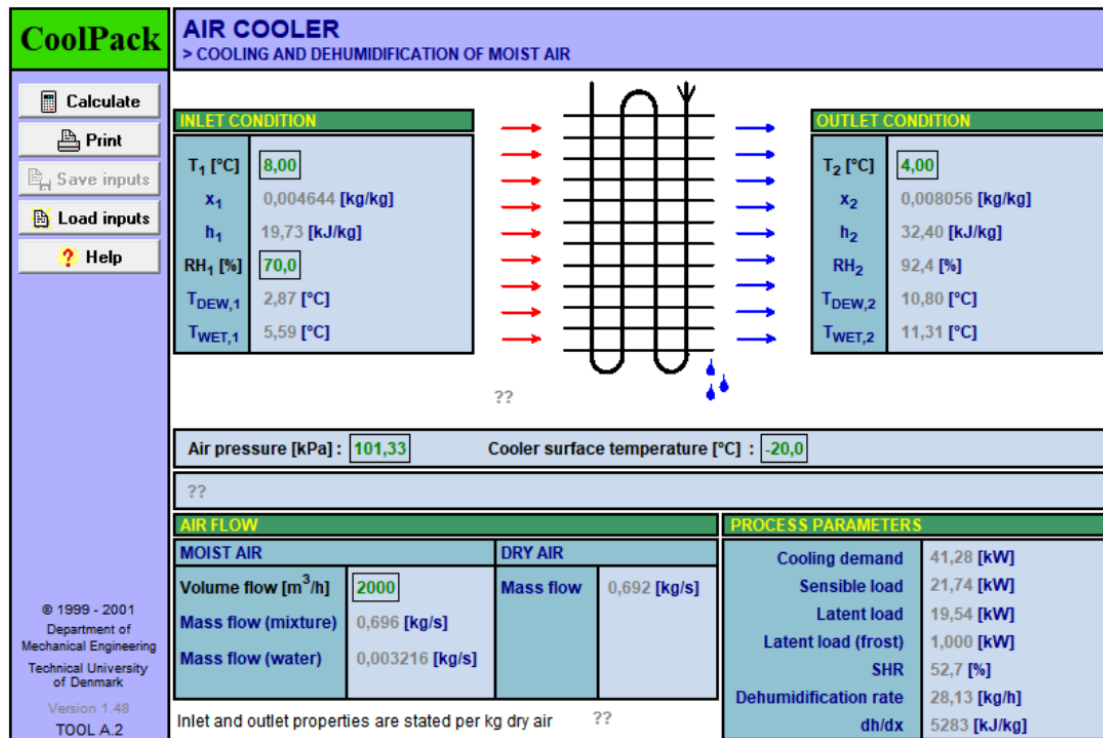


Figura 29. Coolpack.

El proceso por el cual intercedimos en nuestros cálculos con los softwares previamente mencionados fue para realizar las comprobaciones de las capacidades termodinámicas del dispositivo en sí. Dado que nos basamos en cálculos de una maquina ya construida, pero bajo otras condiciones de funcionamiento, era necesario realizar y comprobar mediante un método fiable que las variables que estábamos modificando tenían el mismo criterio que la maquina original y que los resultados seguían una línea de coherencia. Además, nos fue muy útil poder constatar los resultados obtenidos en el programa EES mediante métodos manuales que incorporamos en nuestro desarrollo en Excel con resultados prácticamente coincidentes y con diferencias mínimas debido a métodos de cálculos utilizados y tablas de propiedades de los fluidos.

Todas las simulaciones realizadas se encuentran adjuntadas en los anexos correspondientes, indicando la programación utilizada (en el caso del EES) y las fórmulas utilizadas (tablas Excel).

8. Diseño de Cámara de condensado

En este apartado se diseñará la cámara de condensación del equipo, calculando sus dimensiones generales, como así también, el diseño del intercambiador de calor y los equipos asociados para su funcionamiento.

El sistema estará ideado de la siguiente forma:



Figura. 30. Arreglo de componentes.

Nuestro sistema de condensado parte de un esquema típico con un ventilador como impulsor, a continuación, se utiliza un filtro de partículas para evitar la acumulación de depósitos sobre la superficie de las aletas de nuestro intercambiador de calor, lo cual genera, no solo una disminución en el rendimiento del equipo, sino que además provocaría la aparición de residuos no deseados en el agua condensada, lo cual aumentaría el trabajo del filtrado. Una vez que el flujo de aire supera el filtro de partículas se encuentra con un intercambiador de calor del tipo compacto, de tubos y aletas, que provocará la disminución de su temperatura a su punto de rocío, promoviendo así un aumento en la presión de vapor de agua de esa masa de aire que supere la presión de saturación y provoque el cambio de estado gaseoso a líquido de esa masa de agua. Si bien el proceso podría darse como finalizado luego de este procedimiento, se debe contemplar que, al ser una masa de aire forzada en una dirección debido a la fuerza de un ventilador, es probable que cierta cantidad del condensado no llegue a formar una película líquida fina que por gravedad caiga hacia la bandeja de recogida y por el contrario se formen gotas lo suficientemente pequeñas para ser arrastradas por la masa de aire volviendo así al exterior. Por ende, es necesario generar una trampa de condensado que prevenga esta situación. Dicha trampa se puede generar utilizando un separador de gotas, el cual es un producto comercial compuesto de una serie de perfiles que desvían la corriente del aire atrapando las gotas de agua. Luego y para finalizar se encontrará otro ventilador, el cual, en conjunto con el ventilador de entrada, es el responsable de obtener la masa de aire necesaria del medio y generar la fuerza necesaria para que atravesase todos los dispositivos anteriormente mencionados. Estos mismos serán detallados más adelante.

Para poder dimensionar los equipos relacionados a la condensación del aire, debemos establecer primero los requisitos iniciales de nuestro sistema:

- Flujos máxicos de entrada de aire y agua condensada:
 - Condensado de agua deseado ≥ 0.000480239 kg/s
 - Flujo de aire húmedo $\geq 0,131$ kg/s
- Condiciones del aire a la entrada (caso promedio anual):
 - Temperatura: 22,9°C
 - Humedad relativa: 73,9%
 - Presión: 101,33 kPa (1 atm)
 - Temperatura de rocío: 18°C
- Condiciones del aire a la salida:
 - Temperatura: 12,9°C
 - Humedad relativa: $\approx 100\%$
- Condiciones de trabajo de la batería:
 - Temperatura de ingreso del refrigerante (agua): 6°C
 - Flujo máxico del refrigerante: 0,5 kg/s

8.1.1 Ventilador:

Para mover una masa de aire a través de un conducto cerrado es necesario aportar una cantidad de energía que sea capaz de sobreponerse a las pérdidas de carga del sistema. En nuestro caso, y como en la mayoría de muchos casos similares, generar esta convección forzada se dará mediante un par de ventiladores, el primero colocado en la entrada del conducto y el segundo en su parte posterior.

Para cálculos previos se decidió utilizar un ventilador axial con una capacidad de caudal de 111 lts/seg, 3500 revoluciones por minuto, consumiendo 25,2 W en 12V de corriente continua. Aplicándolo en una configuración “push – pull” a nuestra cámara de condensado, con un conducto que varía desde un área mínima de 0.0230 m^2 (área de entrada del ventilador) hasta un máximo de 0.0945 m^2 (ancho del intercambiador por alto separador de gotas) podemos aproximar la velocidad de desplazamiento del fluido, como así también la potencia necesaria para vencer las pérdidas de carga del sistema:

La velocidad de desplazamiento del aire será:

$$V = \frac{Q}{A_{frontal\ promedio}} \quad (52)$$

$$V = \frac{0,111 \frac{m^3}{s}}{[(0.350 \times 0.270) + (0.203 \times 0.203) + (\pi \times (0.085)^2)]/3} = \frac{0.111 \frac{m^3}{s}}{0.0529 m^2}$$

$$V = 2.09 \frac{m}{s}$$

Y la potencia necesaria para vencer las pérdidas de carga:

$$P_{necesaria} = Q * \Delta p \quad (53)$$

$$P_{necesaria} = Q * \Delta p = 0,111 \frac{m^3}{s} * 39,5 Pa$$

$$P_{necesaria} = 4,4 W$$

Donde:

$$Q = \text{caudal de aire} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$\Delta p = \text{pérdida de carga total [Pa]} = \Delta p_{SepGotas} + \Delta p_{IC} + \Delta p_{filtro}$$

La potencia necesaria para nuestro circuito es un valor pequeño del cual solo representa el 17,4% de la potencia nominal del ventilador seleccionado. Es cierto que podrían considerarse otras perdidas como la distancia total entre ventilador y destino final, la velocidad del aire y su densidad, la rugosidad del revestimiento y los cambios de sección o geometría del conducto. Pero todas estas pérdidas no podrían realizarse sin haber definido los planos mecánicos definitivos del montaje de los equipos y del conducto. Por lo tanto, consideraremos estas pérdidas por ahora despreciables.

8.1.2 Filtro de partículas:

Siguiendo las recomendaciones de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en ingles) en su norma 52.2 y conforme a la clasificación MERV, creada y estipulada por dicho organismo, se seleccionará un filtro de aire que permita obtener un caudal de aire limpio y libre de cualquier tipo de contaminante que pueda alterar la calidad final del agua condensada.

La clasificación MERV significa valor de informe de eficiencia mínimo, es el sistema de clasificación estándar utilizado por la industria de la calefacción, ventilación y aire acondicionado. En dicha clasificación los filtros de aire varían desde 1 a 20, cuanto mayor sea este valor, el filtro de aire será más eficiente. Los filtros entre valores de 1 a 4, ofrecen una filtración mínima, capturando material particulado mayor a 10 micrones (polen, ácaros, partículas en spray), entre 5 y 8 capturan material entre 3 y 10 micrones (crecimientos microbiológicos, polvos finos de mezcla, conglomerados), entre 9 y 12 capturan material particulado entre 1 y 3 micrones (legionela, polvo mineral, harinas, emisiones y humos), filtros entre 13 y 16 capturan partículas en 0.3 y 1 micrones (todo tipos de bacterias, humo de tabaco, estornudos). A continuación, se facilita una tabla comparativa con los distintos valores MERV pertenecientes a filtros entre 6 y 13.

		MERV 6	MERV 8	MERV 11	MERV 13
		MPR 300 FPR N/A	MPR 600 FPR 5	MPR 1000 - 1200 FPR 7	MPR 1500 - 1900 FPR 10
ATRAPA	Polen	✓	✓	✓	✓
	Acaros	✓	✓	✓	✓
	Moho	✓	✓	✓	✓
	Partículas grandes de polvo		✓	✓	✓
	Emisiones automotrices y grandes partículas			✓	✓
	Estornudos				✓
	Todo tipo de bacterias				✓
IDEAL PARA	Uso residencial básico	✓	✓		
	Uso residencial y comercial estándar		✓	✓	
	Uso residencial y comercial superior			✓	✓
	Sala para fumadores				✓

Figura 31. Tabla comparativa de filtros MERV.

