



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CAPTACIÓN DE
AGUA ATMOSFÉRICA**

POR

Nicolás Alejandro Flores Cifuentes

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para
optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Cristian Alberto Cuevas Barraza

Octubre 2023
Concepción (Chile)

© 2023 Nicolás Alejandro Flores Cifuentes

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

A mi profesor guía, Sr. Cristian Alberto Cuevas Barraza quien, con paciencia, me acompañó en este hito final de mi carrera de pregrado.

A todos mis profesores de la Universidad de Concepción, en especial a los del DIM, con quienes tuve más relación a lo largo de mi carrera de pregrado.

A Ingemecanic, por la confianza entregada y por el apoyo en este proceso.

A la Tuna de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción y a mis hermanos Tunos, con quienes aprendí que, de todas las experiencias, sean buenas, o no tanto, siempre se puede obtener un aprendizaje.

A mi padre y a mi madre, Luis Alejandro Flores Lara y Berta Cristina Cifuentes Hernández, quienes tuvieron toda la paciencia y el amor del mundo para ser mis primeros formadores, por enseñarme todos los valores que hoy me hacen ser la persona que soy.

A mis hermanos y hermana, Cristian Jesús Alejandro Flores Cifuentes, Alejandro Antonio Flores Cifuentes y Cristina Belén Flores Cifuentes, y a sus familias, por siempre estar ahí cuando los necesito.

A mi compañera de vida y amada, Ruth Paulina Neira Sanhueza, con quien tuve la suerte de cruzar mi camino, de manera inesperada para ambos. Muchas gracias por ser mi compañera.

A nuestra hija, Valentina Valeria Alejandra Flores Neira, por ser la energía que impulsa mi vida. Muchas gracias por todo lo que me enseñas día a día.

Este trabajo fue financiado por ANID FONDEF ID22I10051.

Esta memoria está dedicada a mi padre y a mi madre, Luis Flores y Cristina Cifuentes.

Resumen

En Chile, la problemática de la escasez de agua es una realidad preocupante y apremiante. El país, caracterizado por su geografía diversa y sus condiciones climáticas variables, se enfrenta a un desafío constante para asegurar un suministro de agua adecuado para sus habitantes y actividades económicas. La creciente demanda de agua, junto con los efectos del cambio climático que provocan sequías más frecuentes y prolongadas, ha agravado esta situación. Ante este contexto, surge la necesidad de buscar fuentes alternativas y sostenibles de agua.

Uno de los recursos que ha cobrado relevancia es el agua atmosférica, una fuente de agua potencialmente abundante y subutilizada. El aire que nos rodea contiene vapor de agua en forma de humedad, y su captación y conversión en agua líquida es una solución prometedora. En este contexto, se plantea la idea de diseñar un intercambiador de calor específicamente para obtener agua del aire.

El objetivo de este proyecto es desarrollar un intercambiador de calor altamente eficiente que pueda extraer agua del aire ambiente. Se espera que este sistema sea capaz de generar al menos 100 litros de agua al día, lo que podría satisfacer las necesidades básicas de una vivienda promedio. Esta cantidad significativa de agua podría utilizarse para el consumo humano, riego y otras aplicaciones domésticas, aliviando así la presión sobre las fuentes tradicionales de agua.

Además de su capacidad de producción de agua, se establece un requisito clave para el diseño del intercambiador de calor: debe ser altamente eficiente desde el punto de vista energético. Se requiere que el sistema de captación de agua atmosférica no debe consumir más de 2 [kW] para su funcionamiento. Esta restricción de consumo energético es esencial para que el sistema sea práctico y viable para su instalación en viviendas y comunidades, donde se busca no solo asegurar un suministro de agua adicional, sino también reducir el impacto ambiental y los costos asociados.

Esta iniciativa representa un paso adelante en la búsqueda de soluciones sostenibles para el suministro de agua en un entorno donde la disponibilidad de este recurso es una preocupación constante.

Palabras clave: Sistema de captación de agua atmosférica, Ciclo de refrigeración, Diseño de intercambiador de calor

Abstract

In Chile, the issue of water scarcity is a concerning and pressing reality. The country, characterized by its diverse geography and variable climatic conditions, constantly faces the challenge of ensuring an adequate water supply for its inhabitants and economic activities. The increasing demand for water, coupled with the effects of climate change leading to more frequent and prolonged droughts, has exacerbated this situation. In this context, the need to explore alternative and sustainable sources of water arises.

One of the resources that has gained relevance is atmospheric water, a potentially abundant and underutilized water source. The air that surrounds us contains water vapor in the form of humidity, and its capture and conversion into liquid water is a promising solution. In this context, the idea of designing a heat exchanger specifically to obtain water from the air is proposed.

The objective of this project is to develop a highly efficient heat exchanger that can extract water from the ambient air. It is expected that this system will be capable of generating at least 100 liters of water per day, which could meet the basic needs of an average household. This significant amount of water could be used for human consumption, irrigation, and other domestic applications, thereby alleviating the pressure on traditional water sources.

In addition to its water production capacity, a key requirement is set for the design of the heat exchanger: it must be highly energy-efficient. It is required that the atmospheric water capture system should not consume more than 2 [kW] for its operation. This energy consumption restriction is essential for making the system practical and viable for installation in homes and communities, where the goal is not only to secure an additional water supply but also to reduce environmental impact and associated costs.

This initiative represents a step forward in the quest for sustainable solutions for water supply in an environment where the availability of this resource is an ongoing concern.

Keywords: Atmospheric Water Collection System, Cooling Cycle, Heat Exchanger Design.

Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos.....	iii
Lista de Tablas	v
Lista de Figuras	vi
Glosario	viii
1 CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Marco General	1
1.2 Objetivos.....	9
1.3 Condiciones de diseño	9
1.4 Metodología.....	9
2 CAPÍTULO 2: Marco Teórico	11
2.1 Psicrometría	11
2.2 Ciclo de refrigeración	12
3 CAPÍTULO 3: Condiciones de Diseño	15
3.1 Aire atmosférico a la entrada del intercambiador.....	16
3.2 Aire a la salida del intercambiador	17
3.3 Agua atmosférica captada.....	17
3.4 Resumen del capítulo.....	17
4 CAPÍTULO 4: Descripción del Modelo	18
4.1 Modelo del intercambiador de calor.....	18
4.2 Pérdidas de carga del lado refrigerante.....	20
4.3 Coeficiente convectivo lado refrigerante.....	25
4.4 Rendimiento de las aletas	28
4.5 Pérdidas de carga lado aire	30
4.6 Coeficiente convectivo lado aire.	32
5 CAPÍTULO 5: Diseño.....	33
5.1 Consideraciones generales.....	33
5.2 Ciclo teórico de refrigeración.	34
5.3 Diseño del intercambiador de calor	38
6 CAPÍTULO 6: Resultados y discusión.	45
6.1 Características del intercambiador de calor.....	45
6.2 Simulación del sistema.	47
6.3 Discusión	54

7 CAPÍTULO 7: Conclusiones	57
7.1 Objetivos planteados.....	¡Error! Marcador no definido.
7.2 Trabajos futuros	57
Referencias	58

Lista de Tablas

Tabla 1: Promedio de temperaturas y humedad relativa de los TMY para las distintas localidades.	16
Tabla 2: Temperatura y humedad relativa del aire atmosférico que se usarán en el diseño del sistema.	16
Tabla 3: Condiciones de diseño del intercambiador de calor.....	17
Tabla 4: Propiedades de los materiales a utilizar.	34
Tabla 5: Temperaturas y calidad en <i>PinchPoint</i> de ambos intercambiadores de calor.	34
Tabla 6: Presión y entalpía a la succión y descarga del compresor.	36
Tabla 7: Presión, temperatura, entalpía y calidad para cada punto del ciclo de refrigeración.	37
Tabla 8: Energía transferida por el ciclo.	37
Tabla 9: Entalpía y humedad a la entrada y salida del evaporador.	39
Tabla 10: Temperatura y humedad relativa del aire a la entrada y salida del evaporador.	40
Tabla 11: Velocidad del refrigerante a la salida del evaporador según el número de circuitos en paralelo.	41
Tabla 12: Potencia consumida por el ventilador y pérdida de presión en el evaporador.	44
Tabla 13: Coeficiente global de transferencia de calor por área de transferencia para cada zona del evaporador.	45
Tabla 14: Coeficientes convectivos de ambos fluidos.	46
Tabla 15: Eficiencia de intercambio de calor para ambas zonas del evaporador.	46
Tabla 16: Características del intercambiador de calor diseñado.	46
Tabla 17: Semanas seleccionadas para la simulación.	47
Tabla 18: Restricciones utilizadas para la simulación.	48

Lista de Figuras

Figura 1.1: Molécula de agua. Fuente: Inzunza (2000).....	1
Figura 1.2: Extracción de agua mundial entre los años 1900 y 2010. Fuente: AQUASTAT - FAO (Organización de las naciones unidas).	2
Figura 1.3: Escasez de agua a nivel global. Fuente: Programa mundial de evaluación de los recursos hídricos (WWAP), marzo de 2012.	3
Figura 1.4: Relación oferta - demanda hídrica en Chile. Fuente: Aitken (2016) en base a datos del estudio de Banco Mundial, 2011.	5
Figura 1.5: Distribución de agua en el planeta. Fuente: Inzunza, Meteorología descriptiva (2000). ..	7
Figura 1.6: "Atrapanieblas" en Estación Atacama UC. Fuente: Prensa (fotografía por Nicole Saffie).	7
Figura 2.1: Proceso de deshumidificación. Fuente: Elaboración propia.....	12
Figura 2.2: Representación de ciclo de refrigeración real en diagrama presión – entalpía. Fuente: Elaboración propia.	14
Figura 2.3: Esquema del ciclo de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.	14
Figura 3.1: Esquema del sistema de captación de agua atmosférica (énfasis en balance de masa en evaporador e ingresos de energía al sistema). Fuente: Elaboración propia	15
Figura 4.1: Esquema de un <i>cooling coil</i> en contraflujo. Fuente: J. Braun, “Effectiveness models for cooling towers and cooling coils”. 1989	18
Figura 4.2: Diagrama del banco de ensayo utilizado por Wambsganss y su equipo en 1992. Fuente: Wambsganss, "Two-phase Flow and Pressure Drop in Flow Passages of Compact Heat Exchangers"	24
Figura 4.3: Arreglo hexagonal de tubos. Fuente: ASHRAE <i>Fundamentals Ch.3 Heat Transfer</i> (1997)	29
Figura 4.4: Diagrama de un intercambiador de calor por el cual circula aire. Fuente: Kays y London (2018). Fig. 2-10.....	30
Figura 4.5: Factor de fricción y número de Colburn en función del número de Reynolds para tubos de sección circular distribuidos de manera hexagonal con aletas. Fuente: Kays & London.	31
Figura 4.6: Dimensiones del modelo de intercambiador de calor 8.0-3/8T. Fuente: Kays y London	32
Figura 5.1: Distribución de temperatura de ambos fluidos dentro del evaporador a contraflujo. Fuente: Elaboración propia.	35
Figura 5.2: Distribución de temperatura de ambos fluidos dentro del condensador a contraflujo. Fuente: Elaboración propia.	35
Figura 5.3: Diagrama Presión – Entalpía del ciclo. Fuente: Elaboración propia.	37
Figura 5.4: Diagrama referencial del proceso de deshumidificación que ocurre en el intercambiador de calor representado en carta psicrométrica. Fuente: Elaboración propia.	40
Figura 5.5: Disposición de los tubos. Fuente: Elaboración propia.....	42
Figura 5.6: Disposición de las aletas en evaporador.	43
Figura 5.7: Diagrama del sistema lado aire. Fuente: Elaboración propia.	44
Figura 6.1: Dimensiones generales del evaporador. Fuente: Elaboración propia.	46

Figura 6.2: Temperaturas máxima, mínima y media para un TMY en Copiapó. Fuente: Elaboración propia.....	47
Figura 6.3: Humedad relativa máxima, mínima y media para un TMY en Copiapó. Fuente: Elaboración propia.	47
Figura 6.4: Diagrama de flujos del sistema de control propuesto. Fuente: Elaboración propia	49
Figura 6.5: a) Velocidad del compresor, b) Agua atmosférica captada. Invierno.....	50
Figura 6.6: a) Potencia consumida por el compresor, b) Flujo de aire. Invierno.....	50
Figura 6.7: a) Presiones del sistema, b) Coste energético. Invierno.	50
Figura 6.8: a) Velocidad del compresor, b) Agua atmosférica captada. Otoño.	51
Figura 6.9: a) Potencia consumida por el compresor, b) Flujo de aire. Otoño.	51
Figura 6.10: a) Presiones del sistema, b) Coste energético. Otoño.	51
Figura 6.11: a) Velocidad del compresor, b) Agua atmosférica captada. Primavera.....	52
Figura 6.12: a) Potencia consumida por el compresor, b) Flujo de aire. Primavera.	52
Figura 6.13: a) Presiones del sistema, b) Coste energético. Primavera	52
Figura 6.14: a) Velocidad del compresor, b) Agua atmosférica captada. Verano.	53
Figura 6.15: a) Potencia consumida por el compresor, b) Flujo de aire. Verano.....	53
Figura 6.16: a) Presiones del sistema, b) Coste energético. Verano.	53

Glosario

ASHRAE : Sociedad Americana de ingenieros de calefacción, refrigeración y aire acondicionado

Símbolos

C
 h : Entalpía específica en $[kJ/kg]$
 h_{cv} : Coeficiente convectivo en $[W/m^2K]$
 m : Masa en $[kg]$
 \dot{m} : Flujo másico en $[kg/s]$
 v : Volumen específico $[m^3/kg]$
 \dot{Q} : Flujo de calor transferido en $[W]$
 P : Presión en $[kPa]$
 t : Temperatura en $[C]$
 U : Coeficiente global de intercambio de calor en $[W/m^2K]$
 e : Espesor en $[mm]$
 D : Diámetro en $[mm]$
 \dot{W} : Trabajo $[W]$

Símbolos griegos

ρ : Densidad $[kg/m^3]$
 ε : Efectividad $[-]$
 η : Eficiencia $[-]$
 ω : Humedad específica (kg de agua por kg de aire seco) $[-]$
 φ : Humedad relativa $[-]$

Subíndices

atm : Asociado a condición atmosférica
 su : Asociado a condición de entrada de un fluido
 ex : Asociado a condición de salida de un fluido
 a : Aire
 r : Refrigerante
 s : Superficial
 as : Asociado a aire seco
 H_2O : Agua
 bs : Bulbo seco
 bh : Bulbo húmedo

<i>dp</i>	:	Punto de rocío
<i>cd</i>	:	Asociado al condensador
<i>ev</i>	:	Asociado al evaporador
<i>f</i>	:	Ficticio
<i>pp</i>	:	PinchPoint
<i>vent</i>	:	Asociado al ventilador
<i>wet</i>	:	Régimen húmedo
<i>dry</i>	:	Régimen seco

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Marco General

1.1.1 El agua como recurso vital

Agua es el nombre común para referirse al estado líquido del compuesto formado por dos moléculas de hidrógeno (H) y una de oxígeno (O), H_2O (Figura 1.1). Fluido inodoro e insípido, matizado azul únicamente detectado en capas de gran profundidad. A presión atmosférica se encuentra en fase líquida entre los 0 [C] y 100 [C], alcanzando su densidad máxima a los 4 [C].

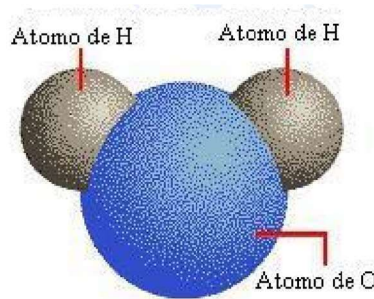


Figura 1.1: Molécula de agua. Fuente: Inzunza (2000).

El agua es un recurso vital e indispensable para la existencia de la vida en nuestro planeta. Es el elemento fundamental que permite el desarrollo y la supervivencia de todos los seres vivos. No solo es esencial para la hidratación y el funcionamiento adecuado de nuestros cuerpos, sino que también desempeña un papel fundamental en numerosos procesos naturales y ecosistemas.

La importancia del agua radica en su participación en diversas funciones biológicas. Es el principal componente de las células de nuestro organismo (alrededor del 60% de la masa celular) y ayuda en la regulación de la temperatura corporal, el transporte de nutrientes y la eliminación de desechos a través de la orina y el sudor. Sin agua, nuestra capacidad para sobrevivir y mantener un estado de salud óptimo sería seriamente comprometida.

Además de su relevancia para la salud humana, el agua es esencial para el desarrollo de la agricultura y la producción de alimentos. Los cultivos dependen del agua para crecer y prosperar, y sin un suministro adecuado, la seguridad alimentaria se vería amenazada. De manera similar, los ecosistemas acuáticos, como los ríos, lagos y océanos, son hábitats vitales para numerosas especies de plantas y animales, y el agua es su sustento y medio de vida.

Sin embargo, a pesar de su vital importancia, el agua dulce disponible en nuestro planeta es limitada y susceptible a la contaminación y la sobreexplotación. El crecimiento de la población mundial y el aumento de la demanda de agua para la industria y la agricultura plantean desafíos significativos en cuanto a su gestión sostenible.

En la Figura 1.2 se muestra una gráfica con la extracción de agua a nivel mundial entre los años 1900 y 2010, de ella se desprende que el mayor tributante a la extracción de agua mundial en el último siglo es, por un amplio margen, la agricultura, seguido del consumo industrial y en tercer lugar la distribución de agua potable.

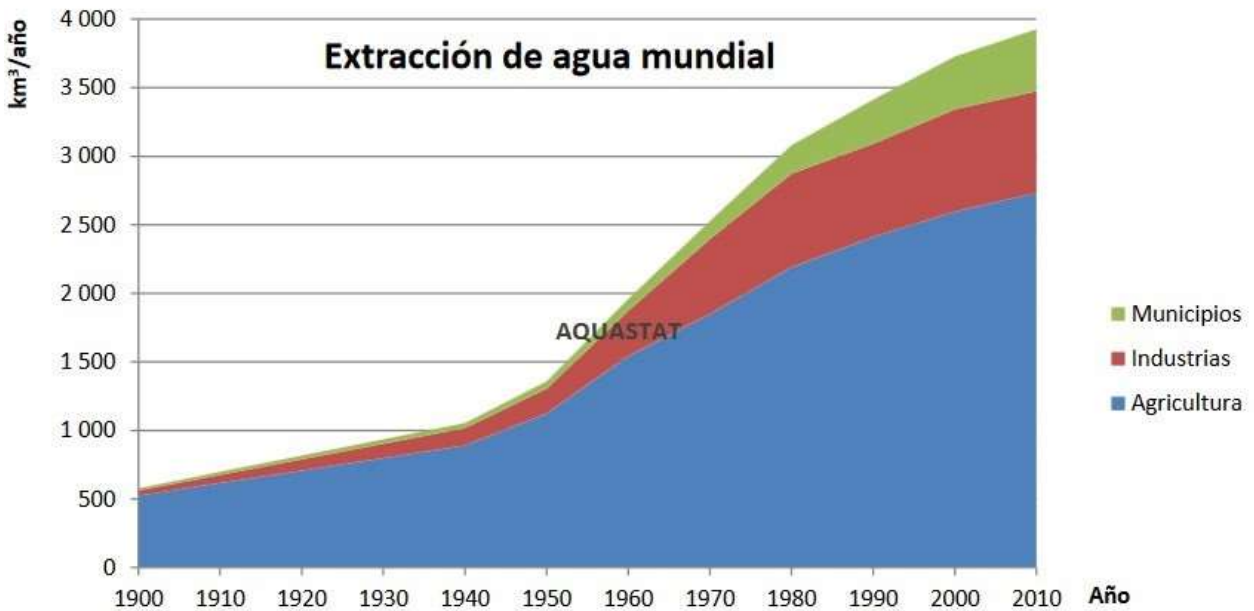


Figura 1.2: Extracción de agua mundial entre los años 1900 y 2010. Fuente: AQUASTAT - FAO (Organización de las naciones unidas).

1.1.2 La escasez de agua en el mundo

Como se adelanta al final de apartado anterior, el aumento de la extracción del agua, su consumo y su gestión, ha traído consigo un escenario mundial de escasez hídrica. La escasez hídrica en el mundo es un problema creciente que afecta a muchas regiones. Según datos de la Organización de las Naciones Unidas (ONU), aproximadamente el 50% de la población mundial sufre una grave escasez de agua en algún momento del año, y se estima que esta cifra aumentará debido al crecimiento demográfico, el cambio climático y la gestión de los recursos hídricos.

El programa mundial de evaluación de los recursos hídricos (WWAP por sus siglas en inglés) es un programa establecido en el año 2000 por la UNESCO (Organización de las naciones unidas para la educación, la ciencia y la cultura por sus siglas en inglés) para elaborar un informe global periódico sobre el estado (en términos de cantidad, calidad, uso y gestión) de los recursos de agua dulce en el mundo. Del informe del año 2012 se desprende el mapa de escasez hídrica indicado en la Figura 1.3. Este mapa presenta un panorama mundial de la escasez física o económica del agua.

Las 4 zonas más afectadas por la escasez hídrica se presentan a continuación en orden de mayor escasez a menor escasez:

1. África: El 25% de la población africana vive en países con estrés hídrico alto o extremadamente alto. Además, se estima que alrededor de 300 millones de personas en África no tienen acceso a agua potable.
2. Asia: El continente asiático también se enfrenta a desafíos significativos de escasez de agua. Se estima que el 50% de la población asiática vive en áreas de alto estrés hídrico. Países como India, China y Pakistán son especialmente vulnerables a la escasez de agua.
3. Oriente Medio: Esta región, conocida por su clima árido, enfrenta graves problemas de escasez de agua. El 60% de la región sufre estrés hídrico.
4. América Latina: Si bien la región cuenta con una cantidad relativamente alta de recursos hídricos, la gestión del agua ha llevado a desafíos de escasez en algunos lugares. Se estima que alrededor del 10% de la población latinoamericana enfrenta estrés hídrico.

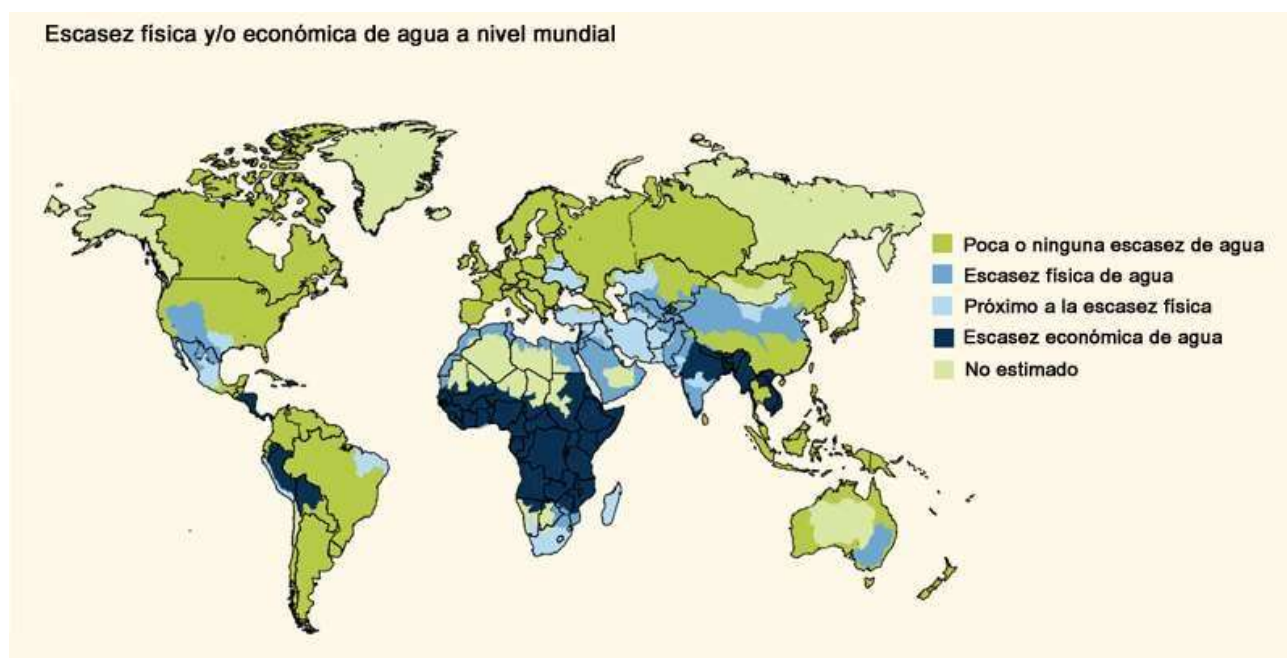


Figura 1.3: Escasez de agua a nivel global. Fuente: Programa mundial de evaluación de los recursos hídricos (WWAP), marzo de 2012.

1.1.3 Situación hídrica en Chile

Según el último estudio (realizado en 2019) del *World Resources Institute*, organismo dependiente del pacto de las naciones unidas, se definen 5 categorías de estrés hídrico: “extremadamente alto”, “alto”, “medio-alto”, “medio-bajo” y “bajo”. A la fecha del estudio, 17 de 164 países se enfrentan a un estrés hídrico “extremadamente alto” (es decir, la demanda de agua es más alta que la cantidad disponible). Estos 17 países albergan una cuarta parte de la población mundial.

Chile se encuentra en el puesto número 18 en el estudio ya mencionado (entrando en la categoría de estrés hídrico “alto”) siendo el primer país de Latinoamérica en alcanzar esta condición, seguido por México en el puesto número 24.

La escasez de agua en Chile es un desafío significativo que enfrenta el país. La combinación de factores como la geografía, el cambio climático y la actividad humana ha llevado a una situación crítica en relación con el agua. Chile se caracteriza por tener una geografía diversa y desigual distribución de recursos hídricos. La mayor parte del país se encuentra en una región semiárida o árida, lo que significa que las precipitaciones son escasas y poco frecuentes. Además, la cordillera de los Andes, que atraviesa el país, actúa como una barrera natural que dificulta el acceso al agua de las regiones costeras.

En 2016, Aitken [1] publicó junto a su equipo un artículo donde analiza el impacto de la industria agrícola y minera en la escasez de agua en Chile. Basándose en datos del Banco Mundial [2] presentó la gráfica mostrada en la Figura 1.4 (notar que el gráfico se encuentra en escala logarítmica). De ella se desprende que, por lo menos 6 de 15 regiones presentan una mayor demanda hídrica con relación a la disponibilidad de este recurso (la división regional no presenta la división Bio-bio – Ñuble, debido al año de la data). Las tres regiones con mayor estrés hídrico se presentan a continuación en orden de menor a mayor:

1. Región de Coquimbo: Se han visto afectadas por la escasez de agua debido a la falta de precipitaciones y la sobreexplotación de los recursos hídricos.
2. Región de Atacama: Su capital Copiapó ha experimentado una grave escasez de agua debido a su ubicación en una zona árida y al aumento de la demanda de agua por parte de la minería y la agricultura.
3. Región de Antofagasta: Esta región enfrenta una situación crítica de escasez de agua debido a la aridez del clima y la alta demanda de agua para la minería y la población.

Estas son solo algunas de las ciudades en Chile que han experimentado problemas de escasez hídrica. Es importante destacar que la escasez de agua es un desafío en varias regiones del país y requiere una gestión integral y sostenible de los recursos hídricos para garantizar un suministro adecuado para las comunidades y el desarrollo sustentable.

El cambio climático ha exacerbado aún más la escasez de agua en el país. Se han registrado sequías más intensas y prolongadas, lo que afecta a las comunidades agrícolas, ganaderas y urbanas. Las sequías prolongadas han llevado a la disminución de los caudales de los ríos, la reducción de los niveles de los embalses y la disminución de los recursos hídricos subterráneos. La actividad humana también ha contribuido a la escasez de agua en Chile. El crecimiento demográfico, el aumento de la urbanización y la expansión de la agricultura intensiva han aumentado la demanda de agua. Además, la sobreexplotación de los acuíferos subterráneos y la falta de regulación en el uso del agua han agravado la situación.

Ante esta problemática, la administración del país ha implementado diversas medidas para enfrentar la escasez de agua. Esto incluye la construcción de infraestructuras para el almacenamiento y distribución de agua, la promoción de técnicas de riego eficiente en la agricultura y la implementación de políticas de conservación y reutilización del agua.

Sin embargo, la escasez de agua en Chile sigue siendo un desafío que requiere una gestión integral y sostenible. Es fundamental promover la conciencia pública sobre la importancia del agua, fomentar prácticas de consumo responsable y establecer regulaciones efectivas para su uso. Además, es necesario fomentar la investigación y el desarrollo de tecnologías que permitan una mejor gestión de los recursos hídricos.

Es ese último tópico el que motiva este proyecto. La búsqueda de fuentes hídricas alternativas a las actualmente utilizadas. Un ejemplo de ello es el agua atmosférica, contenida en forma de vapor en el aire, cuyo volumen es superior incluso al de los ríos en el planeta.

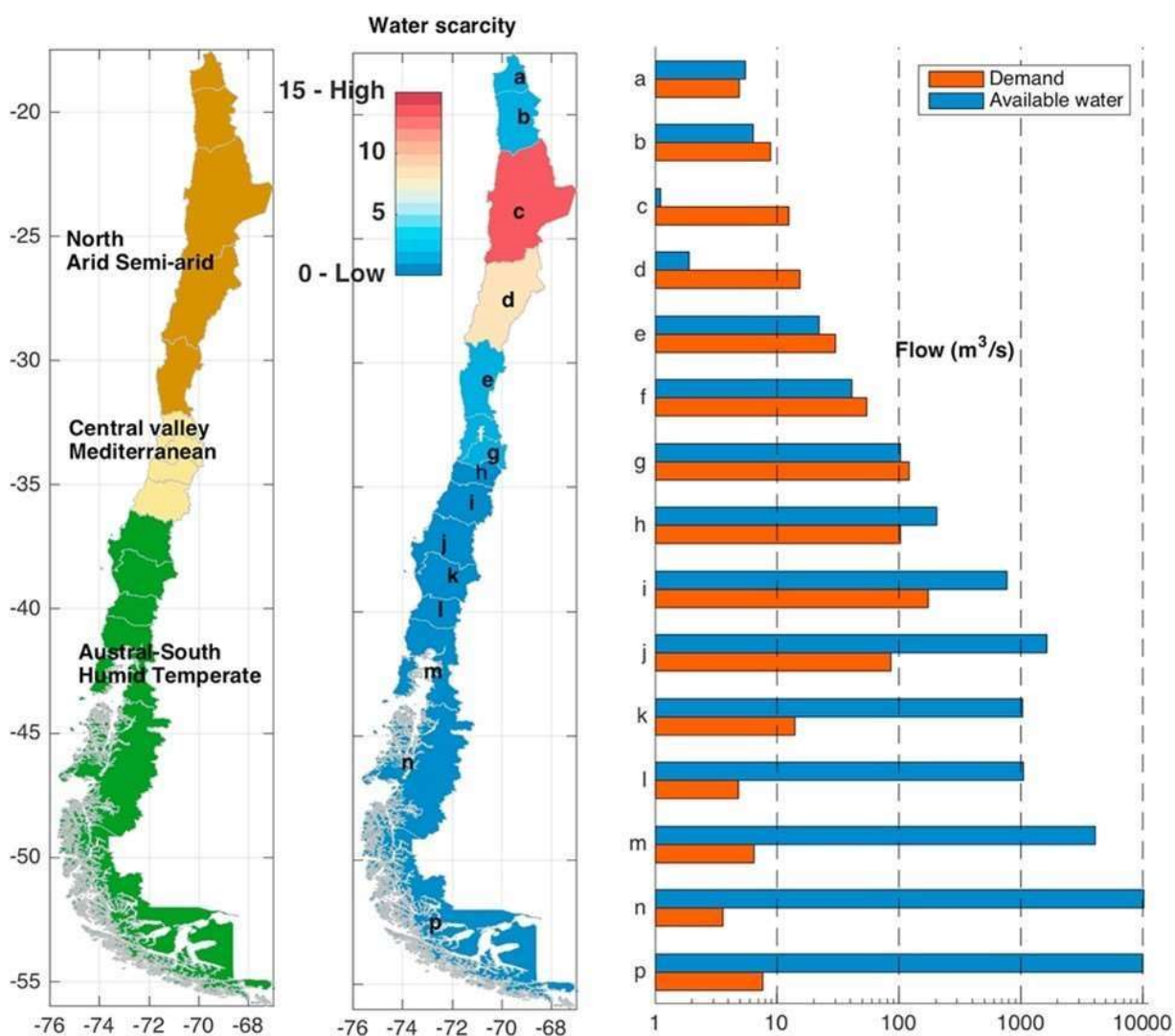


Figura 1.4: Relación oferta - demanda hídrica en Chile. Fuente: Aitken (2016) en base a datos del estudio de Banco Mundial, 2011.

1.1.4 Disponibilidad de agua dulce en el mundo

Se estima que el 70% de la superficie de nuestro planeta tierra está cubierta por agua, sin embargo, la relación en masa es radicalmente distinta, representando, el agua en todos sus estados sólo un 0,02% de la masa total.

En la Figura 1.5 se presenta un gráfico con la distribución de agua en el planeta. Del total de agua disponible en el planeta, solo un 2,5% corresponde a agua dulce, mientras que el restante es agua salada contenida gran parte en los océanos y una fracción menor en lagos de agua salada. Dentro del total de agua dulce en el planeta un 68,7% está contenida en estado sólido en los glaciares, un 30,1% aguas de subsuelo, 0,8% permafrost y sólo un 0,4% corresponde a agua superficial y atmosférica. Estas aguas en su mayoría corresponden a lagos de agua dulce (67,4%), seguidamente, humedad de la tierra (12,2%), humedales (8,5%), biota (0,8%), ríos (1,6%) y atmosfera (9,5%).

Evidenciando con lo descrito en las secciones anteriores la importancia del recurso hídrico para la vida y los ecosistemas, y tomando en cuenta la escasez de este recurso que se está viviendo a nivel global y local, con una tendencia al alza hacia el futuro, es que nace la necesidad de buscar mecanismos para mitigar esta ascendente escasez, como lo es por ejemplo, reemplazar las fuentes tradicionales de agua (ríos y lagos de agua dulce comúnmente) por fuentes no convencionales como la desalinización o la captación de agua atmosférica.