De esta manera y conforme a lo anteriormente establecido hemos seleccionado un filtro de aire MERV 13 de la marca “AirFilters”, cuyas medidas constructivas son 203.2mm x 203.2mm x 25.4mm. A continuación, se facilita un render del filtro de partículas, realizado en Solidworks 2020:

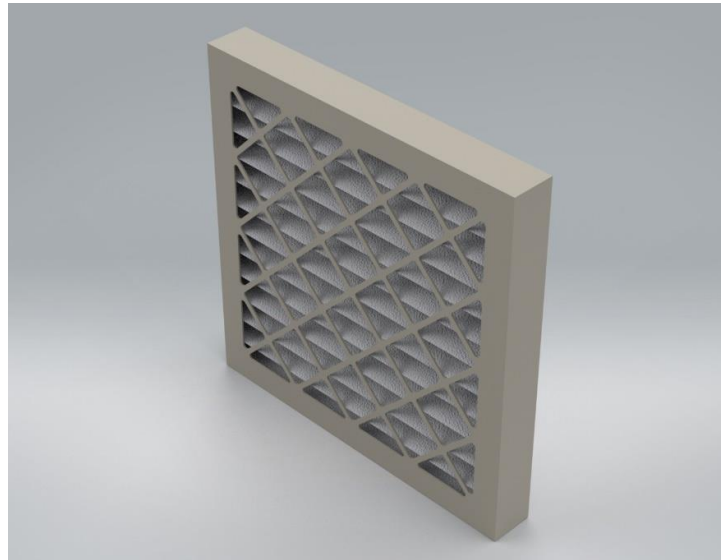


Figura 32. Filtro de partículas.

8.1.3 Intercambiador de calor:

Tomando como base la potencia necesaria para condensar y las temperaturas de funcionamiento de la máquina de absorción, obtenidas en los capítulos anteriores, se determinará la superficie necesaria de un intercambiador de calor del tipo compacto para condensar la masa de aire húmedo estipulado al principio de este trabajo. Para los cálculos nos hemos basado en los desarrollos teóricos realizados por Cengel Yunus y Afshin J. Ghajar en el libro “Transferencia de calor y de masa”. Además, utilizaremos las herramientas que nos brinda el software CoolPack, desarrollado por la empresa F-Chart Software para verificar los resultados obtenidos y obtener ciertos valores que simplificaran los cálculos. Finalmente, para el modelado en 3D final utilizaremos el software SolidWorks.

Partiendo de la premisa de generar una masa de condensado producto del aprovechamiento de la humedad del aire y bajo un propósito completamente abocado a resolver una problemática social, debemos diseñar un sistema que promueva la eficiencia, la simplicidad y la reducción de espacios. Es por ello por lo que optamos desarrollar un intercambiador de calor del tipo compacto de flujo cruzado no mezclado, de aletas y tubos, donde el compartimiento térmico contribuya al aumento de la eficiencia en lo que se refiere a transferencia de calor. Esto significa que posee un valor “U” (coeficiente de transferencia de

calor) elevado si lo comparamos con, por ejemplo, uno de carcasa y tubos siendo de 3 a 5 veces superior.

Ya seleccionado nuestro tipo de intercambiador pasaremos a realizar los cálculos para su dimensionamiento, para ello debemos primero identificar la temperatura de trabajo de nuestra batería en base a la cantidad de agua que deseamos condensar, sabiendo que para que se de este fenómeno es necesario que:

$$T_{batería} < T_{rocío}$$

Habiendo tomado el caso promedio anual donde la temperatura es de unos 22,9°C y la humedad relativa de 73,9%, y habiendo estipulado además que nuestro evaporador tendrá una temperatura de batería de unos 6°C pudimos estimar una tasa de 1,73 kg de agua por hora, suficientes para nuestra meta planteada de 20lts diarios en 12 hs de funcionamiento. Esto nos significaba tener que absorber unos 2,5 kW aproximadamente en nuestro evaporador. Por ende, nuestro IC (intercambiador de calor) el cual está ligado a la potencia del evaporador deberá rondar valores similares.

Utilizando una de las herramientas del software CoolPack, podemos tener un primer acercamiento de las características que tendrá el IC:

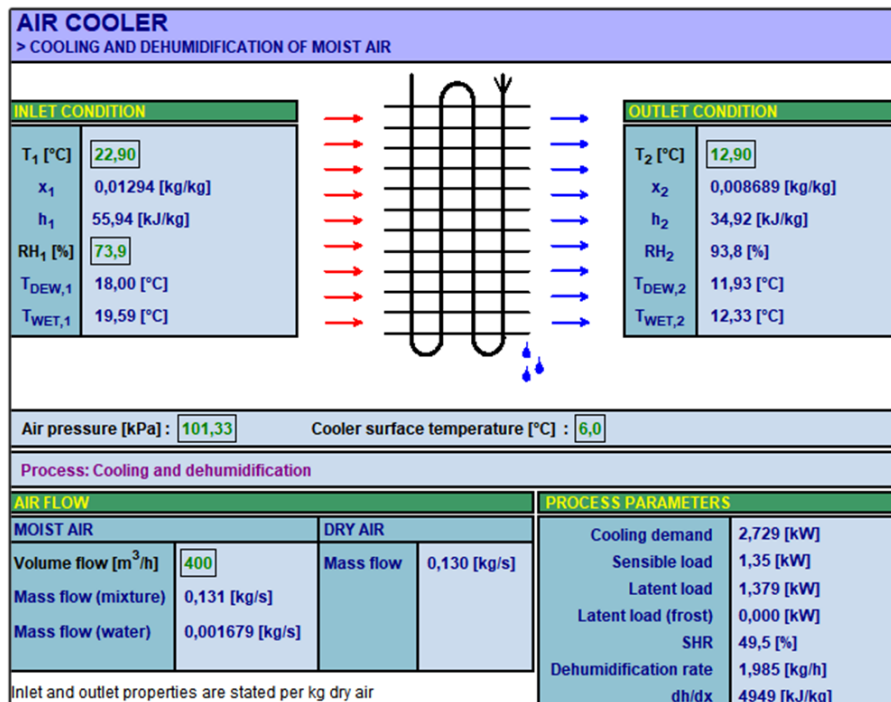


Figura 33. Características obtenidas en CoolPack

En base a los datos obtenidos en el programa nos será necesario una batería de enfriamiento de unos 2,729kW, con la salvedad que en 12hs de funcionamiento nos otorgaría una mayor cantidad de agua, de casi unos 2lts por hora, es decir, unos 24lts diarios con esas condiciones. Por ende, dicho valor nos sirve como referencia para poder interpretar que los valores estipulados previamente se encuentran dentro de un rango aceptable para continuar con el dimensionamiento del equipo.

Para dimensionar el IC (intercambiador de calor) es necesario considerar ciertas idealizaciones en la operación que harán los cálculos más sencillos, pero sin dejar de describir con cercanía la realidad ni la exactitud en el dimensionamiento:

- El flujo de los fluidos aire y agua se considerará homogéneo y estacionario.
- El calor específico de los fluidos será constante en un valor promedio de temperaturas de entrada y salida.
- Se despreciará la conducción axial de calor a lo largo de la tubería.
- Consideramos la superficie exterior del IC perfectamente aislada, sin intercambio de calor con el medio circundante.

Habiendo idealizado las condiciones del IC debemos realizar los cálculos para conocer la transferencia de calor entre los fluidos necesaria para condensar la masa de agua necesaria, esto lo hacemos tomando como base la primera ley de la termodinámica y los datos obtenidos previamente en nuestra máquina de absorción:

$$\dot{Q}_{evaporador} = C_{agua} * (T_{agua\ salida} - T_{agua\ entrada}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{sensible} + \dot{Q}_{latente} = \dot{Q}_{evaporador} = C_{aire} * (T_{aire\ entrada} - T_{aire\ salida}) \quad (43)$$

Donde:

\dot{Q} = transferencia de calor [W]

C_{aire} = $\dot{m}_{aire} * c_{aire}$ = razón de capacidad calorífica del aire [W/m²]

C_{agua} = $\dot{m}_{agua} * c_{agua}$ = razón de capacidad calorífica del agua [W/m²]

T_{aire}, T_{agua} = temperaturas de entrada y salida de los fluidos [°C]

De la ecuación (42) y estableciendo un flujo de 0,5 kg/s en la tubería del refrigerante obtenemos la temperatura de salida del fluido:

$$T_{agua\ salida} = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{C_{agua}} + T_{agua\ entrada} \quad (44)$$

$$T_{agua\ salida} = \frac{2,5 \frac{kJ}{s}}{0,5 \frac{kg}{s} * 4,20 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}} + 6^{\circ}C$$

$$T_{agua\ salida} = 7,2^{\circ}C$$

Estipularemos también el coeficiente de transferencia de calor total necesario para condensar el flujo de aire de 400 m³/h en unos 200 W/°K, un valor estándar de tabla para dicho proceso. Con este valor podemos determinar de forma provisoria el área necesaria que deberá tener nuestro intercambiador de calor:

$$A = \frac{Q_e}{U * \Delta T_{lm}} \quad (45)$$

$$A = \frac{2500\ W}{200 \frac{W}{m^2^{\circ}C} * 10,7^{\circ}C}$$

$$A = 1,17\ m^2$$

Donde,

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (46)$$

$$\Delta T_1 = T_{aire, entrada} - T_{agua, salida} = 22,9^{\circ}C - 7,2^{\circ}C = 15,7^{\circ}C$$

$$\Delta T_2 = T_{aire, salida} - T_{agua, entrada} = 12,9^{\circ}C - 6^{\circ}C = 6,9^{\circ}C$$

$$\Delta T_{ml} = 10,7^{\circ}C$$

Habiendo estimado el área pasamos a dimensionar las dimensiones generales. Hemos seleccionado un intercambiador del tipo compacto de tubos y placas con las siguientes características:

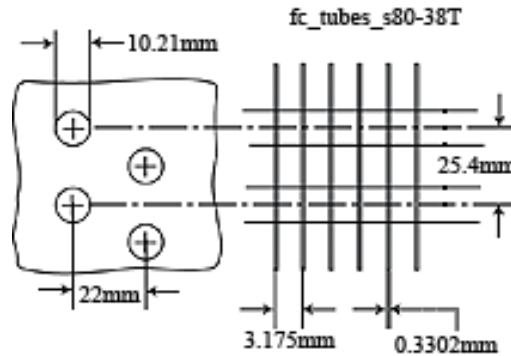


Figura 34. Disposición del intercambiador de calor.

- Intercambiador compacto de placas y tubos CF-8.0-3/8T
- Diámetro exterior de tubos: 0,01021 m
- Distancia horizontal entre tubos: 0,022 m
- Distancia vertical entre tubos: 0,0254 m
- Distancia entre aletas: 0,003175 m
- Diámetro hidráulico: 0,003632 m

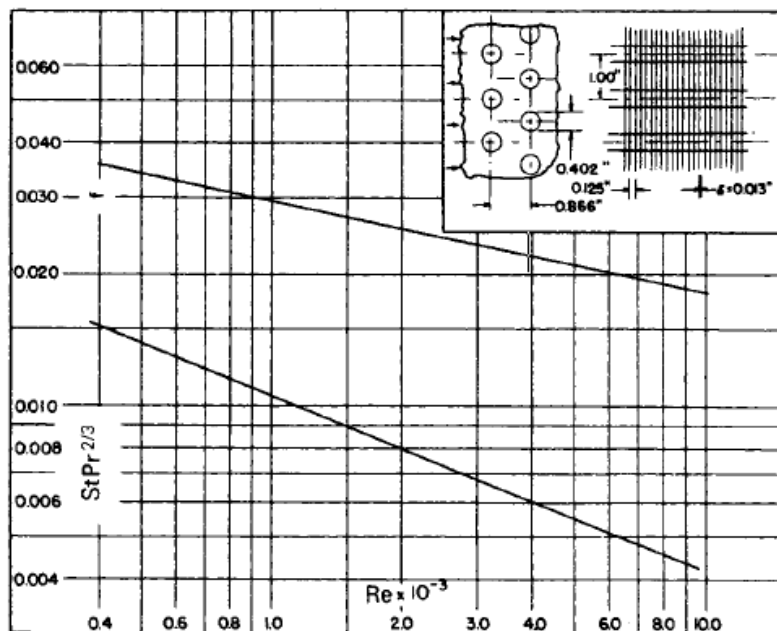


Figura 35. Diagrama de Moody del intercambiador

Diámetro exterior de tubo = 0.402" = $10.2 \times 10^{-3}m$

Distancia entre aletas= 8.0 por pulgada = 315 por metro.

Paso Diámetro hidráulico, $4r_h = 0.01192 ft = 3.632 \times 10^{-3}m$

Espesor de aletas = 0.013 pulgadas = $0.33 \times 10^{-3}m$

Área de Flujo libre/Área frontal, $\sigma = 0.534$.

Área de transferencia térmica/volumen total, $\alpha = 179 \frac{ft^2}{ft^3} = 587 m^2/m^3$

Área de aleta/área total = 0.913

Además, estipularemos un intercambiador con las siguientes dimensiones:

- Ancho: 0,35 m
- Alto: 0,25 m
- Largo: 0,25 m

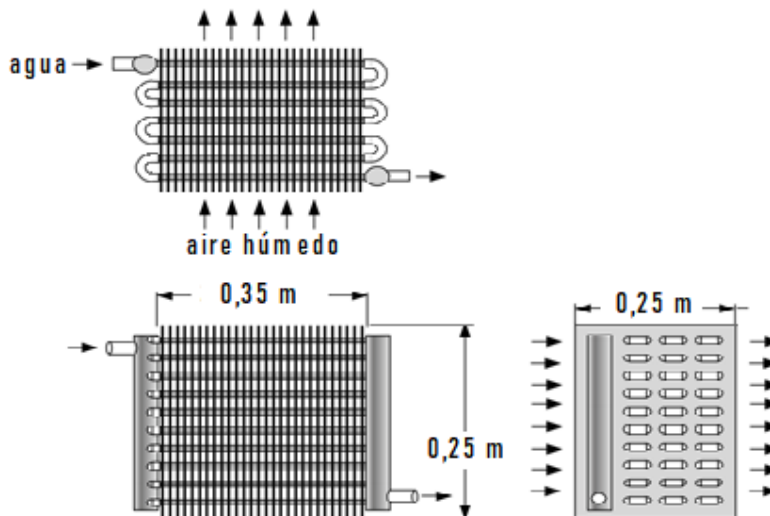


Figura 36. Diagrama de Intercambiador de Calor.

En un primer acercamiento teórico partimos de la premisa de que, en un intercambiador de placas y tubos, el área que más aporta a la transferencia de calor es la superficie externa de los tubos por donde corre la masa líquida de refrigerante, por ello determinamos primero el largo total que debería ocupar la tubería:

$$A = 1,17 \text{ m}^2 = \pi * d_{\text{tubería}} * L_{\text{necesaria}} \quad (47)$$

$$L_{\text{necesaria}} = \frac{1,17 \text{ m}^2}{\pi * 0,01021 \text{ m}}$$

$$L_{\text{necesaria}} = 36,48 \text{ m}$$

Habiendo estipulado las dimensiones previamente del intercambiador podemos determinar el largo máximo de tubería que puede albergar:

$$n_{\text{vertical}} = \frac{\textit{Altura}}{\textit{Distancia vertical entre tubos}} \quad (48)$$

$$n_{\text{vertical}} = \frac{0,25 \text{ m}}{0,0254 \text{ m}} = 9,8425$$

$$n_{\text{horizontal}} = \frac{\textit{Profundidad}}{\textit{Separación horizontal entre tubos}} \quad (49)$$

$$n_{\text{horizontal}} = \frac{0,25 \text{ m}}{0,022 \text{ m}} = 11,364$$

Entonces la cantidad máxima de tubos que puede atravesar nuestro equipo es de:

$$n_{\text{max}} = n_{\text{vertical}} * n_{\text{horizontal}} \quad (50)$$

$$n_{\text{max}} = 9,8425 * 11,364 = 111 \text{ tubos}$$

Esto equivale a una longitud total de tubería de:

$$L_{\text{total}} = n_{\text{max}} * \textit{ancho del intercambiador} \quad (51)$$

$$L_{\text{total}} = 111 \text{ tubos} * 0,35 \text{ m}$$

$$L_{\text{total}} = 38,85 \text{ m}$$

Dándonos a entender que las dimensiones estipuladas cumplen con lo solicitado:

$$L_{\text{total}} > L_{\text{necesaria}}$$

A partir de todo lo anterior, se tiene la suficiente información como para poder ingresar los datos a las herramientas que nos brinda el software EES para verificar mediante correlaciones estudiadas si las dimensiones estipuladas nos brindaran el funcionamiento esperado, como también facilitarnos de información valiosa para calcular otros equipos, como lo es la pérdida de carga producida por el IC. La hoja de cálculos y funciones utilizadas se pueden ver en el “anexo D”, al final del trabajo.

Los datos reflejados en la tabla XXI, que se pueden observar a continuación fueron obtenidos del EES:

Tabla XXI. Resultados obtenidos del EES.

Nombre	Variable	Valor	Unidad
Perdida de carga	Δp	29,5	Pa
Factor de incrustación	f	0,03327	
Coefficiente total de transferencia de calor (*)	ho	46,14	W/m ² -°
Tasa de transferencia másica	G	2,804	kg/s-m ²
Factor J de Colburn	jh	0,01328	
Masa de agua condensada (**)	mc	0,00063791	kg/s
Número de Prandtl	Pr	0,7405	
Número de Reynolds	Re	561,6	

(*): Valores basados en base a los datos experimentales demostrados en “Kays and London (1984) p. 270”.

(**): Según el método de Mitchell y Braun en “Heating, Ventilation, and Air Conditioning in Buildings, sec.13.6, 2013”.

Los valores obtenidos reafirman las dimensiones estipuladas en un principio, dándonos estimaciones inclusive superiores al objetivo, aunque se debe destacar que hasta que no se verifique de forma práctica, estos valores son simplemente un indicio de lo que puede ser experimentalmente. Es por el mismo motivo que se debe destacar que se han estimado los valores de los coeficientes de transferencia de calor en el cálculo del condensado según la “Tabla 11-1” del libro “Transferencia de Calor y de Masa (2011)” en la página 634. Estos valores son representativos de los modelos utilizados para el tipo de intercambiador y varían según los materiales utilizados y geometría de este.

El intercambiador de calor dimensionado puede apreciarse en el render que se facilita a continuación:

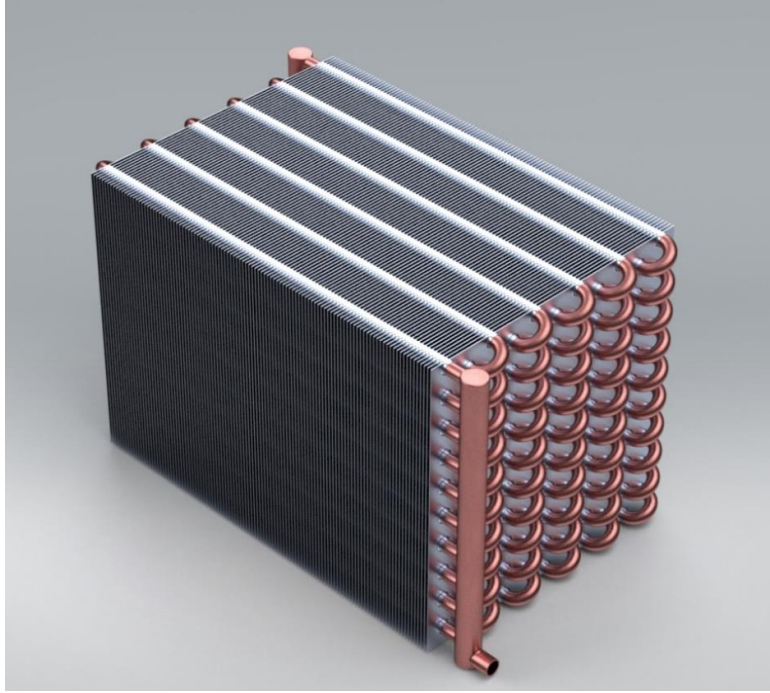


Figura 37. Diseño final del intercambiador de calor.

8.1.4 Separador de gotas:

Cuando la masa de aire húmedo atraviesa el IC se genera una condensación caracterizada por pequeñas gotas en los sitios de nucleación sobre la superficie de las placas. A medida que la condensación continua, estas gotas crecen y se juntan formando gotas más grandes, generando que debido a la fuerza de la gravedad resbalen hacia abajo, despejando la superficie y exponiéndola nuevamente a la masa de aire circundante. Ahora bien, muchas de

las pequeñas gotas que no llegan a maximizar su tamaño, son arrastradas por la propia corriente de aire que circula en el circuito. Esto genera que muchas de las pequeñas gotas no lleguen a los depósitos y sean devueltas al medio. Debido a esto hemos de considerar el agregado de un separador de gotas, el cual previene estas pérdidas de condensación que no solo disminuyen la eficiencia de nuestra máquina, sino que además pueden ser dañinas para el equipo.