Si bien, el agua contenida en la atmosfera representa aproximadamente una pequeña fracción del agua a nivel global, es casi seis veces más que el agua contenida en los ríos, que resulta ser una de las principales fuentes de agua para consumo humano y riego agrícola.

La atmósfera contiene aproximadamente $12900 [km^3]$ de agua dulce, de los cuales 98% es vapor de agua y 2% de agua condensada (nubes).

La humedad atmosférica es una fuente alternativa de agua potable en las zonas áridas y semiáridas y se puede complementar con las fuentes tradicionales en los asentamientos agrícolas y en los sistemas de abastecimiento urbano de agua en estas regiones, como ocurre en Chile, Perú, Namibia e Islas Canarias, donde se utiliza como una fuente de agua potable.

En agosto del 2007, mediante el decreto exento n°363 se entregó como concesión a la Pontificia Universidad Católica de Chile el bien nacional protegido “Oasis de Niebla de Alto patache”, 70 [km] al sur de Iquique para fines de conservación, investigación científica, educación ambiental y desarrollo sustentable de sus recursos. En ese espacio comenzó el desarrollo de una estación de captación de agua atmosférica de manera pasiva (comúnmente llamados “atrapanieblas”), la cual se muestra en la Figura 1.6 . Esta estación pone en evidencia la factibilidad de esta fuente alternativa de captación de agua.

De manera similar, se han desarrollado dispositivos para obtener agua atmosférica de manera activa (con un ciclo de refrigeración) llamados comúnmente “higroimán” validando prototipos para distintas escalas e incluso algunos modelos comerciales. Cabe destacar que esta tecnología está en desarrollo, investigándose distintos aspectos como su eficiencia e incluso la calidad microbiológica del agua obtenida (Bautista 2013).

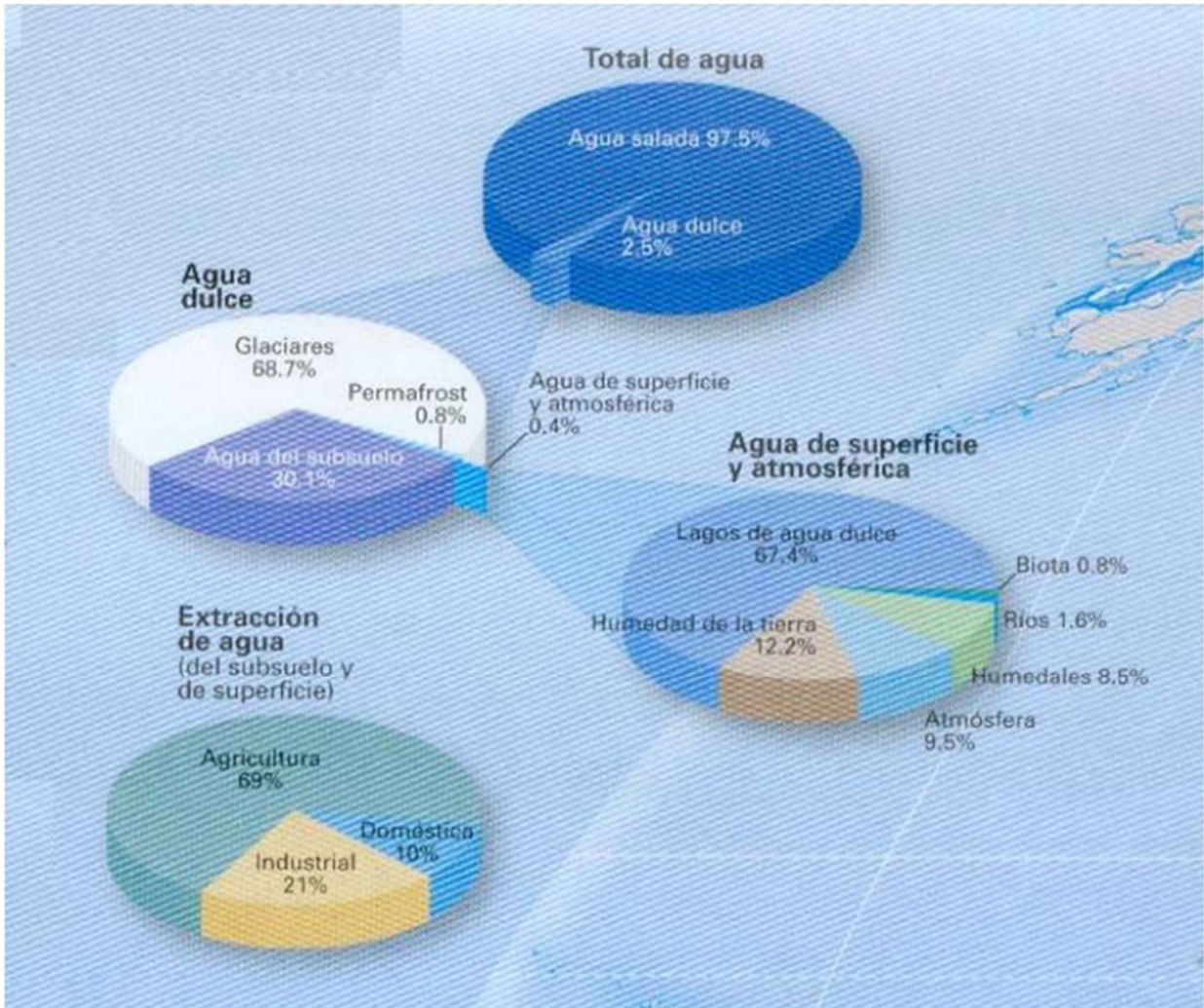


Figura 1.5: Distribución de agua en el planeta. Fuente: Inzunza, Meteorología descriptiva (2000).



Figura 1.6: "Atrapanieblas" en Estación Atacama UC. Fuente: Prensa (fotografía por Nicole Saffie).

1.1.5 Resumen del marco general

Con los antecedentes mencionados anteriormente se pone en evidencia la importancia de buscar métodos no convencionales de obtención de agua para consumo humano. En la actualidad se han propuesto diversos métodos para extraer agua del aire húmedo atmosférico, algunos de manera pasiva y otros induciendo su punto de rocío hasta provocar su condensación, validando además los modelos con datos experimentales.

Se espera como resultado de esta memoria de título el diseño de un componente (evaporador) de un sistema de captación de agua atmosférica de escala domiciliar que sea capaz de captar 100 litros de agua por día con un consumo de potencia inferior a 2 [kW].

Como desarrollo posterior se propone combinar el sistema de captación de agua con un sistema de alimentación solar, con la finalidad de hacer más eficiente energéticamente la producción de agua, reducir su impacto ambiental y su costo operacional.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar y evaluar el desempeño de un intercambiador de calor para condensación de humedad atmosférica.

1.2.2 Objetivos específicos

Evaluar las condiciones meteorológicas de las potenciales ciudades donde se instalará el sistema de captación de agua atmosférica

Realizar una revisión bibliográfica de los modelos matemáticos desarrollados en aplicaciones de diseño de intercambiadores de calor.

Determinar las condiciones de diseño del intercambiador de calor

Dimensionar y optimizar el diseño de intercambiador de calor

1.3 Condiciones de diseño

Se espera que el uso del sistema de captación de agua atmosférica sea capaz de producir 100 litros de agua por día, con una temperatura de ingreso de aire atmosférico de 19,3 [°C] y una humedad relativa de 66,8%. Al proyectar su uso doméstico su consumo energético no debe superar los 2 [kW].

1.4 Metodología

Evaluar las condiciones meteorológicas de las potenciales ciudades donde se instalará el sistema de captación de agua atmosférica:

Se analizarán los datos de los años típicos meteorológicos (TMY) disponibles de las localidades en Chile con mayor escasez del recurso hídrico que serán las potenciales ciudades donde se instalará este sistema de captación de agua atmosférica. Se buscarán valores de humedad y temperatura que sean representativos para obtener un futuro buen resultado a la hora de la implementación de este sistema.

Los valores obtenidos de este análisis serán los que posteriormente se utilizarán en el diseño del intercambiador de calor.

Realizar una revisión bibliográfica de los modelos matemáticos desarrollados en aplicaciones de diseño de intercambiadores de calor.

Se llevará a cabo una revisión bibliográfica de los modelos matemáticos para el cálculo de coeficientes de convección por transferencia de calor, pérdidas de carga, eficiencias de intercambio de calor en

una fase y mezcla de fases, que buscan ser una buena aproximación de la real aplicación para la cual estará diseñado este equipo, tanto para el lado aire como para el lado refrigerante.

Determinar las condiciones de diseño del intercambiador de calor

Se establecerán los materiales, forma, diferenciales de temperaturas, velocidades máximas mínimas y recomendadas para el diseño del intercambiador de calor en función de aplicaciones similares y recomendaciones de los fabricantes de los equipos que forman parte del sistema de refrigeración al cual el intercambiador de calor formará parte. Se definirá también el tipo de refrigerante a utilizar según aplicaciones similares y recomendaciones de seguridad.

Dimensionar y optimizar el diseño de intercambiador de calor

Una vez establecidas las condiciones de diseño, se modelará con ayuda del software *Engineer Equations Solver* (EES) el intercambiador de calor para buscar hacer más eficiente el diseño en términos de consumo energético del sistema y peso del equipo, buscando establecer un equilibrio entre ambos parámetros con la finalidad de obtener un diseño energéticamente óptimo y de un peso y dimensiones que faciliten su transporte y operación.

CAPÍTULO 2: Marco Teórico

2.1 Psicrometría

El aire atmosférico está compuesto principalmente por nitrógeno y oxígeno, seguido de argón, otros gases y agua en forma de vapor.

El contenido de humedad en el aire se expresa usualmente con su humedad relativa y humedad específica, las cuales se describen a continuación:

Humedad relativa (φ): Corresponde a la relación entre la presión parcial del vapor de agua en un volumen de aire húmedo y la presión parcial del vapor de agua en aire saturado a la misma temperatura. Es decir, al 100% de humedad relativa, el aire se encuentra saturado o en su punto de rocío.

$$\varphi = \frac{P_{H_2O}}{P_{sat,H_2O}} \quad (1)$$

Humedad específica (ω): Es la relación entre la masa de agua y la masa de aire seco que componen un volumen de aire húmedo. Se puede expresar como gramos de agua por kilogramo de aire seco o ambos en kilogramos.

$$\omega = \frac{m_{H_2O}}{m_{as}} \quad (2)$$

Como apoyo gráfico para la comprensión del estado del aire húmedo, en función de su contenido de agua, se hace uso de la carta psicrométrica, herramienta muy útil a la hora de realizar análisis con aire húmedo como fluido.

2.1.1 Deshumidificación

Uno de los procesos de interés en este proyecto es la deshumidificación del aire por condensación, que consiste en hacer circular una masa de aire húmedo a través de una superficie (intercambiador de calor) cuya temperatura sea menor que la temperatura de punto de rocío del aire húmedo que ingresa, para así generar condensación.

En este proceso ideal, el aire húmedo se enfría hasta su punto de saturación, luego, al seguir extrayendo calor, el agua contenida en el aire comienza a condensar, disminuyendo la humedad específica del aire que permanece saturado durante este proceso.

En la Figura 2.1 se ilustra este proceso, siendo el punto 1 la condición inicial, el punto 2 la condición final y la línea azul el proceso ideal de deshumidificación. Sin embargo, en la realidad, no todo el aire

circulante se encuentra en contacto con la superficie que lo enfría, produciéndose finalmente una transformación como se muestra en la línea roja.

La relación entre la humedad específica real e ideal viene dada por la eficiencia descrita en la ecuación (3).

$$\varepsilon = \frac{\omega_1 - \omega_{2'}}{\omega_1 - \omega_2} \quad (3)$$

Así, el agua captada en este proceso es igual a la diferencia entre la humedad específica a la entrada y salida del intercambiador por la masa de aire seco que ingresa a éste ecuación (4).

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{as} \cdot (\omega_1 - \omega_{2'}) \quad (4)$$

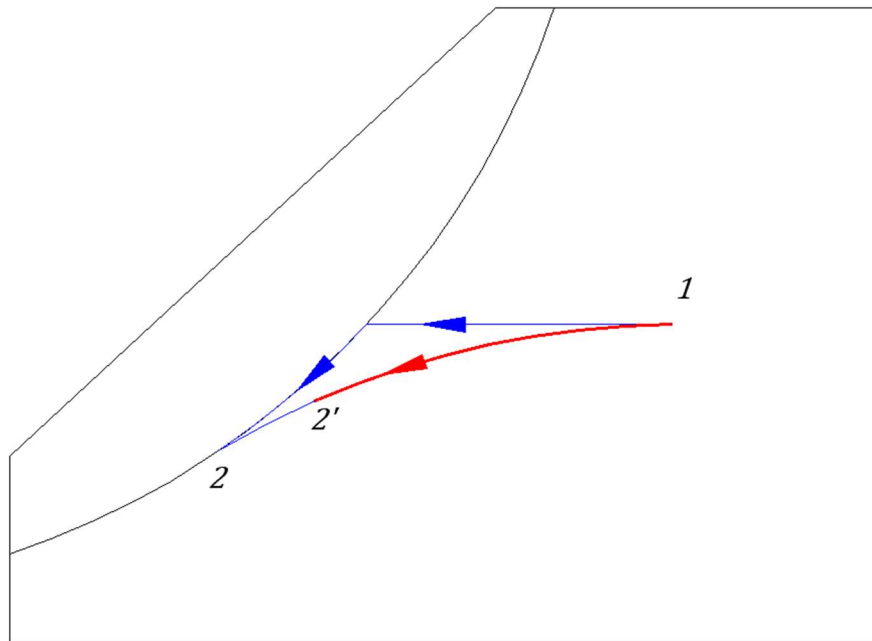


Figura 2.1: Proceso de deshumidificación. Fuente: Elaboración propia

2.2 Ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración consiste en 4 etapas fundamentales, descritas a continuación, con apoyo de la Figura 2.2, donde se presenta el ciclo de refrigeración en un diagrama presión – entalpía y la Figura 2.3, donde se muestra el esquema de un sistema de refrigeración.

1-2 Compresión: En esta etapa, el refrigerante es comprimido por medio del compresor del sistema, aumentando su presión y temperatura, bajo un rendimiento isentrópico, característico del equipo de compresión, desde el punto 1 al punto 2 como se muestra en la ecuación (5). El rendimiento isentrópico se muestra en la ecuación (6) donde h_{2s} es la entalpía de compresión isentrópica, es decir, la entropía de h_{2s} es igual a la entropía de h_1

$$\dot{W} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (5)$$

$$\eta_{cp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

2-3 Condensación: El fluido refrigerante entrega energía en forma de calor a través de un intercambiador de calor llamado condensador, donde se espera que el fluido condense en su totalidad y posteriormente se sub enfríe, como se muestra en la ecuación (7).

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad (7)$$

3-4 Expansión: Luego, a la salida del condensador, el refrigerante circula a través de una válvula de expansión que provoca un proceso de expansión isoentálpico (como se indica en la ecuación (8)), disminuyendo su presión, temperatura y evaporando fracción del refrigerante debido a la caída de presión.

$$h_3 = h_4 \quad (8)$$

4-1 Evaporación: El refrigerante, en fase de mezcla, circula a través de un intercambiador de calor llamado evaporador, ganando energía en forma de calor y evaporándose completamente, para posteriormente ingresar como vapor sobrecalentado al compresor y repetir el ciclo, como se indica en la ecuación (9). Cabe mencionar que es importante que el vapor ingrese sobrecalentado al compresor para evitar que ingrese refrigerante en fase líquida al compresor y pueda dañar su integridad (ya que en fase líquida los refrigerantes se comportan como fluidos incompresibles).

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \quad (9)$$

A lo largo de todo el circuito de refrigeración, el fluido se ve enfrentado a pérdidas de energía por fricción, lo que se representa físicamente como una caída de presión por rozamiento o pérdidas de carga. En el diagrama P-h de la Figura 2.2 se visualiza en el ángulo de inclinación de las líneas rojas.

Considerando como calor útil el captado por el sistema a través del evaporador y tomando en cuenta que la energía que consume el sistema es el trabajo mecánico requerido por el compresor, se puede obtener el coeficiente de rendimiento de captación de calor dividiendo la ecuación (9) en la ecuación (5), obteniéndose así:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evp}}{\dot{W}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (10)$$

A modo comparativo se presenta en la Figura 2.2 la representación del ciclo ideal (azul) y el ciclo real (rojo). En ella se puede observar el sobrecalentamiento, subenfriamiento, compresión real (no isentrópica) y las pérdidas de presión por fricción a lo largo del circuito de refrigeración.

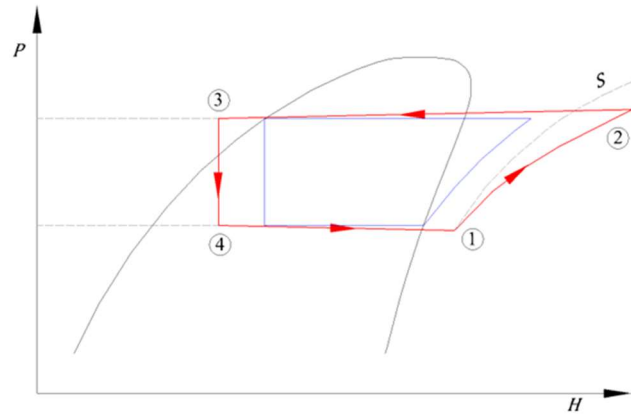


Figura 2.2: Representación de ciclo de refrigeración real en diagrama presión – entalpía.
Fuente: Elaboración propia.

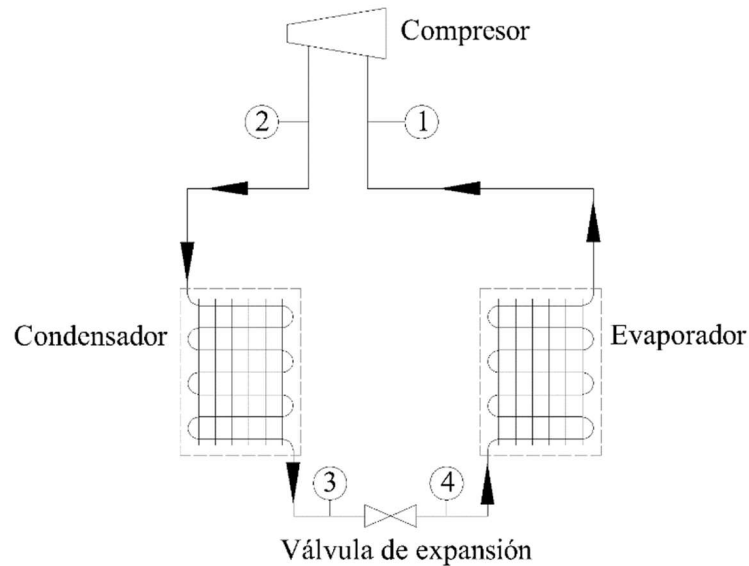


Figura 2.3: Esquema del ciclo de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO 3: Condiciones de Diseño

En este capítulo se definen las condiciones de frontera en las que opera el sistema de captación de agua atmosférica. Estas condiciones serán pertinentes al contexto indicado en el apartado 1.1.3 buscando resolver el desafío que en aquel se plantea. Los parámetros relevantes por definir para el modelo a desarrollar son básicamente, la temperatura del aire, su humedad relativa (o específica) al ingreso del intercambiador de calor y la temperatura a la salida de éste.

Se consideran como flujos de entrada y salida del sistema las presentadas en la Figura 3.1 a modo de balance de masa en color azul, donde $\dot{m}_{a,su,ev}$ es la masa de aire atmosférico que ingresa al sistema, $\dot{m}_{a,ex,ev}$ es la masa de aire que sale del evaporador y \dot{m}_{H_2O} es la masa de agua captada en el proceso; en color rojo se indica el consumo energético del sistema donde N_{vent} es la potencia consumida por el motor del ventilador que impulsa el aire atmosférico y \dot{W}_{cp} representa la potencia consumida por el compresor del sistema de refrigeración.

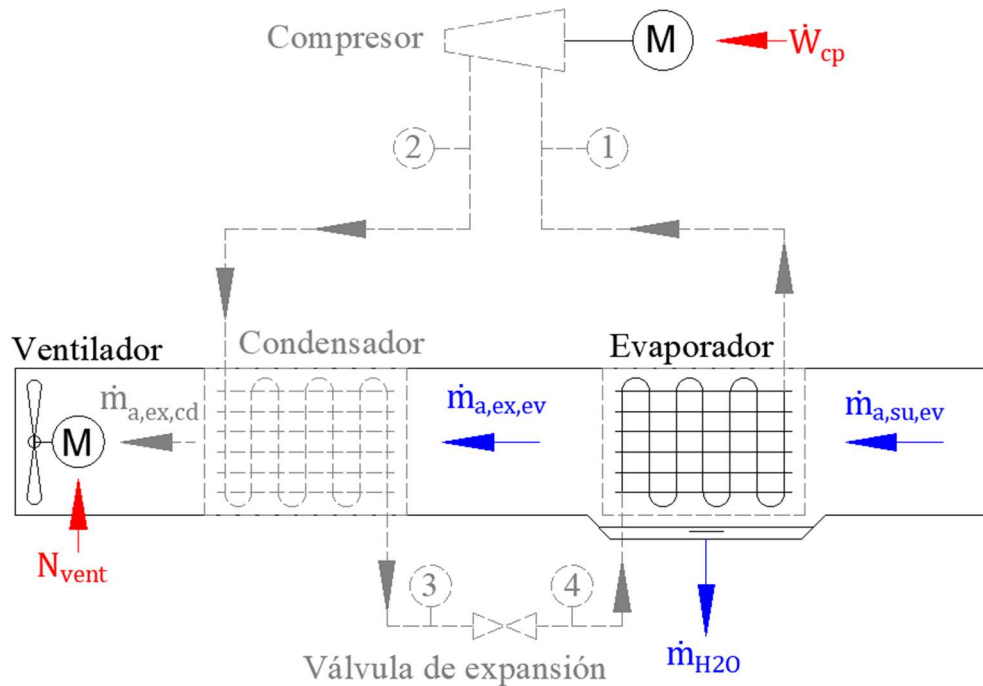


Figura 3.1: Esquema del sistema de captación de agua atmosférica (énfasis en balance de masa en evaporador e ingresos de energía al sistema). Fuente: Elaboración propia

En el sentido del flujo se caracterizará en primer lugar el aire que ingresa al evaporador, posteriormente el aire a la salida del evaporador y finalmente el agua captada por el sistema. Para este último la definición relevante es el flujo de diseño esperado, ya que las propiedades del condensado serán en gran parte el resultado de la performance del intercambiador de calor diseñado.

3.1 Aire atmosférico a la entrada del intercambiador.

Para las condiciones del aire de entrada del sistema se utilizan los valores de año medio meteorológico (TMY) de distintas localidades pertenecientes a las regiones mencionadas en el apartado 1.1.3 de las cuales se cuenta con dicha información. El resumen de las temperaturas promedio y humedad relativa promedio de los TMY se presenta en la Tabla 1. De ella se desprende que el promedio anual de temperatura para cada región es de 14,8 [C] y 15,0 [C] para las regiones de Atacama y Coquimbo respectivamente.

Cabe mencionar que la mayor desviación de las temperaturas se encuentra en la ciudad de Salamanca, con una desviación estándar de 7,3 [C], mientras que la mayor desviación en la humedad relativa se encuentra en Los Vilos, con una desviación de 19,8%. Ambos se encuentran en la región de Coquimbo.

Tabla 1: Promedio de temperaturas y humedad relativa de los TMY para las distintas localidades.

Región	Ciudad	Temperatura promedio	Humedad relativa promedio
Atacama	Copiapó	17,9 [C]	64,9%
	Huasco	14,7 [C]	79,1%
	Vallenar	12,3 [C]	81,0%
	Alto del Carmen	14,3 [C]	59,4%
Coquimbo	La Serena	14,0 [C]	81,9%
	Vicuña	13,7 [C]	62,9%
	Ovalle	14,1 [C]	77,4%
	Combarbalá	14,8 [C]	55%
	Illapel	16,2 [C]	56,9%
	Salamanca	16,4 [C]	56,0%
	Los Vilos	15,8 [C]	66,8%

Para efectos de diseño se utilizará la temperatura promedio y la humedad relativa promedio de estas dos regiones para una temperatura de punto de rocío mayor a 6 [C], posteriormente se analizará la performance del intercambiador diseñado para una de las localidades indicadas en la Tabla 1.

Así, la temperatura y humedad relativa del aire a la entrada del intercambiador, para efectos de diseño de éste, será la que se indica en la Tabla 2

Tabla 2: Temperatura y humedad relativa del aire atmosférico que se usarán en el diseño del sistema.

Temperatura	Humedad relativa
19,3 [C]	66,8%

3.2 Aire a la salida del intercambiador

En el evaporador, el aire que circula va a entregar energía en forma de calor latente y sensible, además de masa en forma de agua condensada, por lo tanto, a la salida del evaporador, el aire va a tener menos energía y masa (si se produce condensación) que al ingreso.

Como condición de diseño, el aspecto más importante para este punto es evitar la temperatura de fusión del agua que condensa dentro del intercambiador, ya que en el caso de que esto ocurra disminuiría la eficiencia del evaporador, al crear una pared de agua sólida que aumente su resistencia a la transferencia de calor por conducción.

Por lo tanto, como condición de diseño, se establece que el aire a la salida del evaporador no debe ser inferior a 5,1 [C], para así tener un *PinchPoint* en el evaporador de 5 [C] (es decir, la menor diferencia entre la temperatura de los fluidos dentro del intercambiador de calor en una misma sección debe ser ese valor) y así asegurar que el punto más frío del evaporador sería de 0,1 [C], evitando que se produzca hielo dentro de éste. Respecto al contenido de agua en el aire a la salida del evaporador, dependerá directamente de la eficiencia en el intercambiador de calor, tal como se muestra en la ecuación (3), por lo tanto, no se establecerá como condición de diseño, pero sí se optimizará la eficiencia del intercambiador de calor para obtener el mayor contenido de agua en el proceso.

3.3 Agua atmosférica captada.

Como condición de diseño, se impone que el sistema sea capaz de captar 100 litros de agua por día. La temperatura del agua captada, al igual que la humedad del aire a la salida del intercambiador, dependerá de la eficiencia de éste, y será resultado del diseño. Es evidente que con las variaciones de las condiciones climáticas (humedad y temperatura) varíe también el volumen de agua captada, sin embargo, se espera que para las condiciones nominales se logre este volumen diario.

3.4 Resumen del capítulo.

A modo de resumen, se presentan en la Tabla 3 los parámetros que se utilizarán como condiciones de diseño para el evaporador del sistema de captación de agua atmosférica.

Tabla 3: Condiciones de diseño del intercambiador de calor.

Parámetro	Valor
Temperatura del aire a la entrada	$t_{a,su,ev} = 14,9 [C]$
Temperatura del aire a la salida	$t_{a,su,ev} = 5,1 [C]$
Humedad relativa del aire a la entrada	$\varphi_{a,su,ev} = 67,4\%$
Flujo másico diario de agua captada	$\dot{m}_{H_2O} = 100 [kg/día]$
Presión atmosférica	$P_{atm} = 101,325 [kPa]$

CAPÍTULO 4: Descripción del Modelo

En este capítulo se presenta el estado del arte de las herramientas matemáticas disponibles para proceder con el diseño del intercambiador de calor. Se lleva a cabo una revisión bibliográfica para definir qué modelo matemático se utilizará para calcular de manera más asertiva los valores de calor transferido, coeficientes de transferencia de calor por convección y pérdidas de carga para ambos fluidos (refrigerante y aire) respectivamente.

4.1 Modelo del intercambiador de calor.

En 1989, James Braun propone un modelo para modelar la performance de torres de enfriamiento y *cooling coils* [3]. En su modelo, Braun propone un intercambiador de calor a contraflujo por el cual circula aire de un lado y agua de enfriamiento por el otro, como se indica en la Figura 4.1. Asumiendo que la temperatura superficial es menor que la temperatura de punto de rocío del aire que ingresa, el aire es enfriado y deshumidificado (como se explica en el párrafo 2.1.1.).

Esta propuesta viene a simplificar el método utilizado por la ASHRAE a la fecha, linealizando la relación entre la entalpía del aire saturado y su temperatura correspondiente y definiendo solo dos casos posibles: régimen completamente seco y régimen completamente húmedo. A diferencia del método de la ASHRAE, Braun pretende realizar un cálculo de manera más simplificada, pero a la vez más rápido.

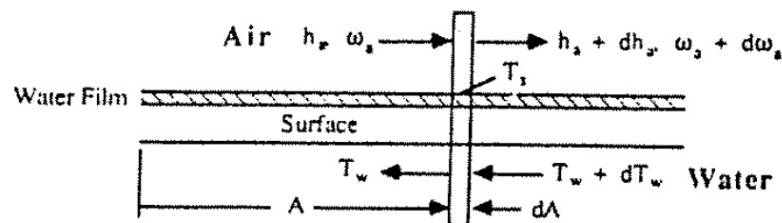


Figura 4.1: Esquema de un *cooling coil* en contraflujo. Fuente: J. Braun, “Effectiveness models for cooling towers and cooling coils”. 1989

Braun plantea dos regímenes posibles, “completamente húmedo” y “completamente seco”. Para cada régimen, el calor transferido se calcula como se muestra en las ecuaciones (11) y (12) para régimen seco y húmedo respectivamente

$$\dot{Q}_{dry} = \varepsilon_{dry} \cdot \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_{a,su} - T_{r,su}) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{wet} = \varepsilon_{wet} \cdot \dot{m}_a \cdot (h_{a,su} - h_{s,r,su}) \quad (12)$$

La eficiencia para el caso particular en el que el refrigerante se encuentra en cambio de fase (como lo es dentro de un evaporador) es la misma para ambos regímenes y se indica en la ecuación (13)

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (13)$$

En el procedimiento que propone Braun se debe evaluar en primera instancia si la temperatura superficial es menor a la temperatura de punto de rocío del aire que ingresa, de ser así se procede a evaluar según régimen húmedo, en cambio, si la temperatura superficial es mayor que la temperatura de punto de rocío del aire que ingresa, se debe evaluar en régimen seco. Al finalizar la evaluación en régimen seco, se evalúa la temperatura superficial a la salida, si ésta es mayor a la temperatura de punto de rocío del aire que ingresa, finaliza el cálculo, de lo contrario significa que una fracción de aire húmedo condensa, por lo tanto, se debe evaluar nuevamente bajo régimen húmedo.

Braun además propone una simple aproximación que entrega buenos resultados (error aproximado menor a 5%). Esta simplificación consiste en analizar ambos regímenes (seco y húmedo), calcular el calor transferido para ambos casos, y utilizar el mayor, como se indica en la ecuación (14).

$$\dot{Q} = \text{MAX}(\dot{Q}_{wet}; \dot{Q}_{dry}) \quad (14)$$

En 1990, Xing Ding [4] y su equipo proponen una generalización del modelo de Braun. En régimen húmedo, considerando el calor latente, Ding propone reemplazar el aire por un gas ideal ficticio, cuyo calor específico es constante a lo largo de todo el circuito y viene definido por la ecuación (15), del mismo modo, se define la relación entre la resistencia a la transferencia de calor por convección de este fluido ficticio y la del aire como se muestra en la ecuación (16). Así, el calor transferido entre fluidos en régimen húmedo está definido por la ecuación (17) y la temperatura de bulbo húmedo del fluido ficticio a la salida del sistema por la ecuación (18).

$$c_{p,f} = \frac{h_{a,su} - h_{a,ex}}{t_{bh,su} - t_{bh,ex}} \quad (15)$$

$$R_f \cdot c_{p,f} = R_a \cdot c_{p,a} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{wet} = \varepsilon_{wet} \cdot \dot{C}_{min} \cdot (t_{bh,su} - t_{r,su}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{wet} = \dot{m}_a \cdot c_{p,f} \cdot (t_{bh,su} - t_{bh,ex}) \quad (18)$$

Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se define por la ecuación (19).

$$\frac{1}{UA} = \frac{R_r}{A_r} + \frac{R_t}{A_t} + \frac{R_f}{A_a} \quad (19)$$

Donde R y A representan las resistencias y áreas de transferencia de calor respectivamente.

Para calcular las resistencias a la transferencia de calor, a modo general, se utilizan las ecuaciones (20) y (21) para la convección del lado refrigerante y conducción de los tubos respectivamente, en el apartado 4.3 se profundizará en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección ($h_{cv,r}$) ya que, al ser un fluido con dos fases presentes, supone un desafío particular. k_t es la conductividad térmica de los tubos.

La resistencia a la transferencia de calor del fluido ficticio (R_f) se calcula con la equivalencia mostrada en la ecuación (16) y a su vez, la resistencia a la transferencia de calor por convección del aire (R_a) se calcula como se muestra en la ecuación (22) donde η_0 es la efectividad de transferencia de calor superficial que aportan las aletas y $h_{cv,a}$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección, mayor detalle del cálculo de estos parámetros se indican en los apartados 4.4 y 4.6 respectivamente.

$$\frac{R_r}{A_r} = \frac{1}{h_{cv,r} \cdot A_r} \quad (20)$$

$$\frac{R_t}{A_t} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L} \quad (21)$$

$$\frac{R_a}{A_a} = \frac{1}{\eta_0 \cdot h_{cv,a} \cdot A_a} \quad (22)$$

4.2 Pérdidas de carga del lado refrigerante

El refrigerante, a lo largo de su paso por el evaporador, recibe la energía del aire que circula a través de él desde el punto 4 al punto 1 como se indica en el apartado 2.2. Al inicio de este proceso, el refrigerante ingresa como mezcla líquido – vapor hasta lograr su completa evaporación y así posteriormente recibir más calor hasta entrar a un estado de sobrecalentamiento. Con esta breve descripción del proceso se pueden identificar dos zonas del evaporador, la zona de dos fases y la zona de una fase (vapor) donde se produce el sobrecalentamiento.

Cada una de las zonas presenta una distinta manera de abordar el cálculo de las pérdidas de carga y, del mismo modo, presentará una manera particular de calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección (en el apartado 4.3 se detalla el modelo matemático a utilizado para el cálculo del coeficiente convectivo).