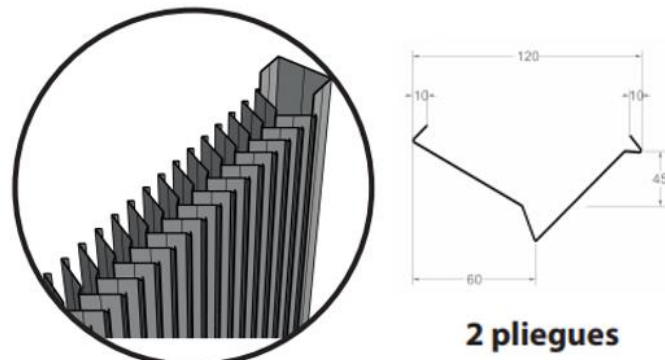


Figura 38. Detalle de aletas



Figura 39. Separador de gotas.

El separador de gotas que hemos seleccionado es el modelo SG02 de la marca RITRAC S.A., posee un armazón de espesor N°18 y aletas con perfiles de 2 pliegues con un espesor N°24 y 120 mm de ancho con una pérdida de carga de aproximadamente 10 pascales. Este separador de gotas puede ser construido a medida acorde a la especificación requerida.

8.1.5 Diseño global:

Habiendo definido todos los elementos del sistema, procederemos a mostrarlos y como estarán ubicados en el diseño global. Todos los diseños fueron realizados mediante el software de diseño 3D Solidworks 2020. Se anexarán al final de este trabajo, todos los planos de los componentes proyectados por los autores de este proyecto final de ingeniería.

Cámara de condensación:

Como se mencionó en apartados anteriores, y como también se puede observar en la figura 31, la cámara de condensación completa consiste en una carcasa que contiene los siguientes componentes; Ventilador de entrada, filtro de partículas, Intercambiador de calor, separador de gotas (trampa de condensado) y ventilador de salida. La distribución física de los componentes es la siguiente:

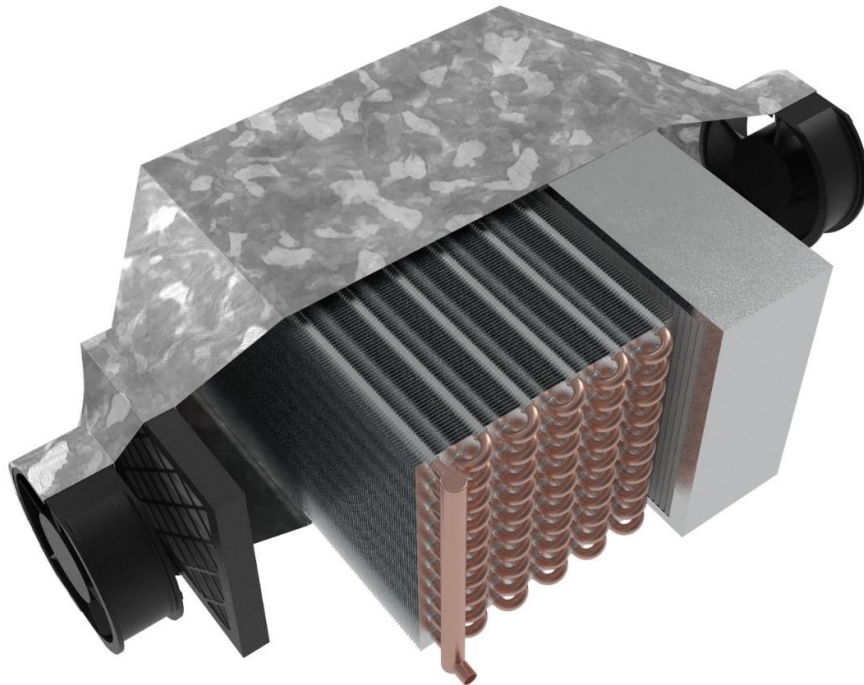


Figura 40. Distribución de cámara de Condensado.

En la imagen precedente puede observarse la cámara de condensación en perspectiva isométrica, con un corte realizado en su longitud de manera que pueda identificarse con facilidad la totalidad de sus componentes y su ubicación. La cámara de condensado, teniendo en consideración los ventiladores de sus extremos, tiene una longitud total de 817mm por 271mm en su mayor altura, la cual corresponde al separador de gotas.

En la siguiente figura puede observarse la cámara de condensado en su vista lateral:

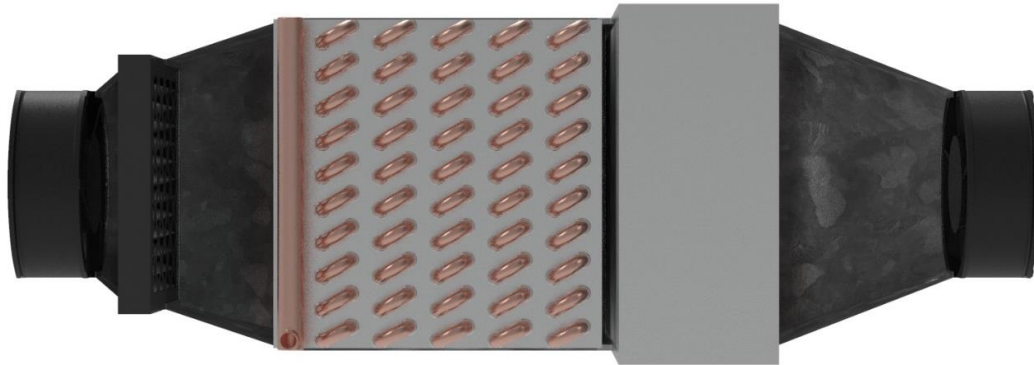


Figura 41. Vista lateral de cámara de condensación.

Incluimos, además, un render de un corte de la carcasa que contiene a toda la cámara de condensación, para su mejor apreciación.

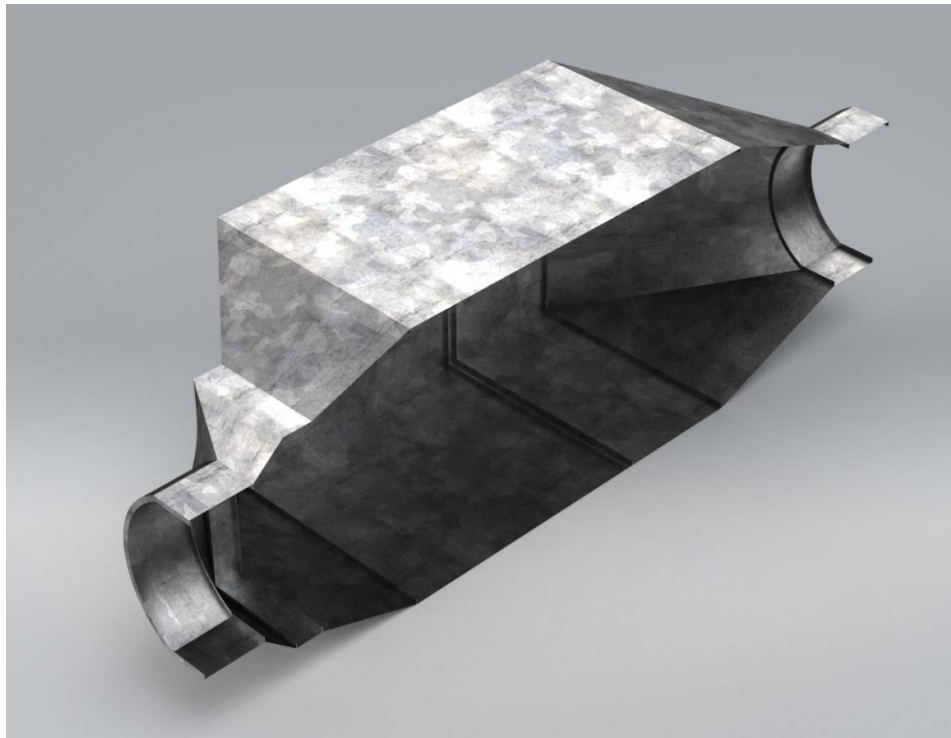


Figura 42. Carcasa cámara de condensación.

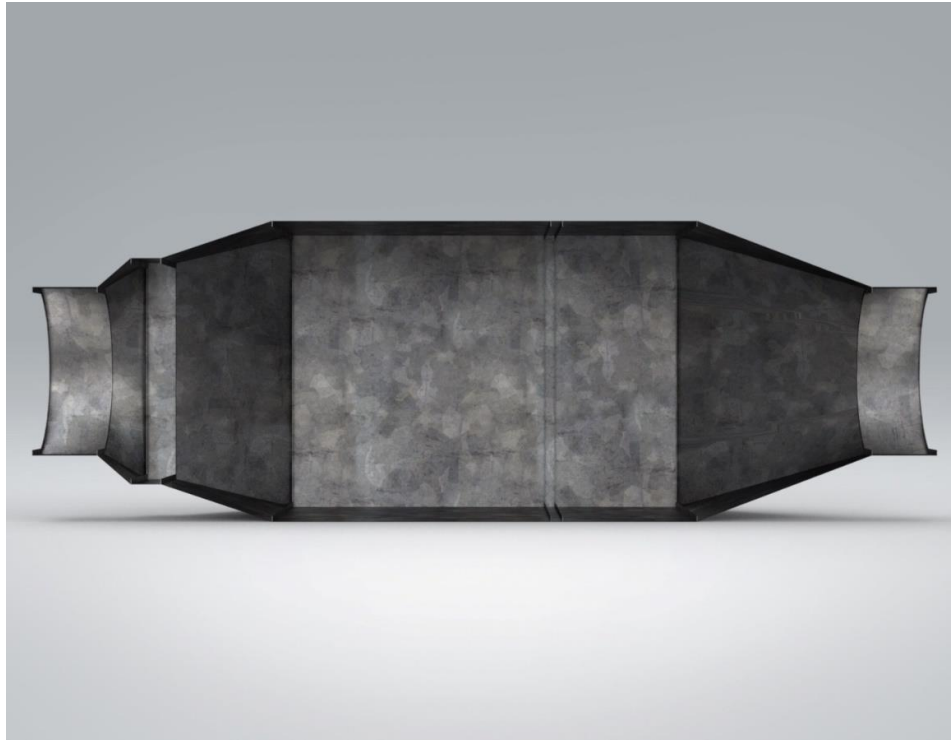


Figura 43. Vista lateral, carcasa cámara de condensación.

Se anexará junto con este proyecto final, los planos constructivos tanto de la carcasa, como así también del intercambiador de calor de la cámara de condensación.

9. Comparativas

En esta sección se realizará una comparativa entre el sistema planteado en la presente tesis y los generadores de agua atmosféricos que pueden ser adquiridos en el mercado, como así también con aquellos diseños propuestos en los últimos años donde los generadores parecen funcionar sin ninguna fuente fría.