Para los fluidos en dos fases, este cálculo supone un desafío mayor respecto a los de una fase, ya que cada fase reacciona de una manera distinta al rozamiento con las paredes de los tubos y además entre fases existe interacción que produce fricción, mientras que en una fase el fluido tiende a comportarse de manera homogénea. El avance en el desarrollo de estos modelos guarda relación con la dificultad de los desafíos que éstos plantean, evidencia de esto es que, para fluidos en dos fases, gran parte del desarrollo inicia en la segunda mitad del siglo XX.

A continuación, se realiza una revisión de los modelos matemáticos para el cálculo de las pérdidas de carga siguiendo el sentido de circulación del refrigerante dentro del evaporador, es decir, primero para fluidos en dos fases y luego para fluidos en una fase.

4.2.1 Zona de dos fases.

Mateos (2013) [5] lleva a cabo una investigación bibliográfica para realizar una comparación de los modelos de pérdidas de presión por fricción para fluidos en dos fases.

En su estudio, Mateos clasifica los modelos analizados en cinco categorías, basadas en el método usado por los autores para desarrollar las correlaciones: Modelos de flujo separado, Modelos de flujo homogéneo, Modelos empíricos, Modelos fenomenológicos y Modelos numéricos. A continuación, se describe brevemente las primeras tres categorías, ya que podrían ser aplicables al proyecto.

Modelos de flujo separado: En estos modelos se asume que cada fase fluye independientemente una de otra, a distinta velocidad. Los modelos de flujo separado acostumbran a utilizar un multiplicador ϕ que relaciona la pérdida de presión por fricción de la mezcla con la pérdida de presión por fricción de una de las fases. Este concepto fue introducido por Martinelli en 1944.

Existen dos métodos para utilizar el multiplicador de fricción para flujo en dos fases. Una de ellas es asumir que todo el flujo másico se encuentra en una sola fase, utilizando los subíndices “GO” para el caso en que se asume todo el flujo másico en fase gas y “LO” para el caso en que se asume todo el flujo másico en fase líquida, haciendo referencia a “Gas Only” y “Liquid Only” respectivamente como se indica en las ecuaciones (23) y (24).

$$\phi_{LO}^2 = \frac{\Delta P}{\Delta P_{LO}} \quad (23)$$

$$\phi_{GO}^2 = \frac{\Delta P}{\Delta P_{GO}} \quad (24)$$

El segundo método es asumir que solo una de las fases existe, por lo tanto, se debe utilizar el flujo másico de una de las fases en el cálculo del número de Reynolds. El multiplicador de fricción para flujo en dos fases según este método se muestra en las ecuaciones (25) y (26).

$$\phi_L^2 = \frac{\Delta P}{\Delta P_L} \quad (25)$$

$$\phi_G^2 = \frac{\Delta P}{\Delta P_G} \quad (26)$$

Se utiliza comúnmente el multiplicador que relaciona la fase líquida, ya que por lo general no varía su densidad en comparación con la fase gaseosa.

Modelos de flujo homogéneo: Estos modelos representan una aproximación simple de la pérdida de presión por fricción para mezcla. En ellos se asume que una mezcla homogénea de ambas fases circula a la misma velocidad, por lo tanto, se plantea un modelo de pérdida de presión por fricción similar al de una sola fase, pero con un factor de fricción f_{TP} y una densidad ρ_{TP} asociada al flujo homogéneo como se indica en la ecuación (27).

$$\Delta P = f_{TP} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{c_{TP}^2 \cdot \rho_{TP}}{2} \quad (27)$$

Usualmente, la densidad homogénea se calcula en función de la calidad de la mezcla, como se indica en la ecuación (28), mientras que, para el cálculo del factor de fricción en flujo homogéneo, existen varios caminos propuestos por diversos autores, donde se busca relacionar el factor de fricción f_{TP} con el número de Reynolds de esta mezcla homogénea y/o con la viscosidad.

$$\frac{1}{\rho_{TP}} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \quad (28)$$

Modelos empíricos: Durante la etapa temprana de los estudios de pérdidas de presión por fricción se desarrollaron distintos modelos empíricos, básicamente ajustando curvas a datos de ensayos. Si bien los modelos de flujo homogéneo y flujo separado presentan parámetros o constantes que deben ser obtenidas de ensayos experimentales, los modelos empíricos tienen un origen en su desarrollo netamente orientado a la relación entre caída de presión con parámetros medidos en laboratorio.

Una de las principales limitantes de los modelos empíricos es su baja capacidad de predicción cuando son utilizados con valores más allá de los límites de los datos con los cuales se realizaron los ensayos. A modo de ejemplo se muestra en la ecuación (29) la correlación desarrollada por Lombardi & Pedrocchi (1972), donde $c_1 = 0,83$ y $c_2 = 1,4$.

$$\Delta P = \frac{c_1 \cdot G_{TP}^{c_2} \cdot \sigma^{0,4}}{D^{1,2} \cdot \rho_{TP}^{0,866}} \quad (29)$$

En 1992, Wambsganss y su equipo publican distintos patrones de flujo dentro de un canal de sección rectangular y además desarrollan una herramienta de diseño basada en las correlaciones de Martinelli (1948), Chrisholm (1967) y Friedel (1979) y validada mediante ensayos experimentales en un banco diseñado para flujo interno en sección rectangular, sin embargo, presentando aplicabilidad en canales de sección circular de igual manera. El diagrama del banco de ensayo se presenta en la Figura 4.2.

La herramienta propuesta por Wambsganss es un modelo de flujo separado, relacionando la caída de presión del fluido en dos fases con la caída de presión de la totalidad del flujo como fase líquida, como se muestra en la ecuación (30).

$$\phi_{FLO}^2 = \frac{\Delta P}{\Delta P_{LO}} \quad (30)$$

Posteriormente, el multiplicador entre ambas pérdidas de carga se calcula con la correlación propuesta por Friedel, indicada en la ecuación (31).

$$\phi_{FLO}^2 = E + \frac{3,24 \cdot F \cdot H}{Fr^{0,045} \cdot We^{0,035}} \quad (31)$$

Donde Fr y We son los números adimensionales de Froude (para modelar el efecto de la gravedad en que actúa sobre el fluido) y Weber (modela los efectos de la tensión superficial en cañerías pequeñas), calculados según las ecuaciones (32) y (33) respectivamente. E , F , y H se calculan como se muestra en las ecuaciones (34), (35) y (36) respectivamente.

$$Fr = \frac{G^2 \cdot v_{TP}^2}{g \cdot D_h} \quad (32)$$

$$We = \frac{G^2 \cdot D_h \cdot v_{TP}}{\sigma} \quad (33)$$

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \left(\frac{v_G}{v_L}\right) \cdot \left(\frac{f_{GO}}{f_{LO}}\right) \quad (34)$$

$$F = x^{0,78} \cdot (1 - x)^{0,24} \quad (35)$$

$$H = \left(\frac{v_G}{v_L}\right)^{0,91} \cdot \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0,19} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0,7} \quad (36)$$

Donde el volumen homogéneo v_{TP} corresponde a la inversa de la densidad homogénea ρ_{TP} mostrada en la ecuación (28) y se calcula según la ecuación (37), y los factores de fricción f_{LO} y f_{GO} se pueden calcular con la relación de Blasius según la ecuación (38).

$$v_{TP} = x \cdot v_G + (1 - x) \cdot v_L \quad (37)$$

$$f_{LO} = \frac{0,079}{Re_{LO}^{0,25}} ; f_{GO} = \frac{0,079}{Re_{GO}^{0,25}} \quad (38)$$

Cuando la calidad de la mezcla no es constante (como lo es en el caso de un evaporador, en el que, mientras el fluido avanza a lo largo del intercambiador, éste se evapora, por lo tanto, va aumentando su calidad a lo largo de su flujo), el multiplicador de fricción se calcula con la integral indicada en la ecuación (39).

$$\phi_{FLO}^2 = \frac{1}{(x_b - x_a)} \cdot \int_{x_a}^{x_b} \phi_{FLO}^2(x) dx \quad (39)$$

Para facilitar el cálculo computacional de la integral, se utiliza la regla de Newton-Cotes.

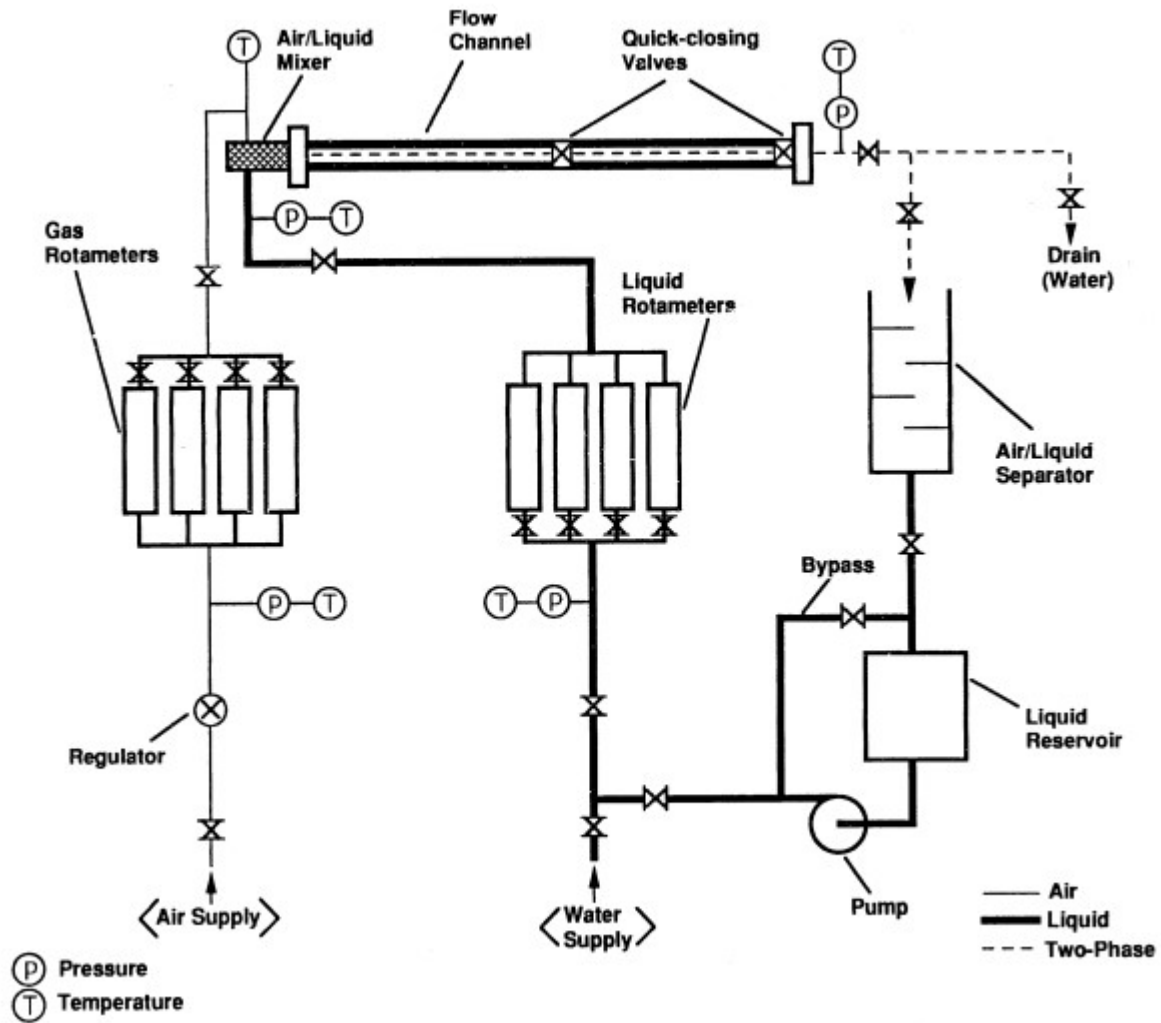


Figura 4.2: Diagrama del banco de ensayo utilizado por Wambsganss y su equipo en 1992. Fuente: Wambsganss, "Two-phase Flow and Pressure Drop in Flow Passages of Compact Heat Exchangers"

4.2.2 Zona de una fase (sobrecalentamiento).

El cálculo de la pérdida de presión para esta zona, y a modo general es el que se presenta en la (40), donde el factor de fricción f se calcula para cañerías suaves según la ecuación (41) desarrollada por Petukhov en 1970 [6] y depende únicamente del número de Reynolds.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2} \quad (40)$$

$$f = \begin{cases} 64/Re, & Re < 2300 \\ ((0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}), & Re \geq 2300 \end{cases} \quad (41)$$

4.3 Coeficiente convectivo lado refrigerante.

De una manera similar a la presentada en el apartado 4.2, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en el diseño de un evaporador implica un análisis en dos zonas, una donde el fluido se encuentra como mezcla líquido - gas y la otra zona donde ocurre el sobrecalentamiento, es decir solo fase gaseosa.

A continuación, y en similitud al apartado anterior, se realiza una revisión de los modelos matemáticos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para ambas zonas.

4.3.1 Zona de dos fases.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en un fluido de dos fases es clave para el diseño de evaporadores. Al igual que para el cálculo de las pérdidas de carga para fluidos de estas características (fase líquida y gas), el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección presenta un desafío importante para la comunidad científica y de ingenieros.

Durante la segunda mitad del siglo XX, diferentes modelos matemáticos fueron propuestos que, por lo general, no eran aplicables por fuera del rango de los datos con los cuales se habían concebido. En 1966, Chen propone una correlación general, sin embargo, su aplicación está limitada para flujo vertical.

Es en 1976 cuando Shah desarrolla un método gráfico que parece ser aplicable de manera general, validado con 780 datos de 19 ensayos experimentales independientes y obteniendo una desviación estándar del 14%, este método presenta buenos resultados para flujo horizontal y vertical, distintos tipos de materiales y distintos fluidos, incluyendo los refrigerantes más comunes y un amplio rango de presión para vapor de agua (15 a 2500 psia), que cubriría prácticamente todo el rango usual de operación.

La carta desarrollada por Shah emplea 3 parámetros adimensionales para calcular la relación entre el coeficiente convectivo en fase líquida y el coeficiente convectivo para dos fases (factor de relación descrito en ecuación (42)), éstos son: número convectivo Co , número de ebullición Bo y número de Froude Fr_L y se calculan según las ecuaciones (43), (44) y (45) respectivamente. Notar que el número de Froude indicado en la ecuación (32) utiliza el volumen homogéneo para dos fases, mientras que la ecuación (45) utiliza la densidad en fase líquida.

$$\psi = \frac{h_{TP}}{h_L} \quad (42)$$

$$Co = \left(\frac{1}{x - 1} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5} \quad (43)$$

$$Bo = \frac{q}{G \cdot h_{vap}} \quad (44)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_L^2 \cdot D \cdot g} \quad (45)$$

Una vez calculados los 3 números adimensionales, se debe ubicar el valor de Co en el eje horizontal de la carta, posteriormente, dependiendo si es flujo horizontal o vertical y/o si el valor de Fr_L es mayor a 0,04 se debe proceder de manera distinta (mayor detalle del procedimiento en la publicación de Shah, más adelante se abordará el método matemático) hasta llegar al valor de ψ en el eje vertical.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en fase líquida h_L , una buena aproximación se obtiene al utilizar la ecuación de Dittus-Boelter, como se indica en la ecuación (46).

$$h_L = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot \frac{k_L}{D} \quad (46)$$

El método gráfico propuesto por Shah en 1976 gozó de buena popularidad dado su amplio rango de aplicación, sin embargo, las limitantes de su naturaleza gráfica motivaron a la comunidad a consultar al autor por el modelo matemático detrás del método gráfico propuesto. Estas solicitudes llevaron a Shah a desarrollar y publicar en 1982 las ecuaciones que representan la carta concebida en 1976.

El procedimiento inicia con el cálculo del número de Froude Fr_L y número de convectivo Co indicado en la ecuación (45) y (43) respectivamente, luego, para tubos verticales, N se calcula según la ecuación (47), mientras que para tubos horizontales se calcula según la ecuación (48).

$$N = Co \quad (47)$$

$$N = \begin{cases} Co, & Fr_L \geq 0,04 \\ 0,38 \cdot Fr_L^{-0,3} \cdot Co, & Fr_L < 0,04 \end{cases} \quad (48)$$

Así, según el valor de N , se calcula ψ como se indica a continuación:

Si $N > 1,0$

$$\psi_{nb} = \begin{cases} 230 \cdot Bo^{0,5}, & Bo \geq 0,3 \cdot 10^{-4} \\ 1 + 46 \cdot Bo^{0,5}, & Bo < 0,3 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (49)$$

$$\psi_{cb} = \frac{1,8}{N^{0,8}} \quad (50)$$

$$\psi = MAX(\psi_{nb}; \psi_{cb}) \quad (51)$$

Si $0,1 < N \leq 1,0$

$$\psi_{bs} = F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,74 \cdot N^{-0,1}) \quad (52)$$

$$\psi = MAX(\psi_{bs}; \psi_{cb}) \quad (53)$$

Notar que ψ_{cb} se calcula según ecuación (50)

Si $N \leq 0,1$

$$\psi_{bs} = F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,47 \cdot N^{-0,15}) \quad (54)$$

$$\psi = \text{MAX}(\psi_{bs}; \psi_{cb}) \quad (55)$$

Notar que ψ_{cb} se calcula según ecuación (50)

Para las ecuaciones (52) y (54), F se calcula según se indica en la ecuación (56).

$$F = \begin{cases} 14,7, & Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \\ 15,43, & Bo < 11 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (56)$$

Finalmente, obteniendo ψ , se despeja h_{TP} de la ecuación (42).

4.3.2 Zona de una fase (sobrecalentamiento).

Se utilizan dos referencias para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección según su régimen, se indican en la ecuación (57) para régimen laminar, la correlación desarrollada por Kays (1955) y para régimen turbulento, la correlación propuesta por Gnielinski (1976).

Notar que la correlación de Gnielinski requiere el factor de fricción para su evaluación. Para este caso, se puede considerar como una cañería suave y utilizar la ecuación (41) presentada en el apartado 4.2.2, dependiendo así de los números de Reynolds y de Prandtl.

$$Nu = \begin{cases} 3,66 + \frac{0,0668 \cdot (D/L) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,04 \cdot [(D/L) \cdot Re \cdot Pr]^{2/3}}, & Re < 2300 \\ \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}, & Re \geq 2300 \end{cases} \quad (57)$$

Luego, se debe evaluar el coeficiente de transferencia de calor por convección para el refrigerante en fase gaseosa según se indica en la ecuación (58).

$$h_{cv} = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (58)$$

4.4 Rendimiento de las aletas

La transferencia de calor en un intercambiador puede ser incrementada añadiendo aletas para aumentar la superficie de transferencia. Agregar aletas a un intercambiador de calor no solo tienen efectos en la transferencia de calor, sino también en el peso del equipo, en la energía necesaria para poder transportar el aire a través de él (producto de las pérdidas de energía por efecto de la fricción entre el aire y la superficie de las aletas, se analiza en el apartado 4.5) y en los costos asociados.

Como se puede observar en las ecuaciones (19) y (22), mientras mayor es el parámetro η_0 , menor será la resistencia a la transferencia de calor por convección R_a , y mayor será el coeficiente global de transferencia de calor. ASHRAE [7] propone el cálculo de la eficiencia superficial de aletas en tubos basándose en la aproximación empírica presentada por Schmidt en 1949, cuyo uso resulta ser práctico para calcular analíticamente arreglos de aletas circulares, rectangulares y hexagonales. La expresión matemática que define la eficiencia superficial de un arreglo de aletas se presenta en la ecuación (59), donde η_{fin} es la eficiencia de aleta y se calcula según la ecuación (60).

$$\eta_0 = 1 - \left(\frac{A_{fin}}{A_a} \right) \cdot (1 - \eta_{fin}) \quad (59)$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m_{fin} \cdot r_i \cdot \Phi)}{m_{fin} \cdot r_i \cdot \Phi} \quad (60)$$

Así, r_i corresponde al radio interno de la aleta, mientras que m_{fin} y Φ se calculan según las ecuaciones (61) y (62) respectivamente. Notar que A_a es el área superficial indicado en la ecuación (22).

$$m_{fin} = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{cv,a}}{k_{fin} \cdot t_{fin}}} \quad (61)$$

$$\Phi = \left[\left(\frac{r_e}{r_i} \right) - 1 \right] \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) \right] \quad (62)$$

Para aletas circulares los parámetros r_e y r_i corresponden al radio externo e interno respectivamente, sin embargo, para otras configuraciones (como por ejemplo en baterías de tubos arreglados de manera rectangular o hexagonal) la relación entre r_e y r_i es distinta. La ecuación (63) muestra esta relación para aletas en arreglos hexagonales de tubos, donde la definición de los parámetros necesarios para el cálculo de dicha relación se encuentra en las ecuaciones (64) y (65), mientras que las dimensiones M y L se definen en las ecuaciones (66) y (67), indicándose gráficamente en la Figura 4.3.

$$\frac{r_e}{r_i} = 1,27 \cdot \psi \cdot \sqrt{\beta - 0,3} \quad (63)$$

$$\psi = \frac{M}{r_i} \quad (64)$$

$$\beta = \frac{L}{M} \quad (65)$$

Por lo general, los intercambiadores de calor utilizados como evaporadores en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, cuya amplia disponibilidad en el mercado está asociada a la alta estandarización en su uso, se fabrican con aletas de aluminio y tubos de cobre unidos solo por la presión que el contacto por interferencia genera. ASHRAE [7] cita diversos autores que han publicado artículos relacionados con el efecto que causa en la eficiencia superficial la resistencia a la transferencia de calor por contacto, como el efecto de uniones adhesivas, el efecto de las rugosidades superficiales, la dureza de los materiales y la resistencia a la transferencia de calor por contacto en vacío entre otros.

Según lo concluido por Shlykov en 1964, es amplio el rango que puede alcanzar la resistencia a la transferencia de calor por contacto y éste puede o no ser despreciable. En 1959, Dart plantea que si la unión tubo - aleta se realiza por interferencia y ésta se ejecuta de manera correcta, la resistencia a la transferencia de calor por contacto es despreciable. Basándose en ese supuesto se asumirá, para esta aplicación, despreciable el efecto de la resistencia por contacto.

$$M = \text{MIN} \left(\frac{a}{2}; b \right) \quad (66)$$

$$L = 0,5 \cdot \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} \quad (67)$$

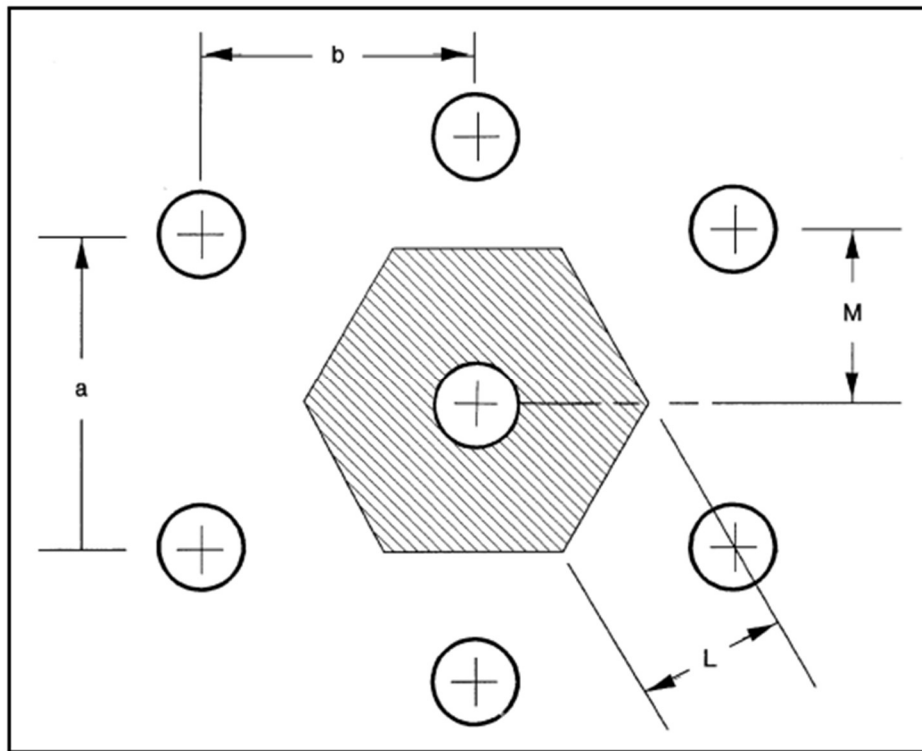


Figura 4.3: Arreglo hexagonal de tubos. Fuente: ASHRAE *Fundamentals Ch.3 Heat Transfer* (1997)

4.5 Pérdidas de carga lado aire

El aire que circula a través del intercambiador de calor pierde energía por la fricción generada entre el fluido y la superficie de los tubos y aletas, además existe una pérdida de energía por la contracción y expansión del aire al entrar y salir del banco de tubos y una pérdida de energía por la aceleración del fluido [8].

En la Figura 4.4 se muestra el diagrama presentado por Kays y London para describir los 4 tipos de pérdidas de energía a los que se ve sometido un flujo de aire al ingresar y salir de una batería de tubos (o en general, de un cambio de sección de estas características). En la ecuación (68) se presenta la expresión matemática que describe el diferencial de presión entre el punto 1 y 2. Notar que G es el flujo másico del aire dividido en la menor sección libre (además se considera un parámetro que aborda la proporcionalidad de la segunda ley de Newton, g_c , el cual es igual a la unidad adimensional para valores en el sistema internacional).

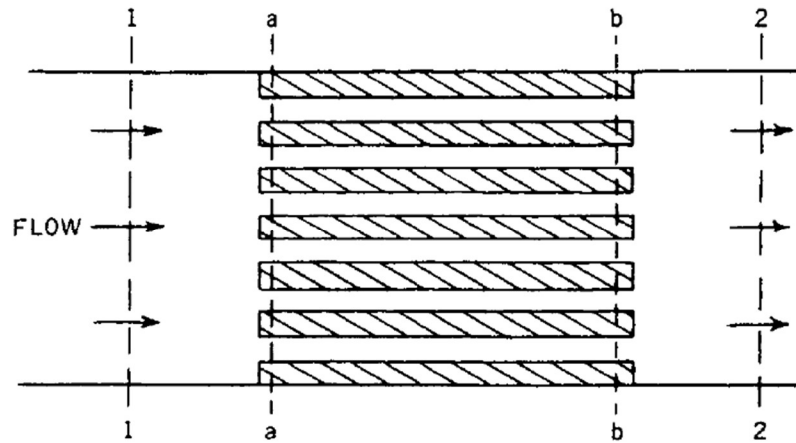


Figura 4.4: Diagrama de un intercambiador de calor por el cual circula aire.

Fuente: Kays y London (2018). Fig. 2-10

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2 \cdot g_c} \cdot \frac{v_1}{P_1} \cdot \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \cdot \frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (68)$$

La fricción juega un papel importante a la hora de dimensionar el ventilador que impulsará el aire para ser deshumidificado ya que es, por lo general, el mayor de los factores que ocasionan pérdidas de energía del fluido, por lo tanto, para este análisis se despreciarán las pérdidas de energía por contracción y expansión del fluido al ingreso y salida del intercambiador de calor ($K_c = K_e = 0$). Además, como la sección del evaporador al ingreso y a la salida de éste es la misma para el lado aire y su densidad varía marginalmente entre la entrada y la salida, se consideran que el volumen específico del aire al ingreso y salida de éste, son muy cercanas ($v_2 \approx v_1$).

Así, las pérdidas de energía del fluido por contracción, expansión, y aceleración son despreciables, siendo las pérdidas de carga por fricción estimadas de la manera que se indica en la ecuación (69).

$$\Delta P = \frac{G^2}{2} \cdot \left[f \frac{A}{A_c} \cdot \frac{v_m}{1} \right] \quad (69)$$

Donde G expresa el flujo másico de aire por área de circulación como se indica en la ecuación (70). para evitar el cálculo de la velocidad, que, al estar en función de la densidad, puede variar a lo largo del circuito. El volumen específico medio v_m es el recíproco de la densidad media, mientras que el área A corresponde al área de transferencia de calor del lado aire A_a y el área A_c corresponde al área libre por donde circula el aire a través del evaporador (A_{Libre}).

$$G = \frac{\dot{m}_a}{A_{Libre}} \quad (70)$$

El factor de fricción f se obtiene de manera empírica. Kays registra para distintas configuraciones y geometrías, el factor de fricción en función del número de Reynolds. Para la configuración propuesta se asemeja la configuración 80-3/8T, la cual, por medio de ajustes asociados al diámetro de los tubos, disposición de tubos, espesor de aleta y separación de aletas se puede interpolar el valor del factor de fricción. En la Figura 4.5 se muestra dicho gráfico, donde además se muestra el número adimensional de Colburn que está asociado al coeficiente de transferencia de calor por convección que será analizado en el siguiente párrafo.

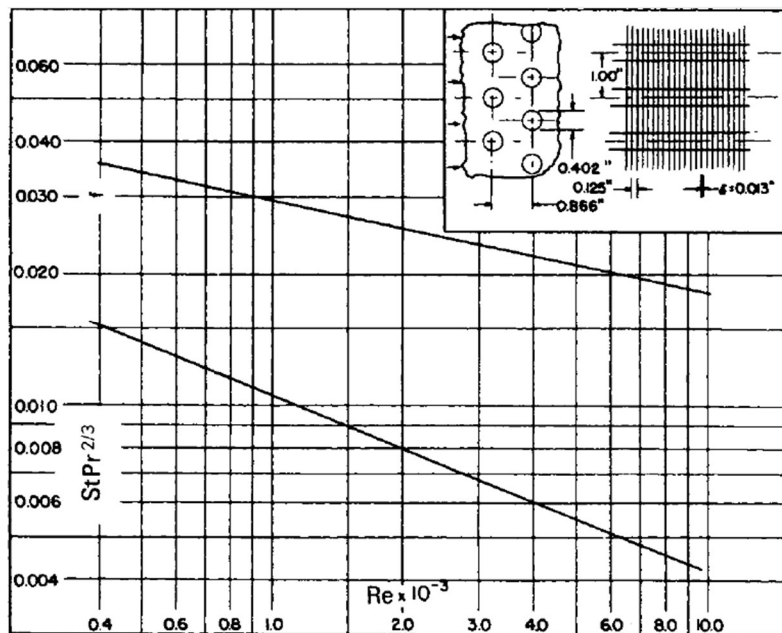


Figura 4.5: Factor de fricción y número de Colburn en función del número de Reynolds para tubos de sección circular distribuidos de manera hexagonal con aletas. Fuente: Kays & London.

4.6 Coeficiente convectivo lado aire.

Como se adelanta en el párrafo anterior, Kays registra de manera empírica los valores del factor de fricción y el número adimensional de Colburn para el flujo a través de intercambiadores de calor compactos.

El número adimensional de Colburn es el producto del número del número de Stanton y el número de Prandtl en la potencia que se indica en la ecuación (71).

$$J = St \cdot Pr^{2/3} \quad (71)$$

Para obtener el coeficiente de transferencia por convección del lado aire, se hace uso del ajuste de curva registrado por Kays mostrado en la Figura 4.5 para obtener el número de Colburn, luego, como el número de Prandtl para el aire es un valor conocido en un amplio rango de temperaturas (ya que depende únicamente del calor específico a presión constante, viscosidad dinámica y conductividad térmica) se obtiene el número de Stanton con la ecuación (71) y despejando el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección de la definición del número de Stanton indicado en la ecuación (72), se obtiene finalmente el valor de h_{cv}

$$St = \frac{h_{cv}}{G \cdot c_p} \quad (72)$$

Cabe mencionar que, de igual manera que en el apartado anterior, la gráfica obtenida por Kays es para una configuración específica de diámetro de tubos, disposición de tubos, espesor de aletas y separación de aletas cuyas dimensiones se muestran en la Figura 4.6. Para encontrar los valores de f y J para distintas dimensiones se utiliza la herramienta integrada en el software EES.

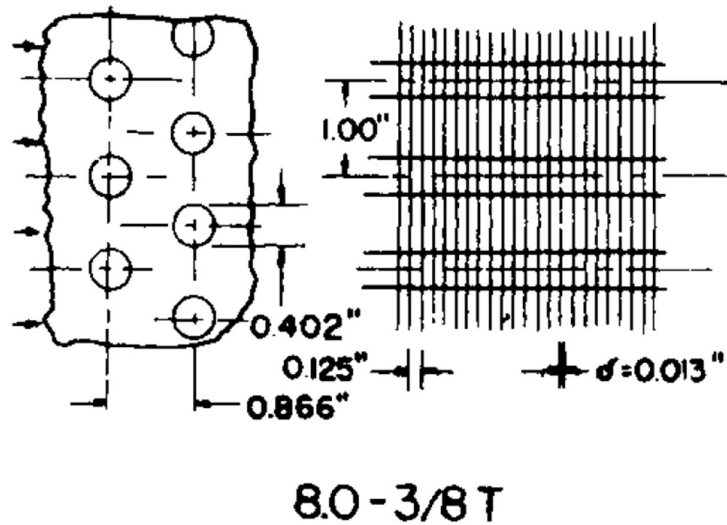


Figura 4.6: Dimensiones del modelo de intercambiador de calor 8.0-3/8T. Fuente: Kays y London

CAPÍTULO 5: Diseño

En este capítulo se abordará el diseño del intercambiador de calor. Para poder diseñar el evaporador del sistema de captación de agua atmosférica se utilizan las condiciones de diseño definidas en el capítulo 3 y los modelos descritos en el capítulo 4.

En el primer apartado de este capítulo se definirán aspectos generales de materialidad y forma del equipo.

En el segundo apartado de este capítulo se definirá el ciclo teórico de refrigeración con los diferenciales de temperatura de subenfriamiento, sobrecalentamiento y *pinchpoint* de ambos intercambiadores de calor (evaporador y condensador).

El tercer apartado de este capítulo tendrá el propósito de definir el diseño dimensional del evaporador del sistema.

Finalmente, en el último apartado de este capítulo, se definirán los criterios de optimización del sistema.

Para los cálculos e iteraciones de diseño se utiliza el software EES de fchart como apoyo.

5.1 Consideraciones generales

A continuación, se describen las consideraciones generales previo al diseño del intercambiador de calor, en términos de materiales, formas, valores máximos y mínimos.

5.1.1 Materiales.

Al existir una amplia oferta en el mercado nacional y mundial, y una buena aplicación en su uso en refrigeración, se propone para el diseño del intercambiador de calor, tubos de cobre aleación con níquel 90/10 de diámetro nominal 3/8" y espesor 0,6 [mm] cuya presión de trabajo se encuentra en el orden de los 7500 [kPa], un 50% más que la presión crítica del refrigerante R410A.