En principio esta comparativa es difícil de realizar dado que los ciclos de funcionamiento son completamente diferentes, como así también su tiempo de operación, por lo que para realizar la comparación lo haremos en base a la cantidad de potencia consumida y la cantidad de agua obtenida. Es preciso aclarar que los generadores que pueden adquirirse en el mercado no siempre especifican las condiciones de trabajo de los equipos, por lo general se expresan ciertas condiciones de operación, pero no durante cuánto tiempo deben operar para obtener la cantidad de agua buscada, dado que todos estos dispositivos son sumamente susceptibles a las características ambientales en donde se encuentran instalados. Por último

hemos de aclarar que los valores utilizados en la comparativa serán aquellos obtenidos del dimensionamiento de la cámara de condensado.

Tabla XX. Comparativa absorción versus mecánica comercial.

	Propuesto	Genaq Stratus s20	Watergen Genny
Ciclo de funcionamiento	Absorción por Bromuro de litio	Compresión mecánica	Compresión mecánica
Potencia absorbida	3.3 kW	0.25-0.35 kW	0.7-3 kW
Agua obtenida	24 litros	20 litros	27-30litros
Tiempo de operación	12 horas	24 horas	24 horas

Como se puede observar en las características exhibidas, las 3 máquinas cumplen con el objetivo de obtener 20 litros de agua, sin embargo, cada una lo hace bajo distintas hipótesis de funcionamiento. Por ejemplo, el generador Genaq Stratus s20 calcula su funcionamiento bajo la suposición de que la maquina se encuentra en un entorno a 30°C, 80% de humedad relativa y a una altura de 0 metros sobre el nivel del mar, lo que se podría considerar como una condición más que ideal de funcionamiento para un generador de estas características, de manera que obtiene un estimado de 20 litros por día de funcionamiento con un consumo entre 0.25 y 0.35kW. En contra partida el equipo de Watergen Genny asume una condición promedio de funcionamiento de 26.6 °C con 60% de humedad relativa, obteniendo en promedio entre 27 y 30 litros de agua en 24 horas de funcionamiento, aunque con un consumo variable entre 0.7 y 3kW. Este último parece tener un dimensionamiento más razonable que el del equipo de Genaq.

El diseño propuesto en este trabajo, en contraste, fue realizado teniendo en cuenta condiciones reales de funcionamiento del ambiente Formoseño y, a pesar de tener un consumo mayor que el de la “competencia”, logra obtener casi la misma cantidad de agua en la mitad de tiempo de funcionamiento.

Es preciso destacar que las diferencias tecnológicas entre ambos ciclos son muy importantes como para obviarlas, los generadores de agua por ciclo de compresión son, constructivamente hablando, más sencillos y fáciles de mantener a su contrapartida de absorción, como así también su operación. Estos contrastes se señalarán con mayor detalle en el apartado “Conclusión” del presente trabajo.

Respecto a los generadores de agua sin fuente fría, al momento de la realización de esta tesis, mucho de los supuestos diseños han desaparecido, como así también los sitios web donde se los publicitaba. A pesar de esto se pudo dar con uno de ellos, el Waterseer, el cual es un ejemplo perfecto de como la mayoría de estos diseños simplemente no funcionan de la manera en la que son promocionados.



Figura 44. “Generador Waterseer”.

El mencionado dispositivo consiste en una estructura semi enterrada, que en su sección más profunda acaba en un receptáculo que actúa de condensador y reservorio de agua, en la parte superior del dispositivo, una turbina eólica de eje vertical se encuentra acoplada a un ventilador que impulsa aire al interior de la estructura y hasta la sección enterrada del aparato. En teoría, al menos publicitariamente según sus creadores, la diferencia de temperatura entre la masa de aire ingresante y la del reservorio enterrado, son suficientes como para lograr obtener 40 litros de agua condensada en 24 horas de funcionamiento.

Gracias al estudio del aire húmedo realizado en esta tesis, sabemos a ciencia cierta que se requiere mucha energía para llevar el aire húmedo hasta su punto de rocío, como así también se requieren caudales considerables y constantes de aire para lograr condensar cantidades significativas de agua. Si a esto le sumamos las deficiencias técnicas del diseño, por ejemplo, tener un impulsor de aire que no va a funcionar constantemente, o el hecho de que el terreno circundante no posee la capacidad de disipación térmica necesaria para mitigar el calor

producido por el cambio de estado de aire húmedo a agua, proceso por el cual se pierde una cantidad de energía que debe disiparse al ambiente y por ende generara que se eleve la temperatura del dispositivo. Podemos afirmar con estas conclusiones que este diseño, y muchos otros similares, no pueden garantizar de ninguna manera los resultados publicitados.

En el apartado “Conclusiones” se exhibirán las ideas y resultados finales del proyecto, se ahondará más en la comparativa del funcionamiento del ciclo de bromuro de litio respecto al de compresión, como así también la conveniencia de la aplicación del sistema de absorción en un generador de agua atmosférico.

10. Conclusiones

En el desarrollo de la presente tesis final de ingeniería hemos tenido la necesidad y privilegio de aplicar una serie de conocimientos que van desde la psicrometría hasta el cálculo termodinámico de un ciclo de absorción. Todo el trabajo que hemos realizado ha sido con la firme idea de poder contestarnos a nosotros mismos, y a todos aquellos interesados en las tecnologías de absorción, una serie de preguntas sobre estos ciclos, y para ello establecimos distintos objetivos que pudieran ayudarnos a encontrar dichas respuestas.

Estos objetivos consistieron en determinar qué tipo de ciclo de absorción era más conveniente para su aplicación en un generador de agua atmosférico y una vez determinado, dimensionarlo en vista de poder condensar 20 litros de agua, de manera de poder satisfacer las necesidades de un individuo o familia de una región de Formosa. A su vez, de ser posible, el dispositivo se alimentaría exclusivamente de energía fotovoltaica o una combinación fotovoltaica-térmica.

Inicialmente nuestros desarrollos, cálculos y simulaciones dieron como resultado un equipo impulsado por un ciclo de Bromuro de Litio, con una capacidad frigorífica de 2501W y un consumo de 3256W en su generador. Esta máquina teórica sería capaz de obtener un promedio anual de 20.75 litros de agua que puede ser alimentada idealmente con una combinación de energía fotovoltaica-térmica. La mencionada fuente de energía consistiría en 5 paneles solares de 66W cada uno, para la parte eléctrica, y la combustión de entre 3,67 y 8,88 kilos de combustible para alimentar la parte térmica. Como comentario adicional, a la hora de realizar el diseño de la cámara de condensado, se utilizaron como valores iniciales, aquellos obtenidos del desarrollo teórico realizado en la sección 6.2.3, de esta manera se utilizaron 2

enfoques distintos en busca del mismo resultado, inicialmente partimos de una potencia frigorífica teórica promedio de 2,5kW que nos permitió dimensionar el equipo de manera global. Luego partimos de los valores obtenidos y realizamos el camino inverso, partimos de los valores teóricos de caudales masicos de refrigerante, temperaturas teóricas en la cámara de condensado, temperaturas ambientes promedio, etcétera y si la metodología fue correcta, deberíamos haber obtenido un valor cercano al original. Como resultado, obtuvimos un valor de potencia promedio frigorífica de 2729W, que implica una diferencia del 9,12% con la inicial. Este es un margen de error que consideramos más que aceptable teniendo en cuenta el tipo de desarrollo realizado, donde se han tenido que realizar varias suposiciones e hipótesis a largo de su ejecución. Este no fue el único diferencial obtenido, al tener una potencia frigorífica mayor, el total de agua condensada obtenible también aumentó, pasando de 20,75 litros a 24 litros en 12 horas.

De esta manera, podemos afirmar que un generador de agua atmosférico con un ciclo de absorción que actúe de fuente fría es completamente plausible, aunque esto no significa que sea conveniente. Si hacemos foco en el consumo de la máquina, los 3256W requeridos por la misma son excesivos en comparación con máquinas de ciclo de compresión que logran resultados similares con consumos muchos menores, como pueden ser los 700W nominales, del generador de Watergen, exhibidos en el apartado “Comparativas”. Este consumo de la máquina de absorción hizo que el dimensionamiento de una fuente de energía exclusivamente fotovoltaica, aunque posible, sea completamente impráctico, incoherente y económicamente prohibitivo, lo que decanto en una alimentación mixta entre fotovoltaica y térmica. A las complejidades energéticas hay que adicionarle las complicaciones inherentes del ciclo, como puede ser la necesidad de una mezcla refrigerante-absorbente perfectamente balanceada que prevenga funcionamientos deficientes, que la maquina físicamente se encuentre nivelada, que no posea fugas ni sellos defectuosos y un mantenimiento regular obligatorio que asegure su correcto funcionamiento. Aunque estas características negativas parecen sentenciar de forma bastante contundente a esta tecnología, antes de tomar una decisión, es preciso destacar algunos hechos interesantes de la tecnología de absorción en comparación a un ciclo de compresión. Si bien es cierto que el COP obtenido en un ciclo de compresión es mayor en comparación a uno de absorción, el primero solo tiene en cuenta la energía eléctrica invertida en el compresor, la cual no es una energía primaria en sí, dado que no tiene en cuenta la energía consumida para generar la demandada por el compresor. En comparación, la energía utilizada para impulsar el

ciclo de absorción es la energía térmica aplicada en el generador, la cual si es una energía primaria evaluable. De esta manera, si para ambos casos se tuvieran netamente en cuenta las energías primarias, las diferencias en rendimiento típicos, entre 0.8 y 1.2 para absorción y 3 a 5.5 para compresión, se reducirían ampliamente.

Otro aspecto que es conveniente destacar en los ciclos de absorción, aunque no enteramente relacionado con los generadores de agua, es que los mismos permiten aprovechar fuentes de calor residuales de otros ciclos térmicos, si un generador de agua o acondicionador de aire fuera diseñado específicamente con este fin, no solo se podría crear una máquina que funciona prácticamente “gratis” sino que también aumentaría el rendimiento de aquella cuyo calor aprovecha. Existen ejemplos de equipos trigeneradores, donde se aplican ciclos de absorción en equipos cogeneradores para obtener, además de energía y calor, también frío.

En concreto, un ciclo de absorción es compatible con un generador de agua atmosférico, pero el mismo requiere de un análisis exhaustivo de su diseño que permita reducir al máximo su consumo energético y mejore su rendimiento, por lo que motivamos ampliamente continuar con su estudio y de ser posible, construir un prototipo que permita confirmar los resultados de este y futuros trabajos. En cuanto a su aspecto social, el equipo podría ser totalmente aplicable en sitios donde exista una carencia total de energía eléctrica, pero como se mencionó previamente, debería realizarse un diseño completamente dedicado y único en base al lugar en donde se lo va a emplazar, de manera que el mismo actúe de la manera más eficientemente posible de acuerdo a las variables ambientales del lugar.

Como comentario personal, nos gustaría agregar que en el desarrollo de nuestro trabajo final de ingeniería hemos sido capaces no solo de incorporar una cantidad enorme de conocimientos, sino que también de poder apreciar la complejidad del estudio científico-tecnológico que implica el desarrollo de un dispositivo innovador que incluya tecnologías que se encuentran fuera de nuestras áreas comunes de experticia. Todo el trabajo realizado nos permitió también evaluar, comprender y aprender cómo y cuáles son las mejores maneras de encarar un desarrollo de estas características y viéndolo desde el punto de vista específico de la refrigeración mediante procesos de absorción, nos ha facilitado los conocimientos necesarios para poder discernir entre proyectos que puedan tener fundamento científico, de aquellos que pudieran solo ser especulaciones, lo cual a nivel técnico, profesional y personal, nos parece invaluable.

11. Bibliografía

ASHRAE, *Ashrae handbook Fundamentals*, SI edition, enero 2017.

Cañadas Navarro, M.E. Torres Guzman, J.A. *Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico* [Tesis Ingeniería Mecánica, Universidad de El Salvador], 2010.

Florides, G.A, Kalogirou, S.A, Tassou, S.A, Wrobel, L.C. *Design and construction of a LiBr-Water Absorption Machine*, [Paper of Energy Conversion & Management], 2002.

Herold E. Keith, Radermacher Reinhard, Klein A. Sanford, *Absorption chillers and heat pumps*, 2ª ed, CRC Press Taylor & Francis Group, Boca Raton, Florida 2016. 386p ISBN 978-1-4987-1435-8.

Jussi Saari, *Heat Exchanger Dimensioning* [Universidad de Tecnología Lappeenranta], 2017

Lorenzo Alonso. J.A, *Manual para instalaciones fotovoltaicas autónomas*. www.sfe-solar.com.

Munters, *The Dehumidification Handbook*, 2ª ed, Munters Corporation Dehumidification division, Massachusetts, USA, 1998 y 2002. 228p ISBN 0-9717887-0-7.

Pajarón, P.R. *Diseño y cálculo de un dispositivo para la obtención de agua potable por condensación de la humedad del aire*. [Tesis de Ingeniería, Universidad Politécnica de Madrid], 2016.

W.M.Kays y A.L.London, *Compact Heat Exchangers* 2da Edición [McGraw-Hill Book Company], 1955.

Yunus A.Çengel y Afshin J.Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa, Fundamentos y Aplicaciones*; 4ta Edición [McGraw-Hill Book Company], 2011.

ATLAS GLOBAL SOLAR. [En línea]. [Consulta 15 de junio 2019]

<<https://globalsolaratlas.info/map>>

AROS SOLAR TECHNOLOGY. [En línea]. [Consulta 16 de junio 2019]

<<http://www.aros-solar.com/es/la-radiacion-solar>>

CALCULADORA PSICROMETRICA [En línea]. [Consulta 1 marzo 2019]

<<http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/CartaPsy.htm>>

DATOS CLIMATOLÓGICOS FORMOSA [En línea]. [Consulta 2 de abril 2020]

<<https://www.tutiempo.net/clima/2019/ws-871620.html>>

ENERGÍA SUSTENTABLES. [En línea]. [Consulta 15 de junio 2019].

<<http://www.energiasustentables.com.ar/energia%20solar/argentina.html>>

FUENTES DE AGUA EN EL NEA. [Fuera de línea]. [Consulta 20 de marzo 2019]

<<https://inta.gob.ar/fuentesdeaguaNEA>>

GENAQ. [En línea]. [Consulta 3 de julio 2020].

<<http://www.genaq.com/stratus-tech-specs/>>

GENERADOR ATMOSFÉRICO DE AGUA, WIKIPEDIA. [En línea]. [Consulta 12 de septiembre 2019]

<https://es.wikipedia.org/wiki/Generador_atmosférico_de_agua>

GUIA DE COMBUSTIBLES SÓLIDOS. [En línea]. [Consulta 10 de mayo 2019].

<<https://www.lavacuarta.com/pdf/docs/Guia-de-Combustibles-Solidos.pdf>>

GM ELECTRONICA. [En línea]. [Consulta 10 de marzo 2019].

<<https://gmelectronica.com.ar/producto/jq12b7x/>>

INDIAN INSTITUTE OF MANAGEMENT AHMEDABAD Harvesting dew to supplement drinking water supply in arid coastal villages of Gujarat [En línea].

[Consulta 26 mar. 2017].

<<http://www.iimahd.ernet.in/publications/data/2007-08-05Gsharan.pdf>>.

LEVCO. Understanding MERV Ratings – an Air Filter Guide [En línea]. [Consulta 6 Diciembre 2020].

<<https://www.levcooil.com/blog/understanding-merv-ratings-an-air-filter-guide>>

PHOTOVOLTAIC GEOGRAPHICAL INFORMATION SYSTEM. [En línea]. [Consulta 15 de junio 2019].

<https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html#PVP>

PODER CALORIFICO MADERAS Y RESIDUOS AGRICOLAS [En línea]. [Consulta 10 de mayo 2019].

<https://www.academia.edu/35543862/Tablas_tema>

PODER CALORIFICO DE MADERAS Y RESIDUOS [En línea]. [Consulta 10 de mayo 2019].

<<https://studylib.es/doc/6952701/poder-calorífico-de-maderas-y-residuos>>

POPULAR SCIENCE Air Well Waters Parched Farms [En línea]. 1933, Vol. 122, No. 3. [Consulta 21 mar. 2017].

<<https://books.google.com.ar/books?id=oygDAAAAMBAJ&lpg=PP1&pg=PA45#v=onepage&q&f=false>>

PROCOEN. Proyectos de conservación de energía. ¿Qué significa MERV? [En línea]. [Consulta 6 de Diciembre 2020].

<<https://procoen.com/que-significa-merv/>>

REXRESEARCH. [En línea]. [Consulta 1 abr. 2017].

<<http://www.rexresearch.com/airwells/klaphake.htm>>

THE ICYBALL – CROSLY RADIO CORPORATION’S REFRIGERATOR FOR NON-ELECTRIFIED RURAL AMERICA. [En línea] [consulta 12 de Diciembre 2019]

<<https://prairieyesteryear.com/2012/07/04/the-crosley-icyball/>>

SERVICE CHAMPIONS. Filtros de aire HVAC y su Clasificación. [En línea]. [Consulta 6 de Diciembre].

<<https://servicechampions.com/guia-y-clasificacion-de-los-filtros-de-aire-de-hvac/>>

SOLARGIS. [En línea]. [Consulta 15 de junio 2019].

<<https://solargis.com/docs/methodology/solar-radiation-modeling>>

SOLARTEC. [En línea]. [Consulta 20 de junio 2019].

<<http://www.solartec.com.ar/energiasolar.html>>

SUNFIELDS EUROPE. [En línea]. [Consulta 16 de junio 2019]

<<https://www.sfe-solar.com/noticias/articulos/energia-fotovoltaica-radiacion-geometria-recorrido-optico-irradiancia-y-hsp/>>

TABLA DE CONVERSIONES ENERGÉTICAS, SECRETARÍA DE ENERGÍA. [Fuera de línea]. [Consulta 13 de agosto de 2019].

<<http://www.energia.gob.ar/contenidos/verpagina.php?idpagina=3622>>

WATERGEN. [En línea]. [Consulta 3 de julio 2020].

<<https://www.watergen.com/product/genny/>>

12. ANEXO A – Tabla comparativa de resultados de ciclos de absorción

Tablas comparativas de resultados																			
Características Ciclo Agua - Amoniaco						Características Ciclo Bromuro de litio - Agua													
h [kJ/kg]	m [kg/s]	p [kPa]	T [°C]	X [NH ₃]	h [kJ/kg]	m [kg/s]	p [kPa]	T [°C]	X [NH ₃]										
h1	-60.22	m1	0.014	p1	526.6	T1	40	X1	0.5092	h1	86.096	m1	0.0127	p1	0.934	T1	34.9	X1	0.5482
h2	-58.95	m2	0.014	p2	1556	T2	40.1	X2	0.5092	h2	86.102	m2	0.0127	p2	9.66	T2	34.9	X2	0.5482
h3	119.4	m3	0.014	p3	1556	T3	79.04	X3	0.5092	h3	164.45	m3	0.0127	p3	9.66	T3	72.88	X3	0.5482
h4	215.8	m4	0.01163	p4	1556	T4	99.24	X4	0.4092	h4	214.53	m4	0.01162	p4	9.66	T4	90	X4	0.599
h5	1.115	m5	0.01163	p5	1556	T5	51.93	X5	0.4092	h5	128.93	m5	0.01162	p5	9.66	T5	45.92	X5	0.599
h6	1.115	m6	0.01163	p6	526.6	T6	52.11	X6	0.4092	h6	129.93	m6	0.01162	p6	0.934	T6	44.72	X6	0.599
h7	1428	m7	0.002432	p7	1556	T7	80.42	X7	0.9874	h7	2647.6	m7	0.00108	p7	9.66	T7	79.29	X7	0
h8	125.9	m8	0.00006046	p8	1556	T8	80.42	X8	0.5092	h8	189.01	m8	0.00108	p8	9.66	T8	45.14	X8	0
h9	1310	m9	0.002371	p9	1556	T9	45.11	X9	0.9996	h9	189.01	m9	0.00108	p9	0.934	T9	5.98	X9	0
h10	190.7	m10	0.002371	p10	1556	T10	40	X10	0.9996	h10	2511.5	m10	0.00108	p10	0.934	T10	5.98	X10	0
h11	190.7	m11	0.002371	p11	1556	T11	40	X11	0.9996										
h12	190.7	m12	0.002371	p12	526.6	T12	5.593	X12	0.9996										
h13	1244	m13	0.002371	p13	526.6	T13	6	X13	0.9996										

Ciclo Agua - Amoniaco				Ciclo Bromuro de litio - Agua			
Energía [kW]	Descripción	Energía [kW]	Descripción				
Qeva	2.500	Capacidad del enfriador	Qeva	2.501	Capacidad del enfriador		
Qabs	3.800	Transferencia de Calor Absorbedor	Qabs	3.109	Transferencia de Calor Absorbedor		
Qgen	4.300	Otorgado al generador	Qgen	3.256	Otorgado al generador		
Qcon	2.700	Transferencia de Calor Condensador	Qcon	2.647	Transferencia de Calor Condensador		
Qrect	0.360	Transferencia de Calor Rectificador					
Qics	2.500	Calor entre flujo de corrientes en el ICS	Qics	0.995	Calor entre flujo de corrientes en el ICS		
COP	0.5778	Coefficiente de Rendimiento	COP	0.768	Coefficiente de Rendimiento		
w (bomba)	0.018	Energía de la bomba	w (bomba)	0.0688	Energía de la bomba		