Para las aletas, un buen material utilizado es el aluminio, al ser liviano y tener un buen coeficiente de transferencia de calor por conducción (del orden de 234 [$W/m \cdot K$]). Además, se encuentra comercialmente en espesores desde 0,1 [mm]

Ambos materiales además presentan un buen comportamiento ante la corrosión, punto clave para la vida útil del intercambiador ya que éste estará sometido durante toda su operación a la humedad producida por la condensación.

Se indican en la Tabla 4 la conductividad térmica y densidad del cobre y aluminio a utilizar en el diseño del intercambiador de calor.

Tabla 4: Propiedades de los materiales a utilizar.

Propiedad	Aluminio	Cobre – Níquel 90/10
Conductividad térmica	234 [$W/m \cdot K$]	50,75 [$W/m \cdot K$]
Densidad	2710 [kg/m^3]	8901 [kg/m^3]

5.2 Ciclo teórico de refrigeración.

Para el sistema de refrigeración se utiliza el refrigerante R410A. Este refrigerante es una mezcla de 2 gases refrigerantes licuados, es de baja toxicidad, no daña la capa de ozono y no es inflamable en condiciones atmosféricas.

Es una mezcla de iguales proporciones másicas de difluorometano y pentafluoroetano. Este refrigerante está desarrollado principalmente para sistemas de aire acondicionado doméstico, lo que lo hace un candidato ideal para su uso en esta aplicación, al reducir los riesgos de toxicidad e inflamabilidad.

Para el diseño del ciclo de refrigeración se consideran 4 diferenciales de temperatura relevantes, *PinchPoint* en el evaporador, *PinchPoint* en el condensador, temperatura de sobrecalentamiento en el evaporador y temperatura de subenfriamiento en el condensador

5.2.1 PinchPoint

La menor diferencia de temperatura entre el aire y el refrigerante (*PinchPoint*) define (indirectamente) el tamaño del intercambiador de calor asociado de manera inversa, es decir, mientras menor sea la diferencia de temperatura entre fluidos, mayor será el tamaño del intercambiador de calor (o mayor la potencia requerida para lograr esta condición). Para esta aplicación y como se adelanta en el párrafo 3.2 se establece una temperatura de *PinchPoint* en el evaporador de 5 [C], esta misma definición de diseño se aplicará al condensador para efectos de definir el ciclo teórico de refrigeración.

Así, las temperaturas y calidades de los puntos mencionados se muestran en la Tabla 5. Se muestran de manera referencial en la Figura 5.1 y Figura 5.2 las temperaturas de ambos fluidos a lo largo de ambos intercambiadores de calor.

Tabla 5: Temperaturas y calidad en *PinchPoint* de ambos intercambiadores de calor.

Parámetro	Temperatura del refrigerante	Calidad del refrigerante	Temperatura del aire
<i>PinchPoint</i> Condensador	24,92 [C]	1,00	19,92 [C]
<i>PinchPoint</i> Evaporador	1 [C]	0,13	6 [C]

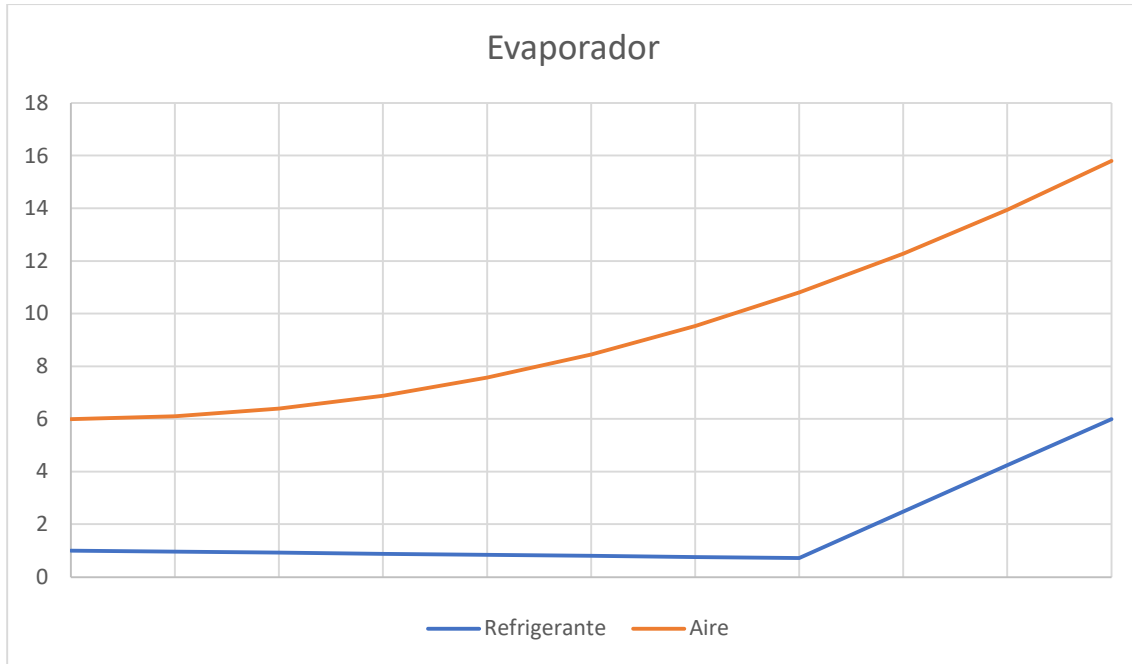


Figura 5.1: Distribución de temperatura de ambos fluidos dentro del evaporador a contraflujo.
Fuente: Elaboración propia.

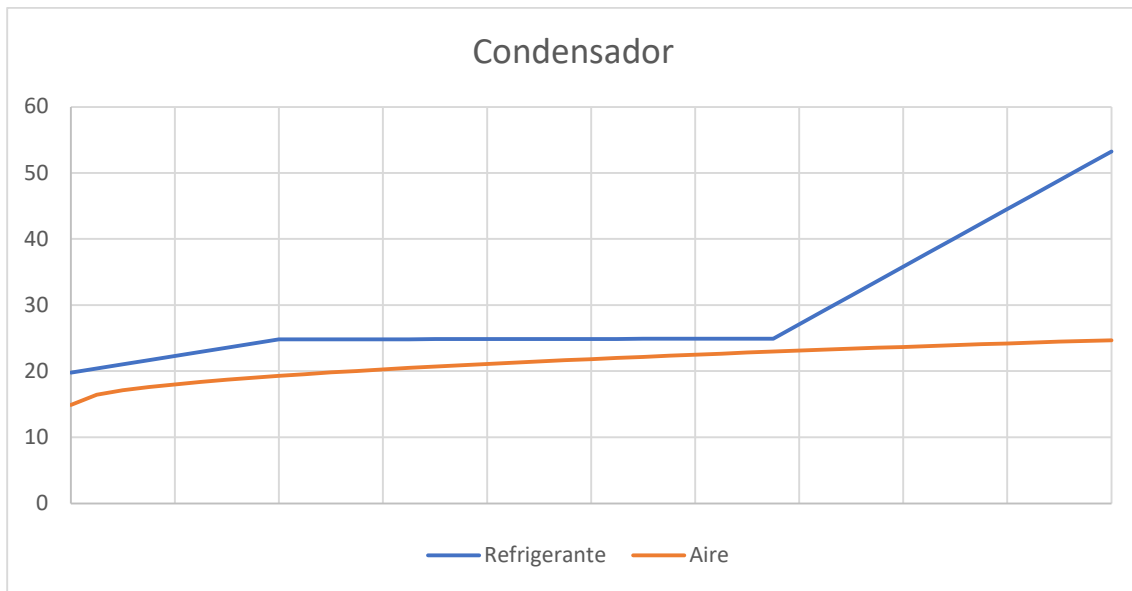


Figura 5.2: Distribución de temperatura de ambos fluidos dentro del condensador a contraflujo.
Fuente: Elaboración propia.

5.2.2 Subenfriamiento y sobrecalentamiento

En el capítulo 2.2 se explica el motivo de consideración de estos diferenciales de temperatura en el diseño, que guardan relación con el estado de los equipos asociados (válvula de expansión y

compresor respectivamente). Tomando como referencia aplicaciones similares en refrigeración, se define el subenfriamiento del condensador y sobrecalentamiento del evaporador en 5 [C].

Por lo tanto, la temperatura del refrigerante a la salida del condensador será la de líquido saturado a la presión del *PinchPoint* del condensador menos 5 [C].

Del mismo modo, la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador será 5 [C] más que la temperatura de vapor saturado a la presión en el *PinchPoint* del evaporador.

Cabe mencionar que entre la presión en el *PinchPoint* de ambos equipos y las presiones a la salida y entrada (del evaporador y condensador respectivamente) existirá una diferencia debido a las pérdidas de presión por rozamiento. Para una primera aproximación del ciclo se puede realizar despreciando las pérdidas de presión, pero posteriormente se debe ajustar.

Para efectos de diseño del ciclo se considera que la pérdida de presión por fricción, contracción expansión y pérdidas singulares dentro del condensador son despreciable. Las pérdidas de presión en el evaporador se calculan según los modelos detallados en el capítulo 4.2.

5.2.3 Compresor

Para considerar la potencia consumida por el compresor dentro del ciclo se asume una eficiencia isentrópica igual a 0,65 para un compresor del tipo *scroll*, cuyo rendimiento es de este orden de magnitud [9]. Se considera para el diseño del evaporador una eficiencia isentrópica constante para todo su rango de operación

El compresor es el equipo encargado de impulsar el refrigerante desde el punto de subenfriamiento del evaporador hasta el ingreso de refrigerante en el condensador. En la Tabla 6 se indican las presiones y entalpías a la entrada y salida del compresor, considerando la eficiencia isentrópica mencionada.

Tabla 6: Presión y entalpía a la succión y descarga del compresor.

Posición	Presión	Entalpía
Succión	788 [kPa]	427 [kJ/kg]
Descarga	1671 [kPa]	460 [kJ/kg]

5.2.4 Resumen del ciclo.

Ya definido el ciclo se presenta de manera gráfica en la Figura 5.3 donde se puede observar los diferenciales de temperatura de subenfriamiento y sobrecalentamiento. Se indican además los valores en la Tabla 7.

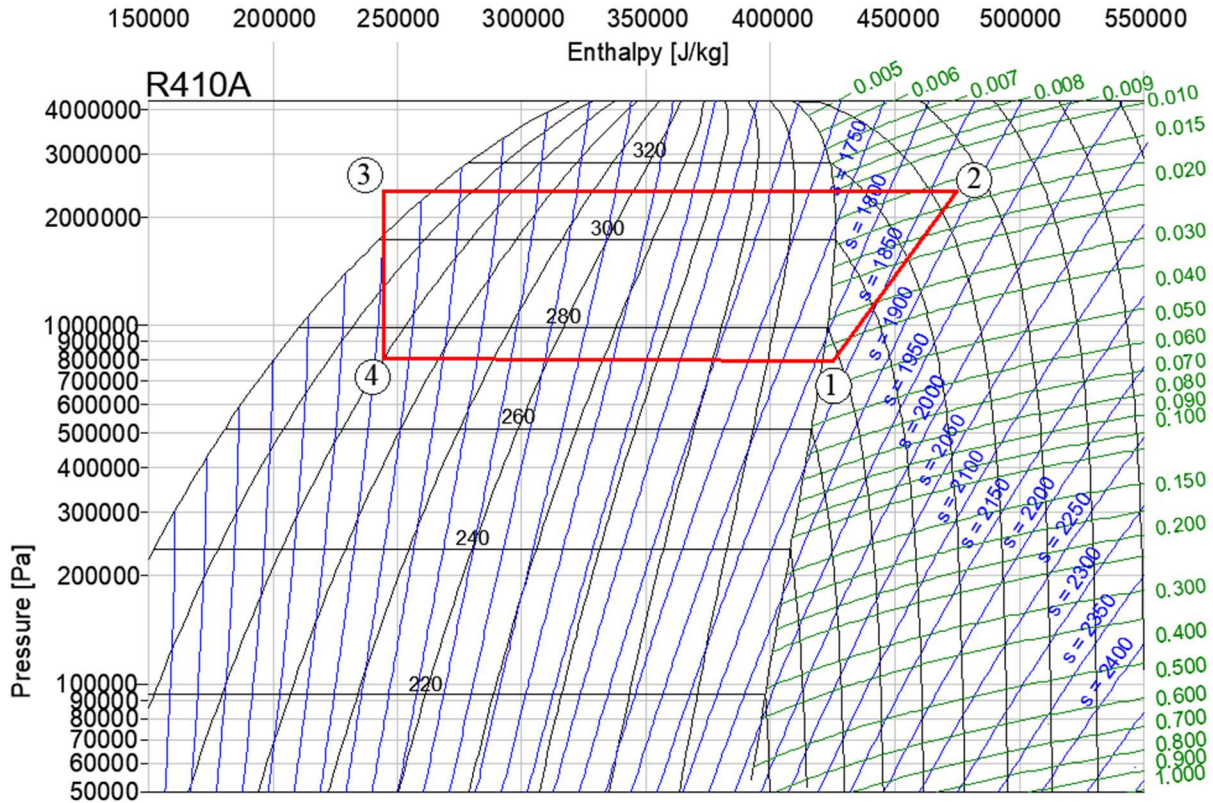


Figura 5.3: Diagrama Presión – Entalpía del ciclo. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 7: Presión, temperatura, entalpía y calidad para cada punto del ciclo de refrigeración.

Punto	Presión	Temperatura	Entalpía	Calidad
1	786 [kPa]	4,9 [C]	427 [kJ/kg]	—
2	2151 [kPa]	68,9 [C]	470 [kJ/kg]	—
3	2151 [kPa]	30,12 [C]	248 [kJ/kg]	—
4	801 [kPa]	0,02 [C]	248 [kJ/kg]	0,22

Tabla 8: Energía transferida por el ciclo.

Energía específica del ciclo	Valor
Calor absorbido por el evaporador	179 [kJ/kg]
Calor entregado por el condensador	222 [kJ/kg]
Potencia consumida por el compresor	43 [kJ/kg]

5.3 Diseño del intercambiador de calor

A continuación, en los siguientes apartados, se presenta el diseño del intercambiador de calor. Cabe mencionar que, como se pudo adelantar en el capítulo 4, gran parte de los parámetros implicados en los cálculos para el diseño, producen dependencias circulares. Es por ello que se presentan los resultados ya obtenidos luego del proceso iterativo de diseño.

5.3.1 Flujos máxicos.

Utilizando las condiciones de entrada y salida del sistema indicadas en la Tabla 2 del capítulo 3 se obtiene que el aire al ingreso del evaporador posee una entalpía específica y una humedad específica cuyos valores se indica en la ecuación (73) y (74).

$$h_{a,su,ev} = 44,7 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (73)$$

$$\omega_{a,su,ev} = 9,98 \left[\frac{g}{kg} \right] \quad (74)$$

Aplicando el modelo para intercambiadores de calor descrito en el capítulo 4 se modela el evaporador como dos intercambiadores en serie, donde el primero (en el sentido del flujo del refrigerante) ocurre la evaporación del refrigerante (indicado con subíndice *tp*) y en el siguiente ocurre el sobrecalentamiento del refrigerante (indicado con subíndice *sh*).

La eficiencia de ambos frente a la condensación se define en las ecuaciones (75) y (76) respectivamente, donde los valores de *NTU* se describen en las ecuaciones (77) y (78), dependiendo además de la resistencia térmica del lado aire y de la capacidad calorífica del aire justo antes de que se produzca condensación. A su vez, la capacidad calorífica depende del flujo máxico del aire y del calor específico de éste. Este último varía muy poco para el rango en el que oscila la temperatura del aire dentro del evaporador, por lo tanto, el calor específico del aire para la zona bifásica y la zona de sobrecalentamiento permanece casi constante, dependiendo así el valor de la capacidad calorífica únicamente del flujo máxico del aire.

Los valores de la resistencia térmica del aire, como se indica en la ecuación (22), dependerán del área de transferencia de calor, la eficiencia de las aletas y del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire, a su vez, este último dependerá (entre otros factores) del flujo máxico del aire.

$$\varepsilon_{c,tp} = 1 - e^{-NTU_{c,tp}} \quad (75)$$

$$\varepsilon_{c,sh} = 1 - e^{-NTU_{c,sh}} \quad (76)$$

$$NTU_{c,tp} = \frac{A_{a,tp}}{R_{a,tp} \cdot \dot{C}_{a,tp}} \quad (77)$$

$$NTU_{c,sh} = \frac{A_{a,sh}}{R_{a,sh} \cdot \dot{C}_{a,sh}} \quad (78)$$

Luego, la equivalencia de humedad específica real e ideal indicada en la ecuación (3) se aplica en ambas zonas del evaporador, obteniéndose las ecuaciones (79) y (80), dependientes de la eficiencia a la condensación de ambas zonas del evaporador.

$$\varepsilon_{c,tp} = \frac{\omega_{a,su,tp,ev} - \omega_{a,ex,tp,ev}}{\omega_{a,su,tp,ev} - \omega_{c,tp,ev}} = \frac{h_{a,su,tp,ev} - h_{a,ex,tp,ev}}{h_{a,su,tp,ev} - h_{c,tp,ev}} \quad (79)$$

$$\varepsilon_{c,sh} = \frac{\omega_{a,su,sh,ev} - \omega_{a,ex,sh,ev}}{\omega_{a,su,sh,ev} - \omega_{c,sh,ev}} = \frac{h_{a,su,sh,ev} - h_{a,ex,sh,ev}}{h_{a,su,sh,ev} - h_{c,sh,ev}} \quad (80)$$

Evidenciando que estos factores son directa o indirectamente dependientes del flujo másico de aire que circula a través del evaporador y de la disposición de los tubos y aletas (en general, la geometría del intercambiador de calor), se realiza un cálculo iterativo con ayuda del software para resolución de ecuaciones EES de fchart y se obtienen los valores de humedad específica y entalpía a la entrada y salida del evaporador resumidos en la Tabla 9.