13. ANEXO B – Simulación en EES (H₂O-LiBr)

\$UnitSystem SI C kPa kJ mass	
\$TabStops 0,2 4 in	
"Input data "	
\$ifnot ParametricTable	
Eff_Hx=0,8	"Eficiencia del intercambiador de calor"
\$endif	
m_dot[1]=,0127	"Flujo Masico en la bomba"
Q[8]=0	"Calidad a la salida del condensador"
Q[10]=1,0	"Calidad a la salida del evaporador"
P_high=Psat_LiBrSSC(T[4]; x[4])	"Presion de saturacion maxima"
P_low=Psat_LiBrSSC(T[1]; x[1])	"Presion de saturacion minima"
T[7]=Tsat_LiBrSSC(P_high;x[3])	"Temperatura en entrada del condensador"
Q[1]=0	"Liquido saturado entrando en bomba"
Q[4]=0	"Liquido saturado saliendo del generadorr"
P_high=9,66 [kPa]	"Presion maxima del sistema"
P_low=0,93431 [kPa]	"Presion minima del sistema"
T[4]=90 [C]	"Temperatura en generador"
T[1]=34,9 [C]	"Temperatura en absorbedor"
"Presiones del sistema"	
P_high=pressure(WATER;T=T[8];x=Q[8])	"Presion a la salida del condensador"
P_low=pressure(WATER;T=T[10];x=Q[10])	"Presion a la salida del evaporador"
"Sabiedo la presión máxima y mínima determino el resto de las presiones del sistema sin contemplar perdidas"	
P[1]=P_low	
P[2]=P_high	
P[3]=P_high	
P[4]=P_high	
P[5]=P_high	
P[6]=P_low	
P[7]=P_high	
P[8]=P_high	
P[9]=P_low	
P[10]=P_low	
"Intercambiador de Calor"	
m_dot[3]=m_dot[2]	"Balance masico en 2-3"
m_dot[5]=m_dot[4]	"Balance masico en 4-5"
x[3]=x[2]	"Balance de solución 2-3"
x[5]=x[4]	"Balance de solución 4-5"
C_dot_hot=m_dot[4]*(h[4]-h[5])/(T[4]-T[5])	"Transferencia de calor 4-5"
C_dot_cold=m_dot[2]*(h[3]-h[2])/(T[3]-T[2])	"Transferencia de calor 2-3"
C_dot_min=min(C_dot_cold;C_dot_hot)	"Transferencia minima de calor"
Q_dot_hx=eff_hx*C_dot_min*(T[4]-T[2])	"Diferencia en Intercambiador de calor"
Q_dot_hx=m_dot[1]*(h[3]-h[2])	"Balance de energia en 2-3"
Q_dot_hx=m_dot[4]*(h[4]-h[5])	"Balance de energia en 4-5"
"Generador"	
m_dot[3]=m_dot[4]+m_dot[7]	"Balance masico global"
m_dot[3]*x[3]=m_dot[4]*x[4]	"Balance de la solución"
h[3]*m_dot[3]-h[4]*m_dot[4]-h[7]*m_dot[7]+Q_dot_d=0	"Balance de Energías"

"Condensador" $m_{\dot{8}}=m_{\dot{7}}$ $x[7]=0$ $x[8]=x[7]$ $Q_{\dot{c}}=m_{\dot{7}}*(h[7]-h[8])$	"Balance masico del Condensador" "Consideramos refrigerante puro a la entrada" "Balance de solución" "Balance de energías"
"Valvula de refrigeración" $m_{\dot{9}}=m_{\dot{8}}$ $x[9]=x[8]$ $h[9]=h[8]$ $Q[9]=\text{quality}(\text{water};h=h[9];P=P_{\text{low}})$	"Balance másico" "Balance de solución" "Balance de energías" "Calidad a la salida"
"Evaporador" $m_{\dot{10}}=m_{\dot{9}}$ $x[10]=x[9]$ $Q_{\dot{e}}=m_{\dot{9}}*(h[10]-h[9])$	"Balance másico" "Balance de solución" "Balance de energías"
"Absorbedor" $\text{err_mass_abs}=-m_{\dot{1}}+m_{\dot{10}}+m_{\dot{6}}$ $\text{err_LiBr_abs}=-m_{\dot{1}}*x[1]+m_{\dot{6}}*x[6]$ $m_{\dot{10}}*h[10]+h[6]*m_{\dot{6}}-Q_{\dot{a}}-m_{\dot{1}}*h[1]=0$	"Balance másico redundante" "Balance de solución redundante" "Balance de energías"
"Valvula de expansión" $m_{\dot{6}}=m_{\dot{5}}$ $x[6]=x[5]$ $h[6]=h[5]$ $\text{Flash_LiBrSSC}(h[6];P_{\text{low}};x[6];Q[6];T[6])$	"Balance másico" "Balance de solución" "Balance de energías"Call "Destilación en válvula"
"Bomba" $m_{\dot{2}}=m_{\dot{1}}$ $x[2]=x[1]$ $h[2]=h[1]+W_{\dot{m}}/m_{\dot{1}}$ $v1=v_{\text{LiBrSSC}}(T[1];x[1])$ $W_{\dot{m}}=m_{\dot{1}}*v1*(P_{\text{high}}-P_{\text{low}})$	"Balance másico" "Balance de solución" "Balance de energías" "Volumen específico de solución" "Potencia de la bomba (isoentrópica)"
"Propiedades Termodinámicas de los fluidos" duplicate i=1:5 $h[i]=h_{\text{LiBrSSC}}(T[i];x[i])$ end	"Entalpía específica 1-5"
$h[7]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[7];P=P_{\text{high}})$ $h7s=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[8];x=1)$ $h[8]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[8];x=0)$ $T[9]=\text{temperature}(\text{WATER};h=h[9];P=P_{\text{low}})$ $h[10]=\text{enthalpy}(\text{WATER};T=T[10];x=1)$	"Entropía específica 7" "Entropía específica del vapor saturado 7" "Entalpía específica en 8" "Temperatura en 9" "Entalpía específica en 10"
"Parámetros del ciclo" $\text{COP}=Q_{\dot{e}}/Q_{\dot{d}}$ $F=x[4]/(x[4]-x[3])$ $\text{err_energy}=Q_{\dot{d}}+Q_{\dot{e}}-Q_{\dot{a}}-Q_{\dot{c}}+W_{\dot{m}}$	"COP" "Tasa de circulación de la solución en el sistema" "verificación de balance"

14. ANEXO C – Simulación en EES (NH₄-H₂O)

```

$UnitSystem SI C kPa kJ mass
$TabStops 0,2 3,5 in

PROCEDURE shx(epsilon;m_dot_c;m_dot_h;T_in_c;T_in_h;cph;cpc:T_out_h;T_out_c;Q_dot)
"Eficiencia del intercambiador de calor"
C_dot_c=m_dot_c*cpc                                "Transferencia de calor – lado frio"
C_dot_h=m_dot_h*cph                                "Transferencia de calor – lado caliente"
C_dot_min=min(C_dot_c;C_dot_h)                     "Transferencia minima de calor"
Q_dot=epsilon*C_dot_min*(T_in_h-T_in_c)            "Tramsferencia de calor del IC"
T_out_c=T_in_c+Q_dot/C_dot_c                       "Temperatura de salida – lado frio"
T_out_h=T_in_h-Q_dot/C_dot_h                       "Temperatura de salida – lado caliente"
END

"Variables de entrada del modelo"
"Eficiencias estipuladas"
eta_pump=1,0                                       "bomba"
epsilon_shx=0,8                                    "intercambiador de calor"

"Temperaturas"
T[13]=6 [C]                                       "salida del evaporador"
T[10]=40 [C]                                       "salida del condensador"
T[1]=40 [C]                                       "salida del absorbedor"

"Fracciones másicas"
x[9]=0,9996                                       "fracción másica a la salida del rectificador"
DELTAx=0,1                                         "diferencia fractal del generador"

"Flujo másico "
m_dot[1]=0,014 [kg/s]                              "bomba"

"Calidad de fluidos"
Q[1]=0                                             "líquido de salida del absorbedor"
Q[4]=0                                             "líquido de salida del generador"
Q[7]=1                                             "vapor de salida del generador"
Q[8]=0                                             "líquido volviendo del rectificador al generador"
Q[9]=1                                             "salida del rectificador"
Q[10]=0                                            "salida del condensador"
Q[13]=0,975                                       "salida del evaporador"

"Presiones"
P_high=pressure(NH3H2O;T=T[10];x=x[10];Q=Q[10])  "salida del condensador"
P_low=pressure(NH3H2O;T=T[13];x=x[13];Q=Q[13])   "salida del evaporador"
"el resto de las presiones considerando cambios únicamente en las válvulas"
P[1]=P_low
P[2]=P_high
P[3]=P_high
P[4]=P_high
P[5]=P_high
P[6]=P_low
P[7]=P_high
P[8]=P_high
P[9]=P_high
P[10]=P_high
P[12]=P_low
P[13]=P_low
    
```

<p>"RECTIFICADOR" $T[8]=T[7]$ $x[8]=x[3]$ $m_dot[7]=m_dot[9]+m_dot[8]$ $m_dot[7]*x[7]=m_dot[9]*x[9]+m_dot[8]*x[8]$ $m_dot[7]*h[7]=m_dot[9]*h[9]+m_dot[8]*h[8]+Q_dot_rect$</p>	<p>"Temperaturas 8-7" "Balance de solución" "Balance másico" "Balance de energía" "Balance de energía"</p>
<p>"VALVULA DE EXPANSION - ABSORBEDOR" $m_dot[5]=m_dot[6]$ $x[5]=x[6]$ $h[5]=h[6]$</p>	<p>"Balance másico" "Balance de solución" "Balance de energía"</p>
<p>"CONDENSADOR" $m_dot[9]=m_dot[10]$ $x[9]=x[10]$ $Q_dot_cond=m_dot[9]*(h[9]-h[10])$</p>	<p>"Balance másico" "Balance de solución" "Balance de energía"</p>
<p>"EVAPORADOR" $m_dot[12]=m_dot[13]$ $x[12]=x[13]$ $Q_dot_evap=m_dot[13]*(h[13]-h[12])$</p>	<p>" Balance másico" " Balance de solución" " Balance de energía"</p>
<p>"VALVULA DE EXPANSION - EVAPORADOR" $m_dot[10]=m_dot[12]$ $x[10]=x[12]$ $h[10]=h[12]$</p>	<p>" Balance másico" " Balance de solución" " Balance de energía"</p>
<p>"ABSORBEDOR" $m_dot[13]+m_dot[6]=m_dot[1]+err_absmass$ $m_dot[13]*x[13]+m_dot[6]*x[6]=m_dot[1]*x[1]+err_absammonia$ $m_dot[13]*h[13]+m_dot[6]*h[6]=m_dot[1]*h[1]+Q_dot_abs$</p>	<p>" Balance másico" " Balance de solución" " Balance de energía"</p>
<p>"GENERAL" $COP_1=Q_dot_evap/(W_dot_pump+Q_dot_des)$ $COP_2=Q_dot_evap/Q_dot_des$ $checkQ=Q_dot_des+Q_dot_evap+W_dot_pump-(Q_dot_rect+Q_dot_cond+Q_dot_abs)$ $P_ratio=P_high/P_low$ $\Delta T_{glide}=T[13]-T[12]$</p>	<p>"COP incluyendo bomba" "COP" "Check de balance deenergías" "Tasa de presión global" "Delta T global"</p>
<p>"VARIABLES DE ESTADO" $h[1]=enthalpy(NH3H2O;T=T[1];P=P[1];Q=Q[1])$ $v[1]=volume(NH3H2O;T=T[1];P=P[1];Q=Q[1])$ $x[1]=MassFraction(NH3H2O;T=T[1];P=P[1];Q=Q[1])$ $T[2]=temperature(NH3H2O;P=P[2];h=h[2];x=x[2])$ $T[3]=temperature(NH3H2O;P=P[3];h=h[3];x=x[3])$ $h[4]=enthalpy(NH3H2O;P=P[4];x=x[4];Q=Q[4])$ $T[4]=temperature(NH3H2O;P=P[4];x=x[4];Q=Q[4])$ $T[5]=temperature(NH3H2O;P=P[5];h=h[5];x=x[5])$ $Q[6]=Qualit$ $y(NH3H2O;P=P[6];h=h[6];x=x[6])$ $T[6]=temperature(NH3H2O;P=P[6];h=h[6];x=x[6])$ $x[7]=massfraction(NH3H2O;T=T[7];P=P[7];Q=Q[7])$ $h[7]=enthalpy(NH3H2O;T=T[7];P=P[7];Q=Q[7])$ $T[8]=temperature(NH3H2O;x=x[8];P=P[8];Q=Q[8])$ $h[8]=enthalpy(NH3H2O;x=x[8];P=P[8];Q=Q[8])$ $h[9]=enthalpy(NH3H2O;P=P[7];x=x[9];Q=Q[9])$ $T[9]=temperature(NH3H2O;P=P[7];x=x[9];Q=Q[9])$ $h[10]=enthalpy(NH3H2O;T=T[10];x=x[10];Q=Q[10])$ $T[12]=temperature(NH3H2O;P=P[12];h=h[12];x=x[12])$ $Q[12]=Quality(NH3H2O;P=P[12];h=h[12];x=x[12])$ $h[13]=enthalpy(NH3H2O;x=x[13];T=T[13];Q=Q[13])$</p>	<p>"Estado 1 liquido saturado" "Volumen" "Fracción másica" "Estado 2" "Estado 3" "Estado 4 liquido saturado" "Temperatura" "Estado 5" "Estado 6 calidad del vapor" "Temperatura" "Estado 7 liquido saturado" "Entalpía" "Estado 8 liquido" "Entalpía" "Estado 9 vapor saturado" "Entalpía" "Estado 10 liquido saturado" "Estado 12 vapor" "Temperatura" "Estado 13 vapor"</p>

15. ANEXO D – Simulación EES – Batería de Enfriamiento

"OBTENCION DE PARAMETROS DIMENSIONALES DEL IC"

Call CHX_geom_finned_tube('fc_tubes_s80-38T': D_o; fin_pitch; D_h; fin_thk; sigma; alpha; A_fin\A)

"COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR - LADO AIRE"

m_dot=0,131 [kg/s]	"Flujo másico del aire"
A_fr=0,0875 [m^2]	"Area frontal del IC = 0,25x0,35 m^2"
Fluid\$='air'	"Definición del tipo de fluido"
T=291,05 [K]	"Temperatura media del aire = (22,9+12,9)/2"
P=101300 [Pa]	"Presión del aire"

Call CHX_h_finned_tube('fc_tubes_s80-38T'; m_dot; A_fr; Fluid\$; T; P:h)
 call CHX_unit_check(1:ENG; UA\$; Ualpha\$; UCP\$; h\$; UL\$; UMF\$; UP\$; UPI\$; T\$; UV\$)

"PERDIDA DE CARGA"

rh=0,739	"Humedad relativa"
Tmu=291,05[K]	"Temperatura media del aire"
TypeHX\$='fc_tubes_s80-38T'	"Tipo de IC"
P1=P	"Presión del aire"
mu=Viscosity(AirH2O;T=Tmu;r=rh;P=P1)	"Viscosidad"
cp=SpecHeat(AirH2O;T=Tmu;r=rh;P=P1)	"Calor específico"
Pr=Prandtl(AirH2O;T=Tmu;r=rh;P=P1)	"Número de Prandtl"
T_o=286,05[K]	"Temperatura de entrada"
T_i=296,05[K]	"Temperatura de salida"
L=0,25[m]	"Profundidad del IC"
G=m_dot/(sigma*A_fr)	"Tasa de transferencia másica"
Re=G*D_h/mu	"Número de Reynolds"

Call Compact_HX_ND(TypeHX\$;Re: f; j_H) "Obtencion de factores de fricción y Colbrum"

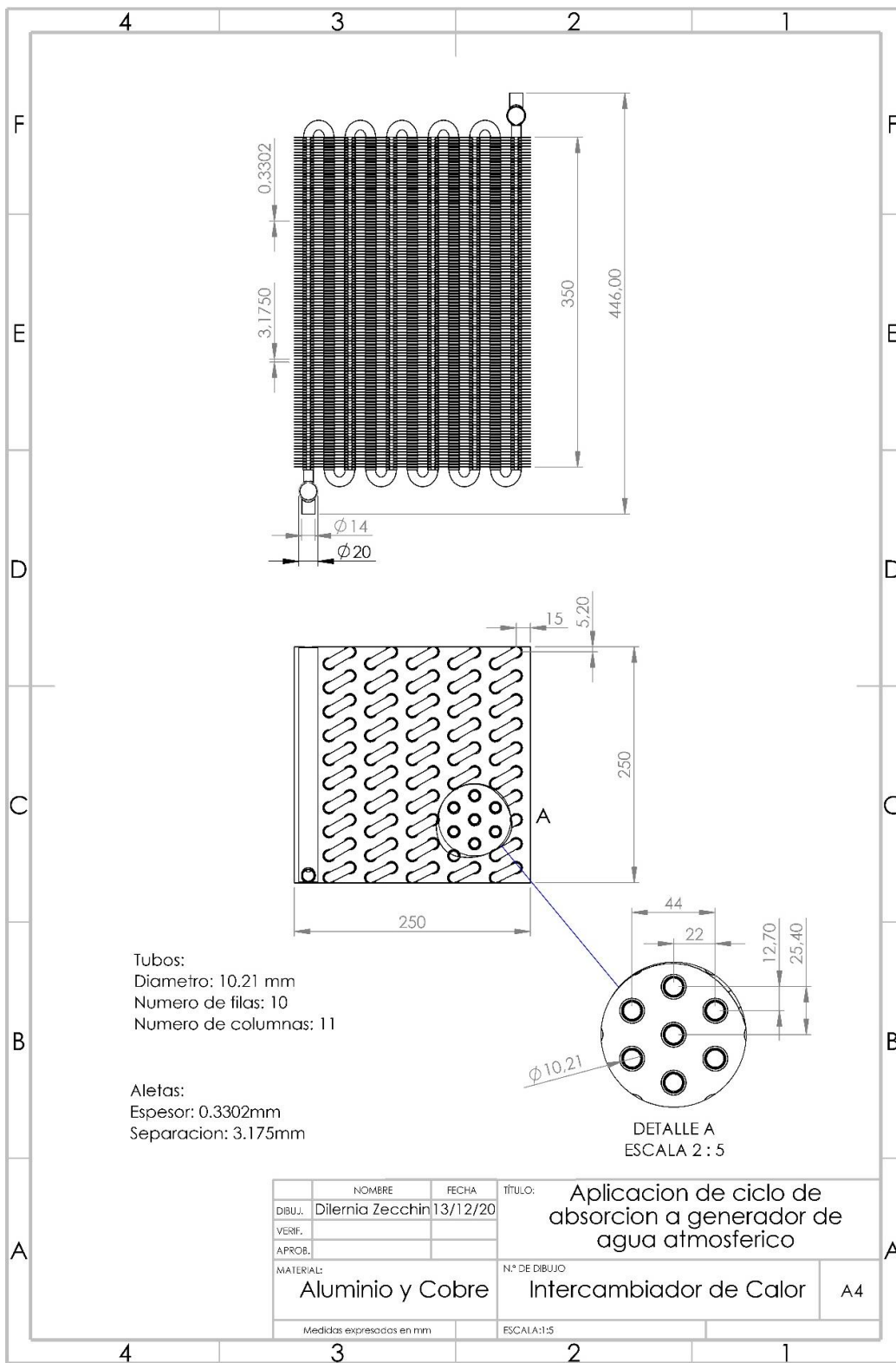
Call CHX_DELTAp_finned_tube('fc_tubes_s80-38T'; m_dot; A_fr; L; Fluid\$; T_i; T_o; P1: DELTAp)

"MASA DE CONDENSADO"

m_dot_a=0,131[kg/s]	"Flujo másico del aire"
T_a_in=296,05[k]	"Temperatura de entrada aire"
rh_in=0,739	"Humedad relativa"
P_in=101300 [Pa]	"Presión del aire"
m_dot_w=0,5[kg/s]	"Flujo másico del agua"
T_w_in=279,15[k]	"Temperatura de entrada agua"
U_a=50[W/m^2-K]	"Valor estimado de tabla (Transferencia De Calor Y De Masa (2011), Cengel Yunus, p.634)"
A_a=12,841[m^2]	"Area total de transferencia aire = alpha*volumen total"
U_w=400[W/m^2-K]	"Valor estimado de tabla (Transferencia De Calor Y De Masa (2011), Cengel Yunus, p.634)"
A_w=1,2461[m^2]	"Area total de transferencia agua = L*pi*d"

call CoolingCoil1_CL(m_dot_a; T_a_in; rh_in; P_in; m_dot_w; T_w_in; U_a; A_a; U_w; A_w : Q_dot; T_a_out; T_w_out; m_dot_cond)

16. ANEXO E – Plano Intercambiador de calor



17. ANEXO F – Plano Carcasa cámara de condensación.