Tabla 9: Entalpía y humedad a la entrada y salida del evaporador.

Parámetro	Entrada del evaporador	Salida del evaporador
Entalpía específica	44,7 $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	20,76 $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
Humedad específica	9,98 $\left[\frac{g}{kg}\right]$	5,867 $\left[\frac{g}{kg}\right]$
Humedad relativa	66,8%	94,6%

En la Figura 5.4 se muestra referencialmente en la carta psicrométrica el proceso de deshumidificación al cual es sometido el aire al circular a través del evaporador.

Así, la masa de aire necesaria para condensar 100 litros de agua por día a las condiciones de entrada indicadas se calcula como se indica en la ecuación (81), por lo tanto, la energía necesaria a extraer del flujo de aire circulante se calcula según la ecuación (82) y el flujo másico del refrigerante se calcula según la ecuación (83).

$$\frac{\dot{m}_{H_2O}}{(\omega_{a,su,ev} - \omega_{a,ex,ev})} = \dot{m}_{a,ev} \approx 0,282 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (81)$$

$$\dot{Q}_{r,ev} = \dot{Q}_{a,ev} = \dot{m}_{a,ev} \cdot (h_{a,su,ev} - h_{a,ex,ev}) \approx 6,97 [kW] \quad (82)$$

$$\frac{\dot{Q}_{r,ev}}{(h_{r,ex,ev} - h_{r,su,ev})} = \dot{m}_{r,ev} \approx 0,039 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (83)$$

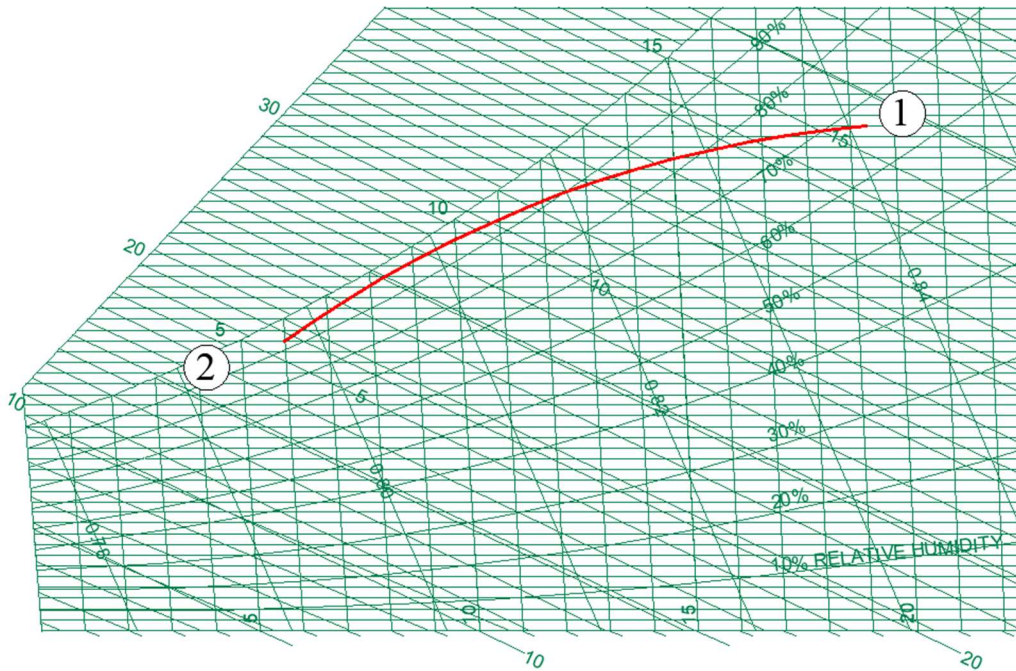


Figura 5.4: Diagrama referencial del proceso de deshumidificación que ocurre en el intercambiador de calor representado en carta psicrometrica. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 10: Temperatura y humedad relativa del aire a la entrada y salida del evaporador.

Parámetro	Ingreso	Salida
Temperatura	19,3 [C]	6 [C]
Humedad relativa	66,8%	94,6%

5.3.2 Numero de circuitos.

Para transportar el flujo másico de condensado por las cañerías del evaporador es necesario dividir el flujo en varios circuitos paralelos para evitar velocidades excesivas del refrigerante dentro de los tubos, lo que puede ocasionar pérdidas de carga elevadas. De manera análogamente opuesta, se debe conservar una velocidad no muy baja para evitar que el lubricante del sistema de refrigeración contenido en el fluido refrigerante sea capaz de subir por los tubos y retornar hasta el compresor. Del

ciclo definido en el capítulo 5.2.4 se obtiene la densidad del refrigerante en la entrada y la salida del evaporador, las cuales se muestran en las ecuaciones (84) y (85) respectivamente.

$$\rho_{r,su,ev} = 128 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (84)$$

$$\rho_{r,ex,ev} = 29,01 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (85)$$

Para la situación en la entrada del evaporador, al encontrarse con una calidad de vapor de 0,22 (mayoritariamente fase líquida) y debido a que los lubricantes son miscibles en el refrigerante en fase líquida, el transporte del lubricante no presenta un mayor desafío, sin embargo, a la salida del evaporador la situación es distinta. Se recomienda a la hora de diseñar la conexión entre evaporador y compresor mantener velocidades de refrigerante que permitan que el lubricante se transporte a través de los tubos, sobre todo en cañerías verticales. Los fabricantes de los equipos de refrigeración recomiendan velocidades entre 4 [m/s] a 8 [m/s] para mantener esta condición.

Bajo este criterio, se selecciona una velocidad superior, ya que así, en caso de que las condiciones ambientales se vuelvan más favorables para el sistema de captación, la velocidad no disminuiría bajo el mínimo recomendado, por ejemplo, en escenario nocturno, la energía a extraer del flujo de aire que circula a través del evaporador sería menor, disminuyendo así el flujo másico de refrigerante y por consecuencia la velocidad del refrigerante.

Así, a la salida del evaporador, la velocidad del refrigerante se definiría según la ecuación (86), donde $N_{circuitos}$ es el número natural que define la cantidad de circuitos en paralelo que componen el evaporador, presentándose en la Tabla 11 los resultados desde 1 hasta 6 circuitos.

$$c_{r,ex,ev} = \frac{\dot{m}_{r,ev} \cdot 4}{\rho_{r,ex,ev} \cdot D_i^2 \cdot \pi \cdot N_{circuitos}} \quad (86)$$

Tabla 11: Velocidad del refrigerante a la salida del evaporador según el número de circuitos en paralelo.

Número de circuitos en paralelo	Velocidad a la salida del evaporador
1	24,66 [m/s]
2	12,33 [m/s]
3	8,22 [m/s]
4	6,16 [m/s]
5	4,93 [m/s]
6	4,11 [m/s]

Por lo tanto, bajo los criterios ya mencionados se diseña el evaporador con 3 circuitos en paralelo obteniendo así una velocidad máxima en la salida del evaporador de $8,22 [m/s]$ los cuales, al unirse en una sola cañería para volver a ingresar el refrigerante al compresor, deben hacerlo en una de mayor diámetro para mantener dicha velocidad. En la ecuación (87) se muestra que dicha cañería debe tener un diámetro interno de $14,42 [mm]$, lo que corresponde a una cañería de $5/8"$, espesor $0,6 mm$ aproximadamente

$$D'_i = \sqrt{D_i^2 \cdot N_{circuitos}} = 14,42 [mm] \quad (87)$$

5.3.3 Disposición de tubos.

Los tubos son dispuestos como batería hexagonal como se adelanta en el capítulo 4.4. La separación horizontal y vertical entre ellos se muestra en la Figura 5.5 donde además se muestra en línea segmentada el contorno de los 3 circuitos que componen el evaporador. La distribución y separación entre tubos facilita la fabricación, ya que la distancia entre los ejes de los tubos será siempre $20 [mm]$, por lo tanto, se debe contar con un solo tipo de codo.

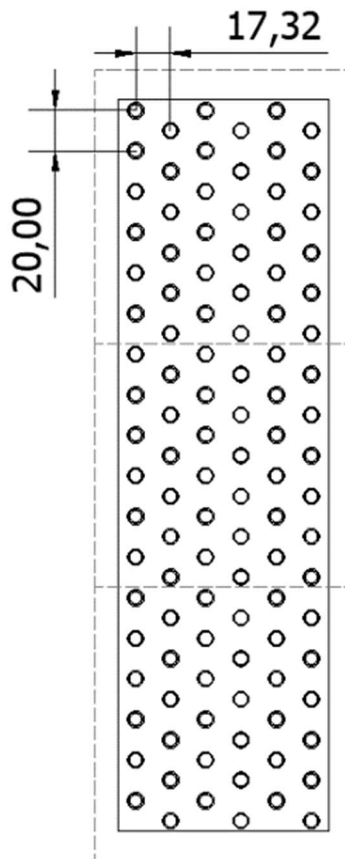


Figura 5.5: Disposición de los tubos. Fuente: Elaboración propia.

5.3.4 Aletas.

Las aletas se diseñan y se calculan según lo establecido por la ASHRAE [7] como se indica en el capítulo 4.4 utilizando la densidad y conductividad térmica del aluminio indicadas en la Tabla 4.

Así, se dispone de un total de 127 aletas de 0,3 [mm] de espesor separadas cada 4 [mm] como se indica en la Figura 5.6

Como la disposición de los tubos asegura una misma distancia entre ejes, el factor β es igual a la unidad. Por lo tanto, siguiendo la metodología de cálculo descrita en el capítulo 4.4, la eficiencia de aleta es la que se indica en la ecuación (88). Así, la eficiencia superficial del arreglo de aletas es la indicada en la ecuación (89).

$$\eta_{fin} = 0,978 \quad (88)$$

$$\eta_0 = 0,982 \quad (89)$$

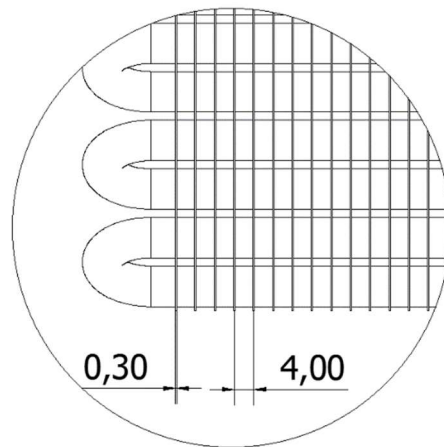


Figura 5.6: Disposición de las aletas en evaporador.

5.3.5 Impulsión de aire.

Para transportar el flujo másico de aire requerido para la captación de agua atmosférica establecida como condición de diseño se utiliza un ventilador como se muestra esquemáticamente en la Figura 5.7, donde la potencia requerida por éste se indica en la ecuación (90). La altura impulsada por el ventilador se calcula según el método de Bernoulli como se indica en la ecuación (91). Notar que la altura en 0 y en 2 es la misma, mientras que la variación en la presión y en la velocidad entre 0 y 2 se desprecian para esta estimación (ya que es atmosférica en la entrada y en la salida del sistema), por lo tanto, la altura impulsada por el ventilador es dependiente de la pérdida de carga total.

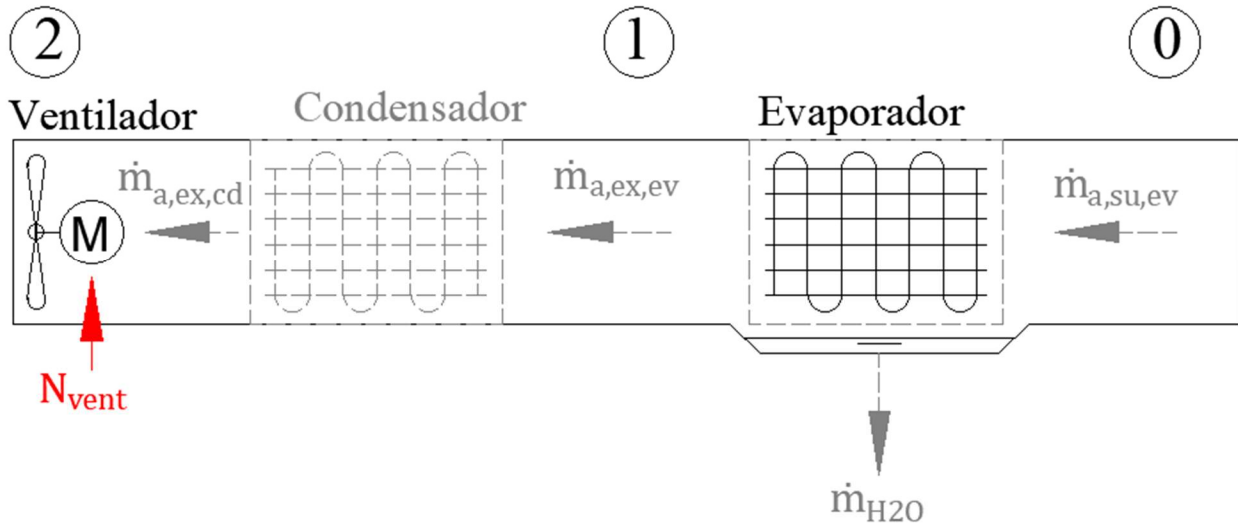


Figura 5.7: Diagrama del sistema lado aire. Fuente: Elaboración propia.

$$N_{vent} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_{vent}} \quad (90)$$

$$B_0 + H = B_2 + \Delta_{0-2} \quad (91)$$

Luego, simplificando las expresiones anteriores con las consideraciones indicadas se obtiene que la potencia consumida por el ventilador para transportar el flujo másico calculado en el apartado 5.3.1 viene dado por la ecuación (92). Las pérdidas de carga en el evaporador (ΔP_{0-1}) son calculadas según Kays como se propone en el apartado 4.5, mientras que las pérdidas de carga en el condensador, para efectos de estimar la potencia del ventilador, se consideran iguales ($\Delta P_{0-1} = \Delta P_{1-2}$).

$$N_{vent} = \frac{\Delta P_{0-2} \cdot \dot{m}_a}{\eta_{vent} \cdot \rho_{a,m}} \quad (92)$$

Así, considerando una eficiencia del ventilador constante de un 60%, la pérdida de presión en el evaporador y la potencia consumida por el ventilador son las que se muestran en la Tabla 12.

Tabla 12: Potencia consumida por el ventilador y pérdida de presión en el evaporador.

Parámetro	Valor
Potencia consumida por el ventilador	0,02 [kW]
Pérdida de presión en el evaporador	0,025 [kPa]

CAPÍTULO 6: Resultados y discusión.

Luego del proceso iterativo de diseño se obtiene el modelo final del intercambiador de calor.

En este capítulo se exponen los resultados obtenidos en el proceso de diseño. Se realiza también una simulación del funcionamiento del equipo por un periodo de una semana en cuatro distintos periodos del año en una de las ciudades seleccionadas en el capítulo 3 para analizar como varía el comportamiento del equipo ante el avance de las estaciones.

Finalmente, se analiza el impacto social y ambiental que trae consigo este proyecto y se realiza una breve discusión de los resultados presentados.

6.1 Características del intercambiador de calor.

Finalmente, luego de los procesos de iteración de los modelos matemáticos descritos y con las consideraciones de diseño abordadas en los capítulos anteriores se obtiene como resultado el diseño del evaporador cuyas dimensiones generales se muestran en la Figura 6.1.

Uno de los aspectos cruciales a tener en cuenta es el costo energético operativo del sistema, que asciende a $1468 [kJ/kg]$ lo que equivale aproximadamente a un costo de operación de 0,143 UF cada 100 litros de agua considerando la tarifa estándar en el territorio chileno y suponiendo que el equipo funcione bajo las condiciones de diseño (nominales).

Los coeficientes globales de transferencia de calor para ambas zonas del evaporador se muestran en la Tabla 13, los coeficientes de transferencia de calor por convección para ambos fluidos se muestran en la Tabla 14 y la eficiencia de ambas zonas del evaporador se muestran en la Tabla 15

Un aspecto interesante que surge al analizar los datos obtenidos es la disparidad de los valores asociados a las eficiencias en ambas zonas. Esta diferencia puede deberse a las condiciones propias del fluido en dos fases que, al requerir cierta energía para cambiar de fase, toma el mayor porcentaje de la superficie del evaporador, mientras que el sobrecalentamiento de $5 [C]$ se obtiene solo con un 5,4% de la superficie total de transferencia de calor del intercambiador.

Tabla 13: Coeficiente global de transferencia de calor por área de transferencia para cada zona del evaporador.

Coeficiente global de transferencia de calor por área de transferencia (UA)	Valor
Zona dos fases	0,69 [kW/C]
Zona sobrecalentamiento	0,018 [kW/C]

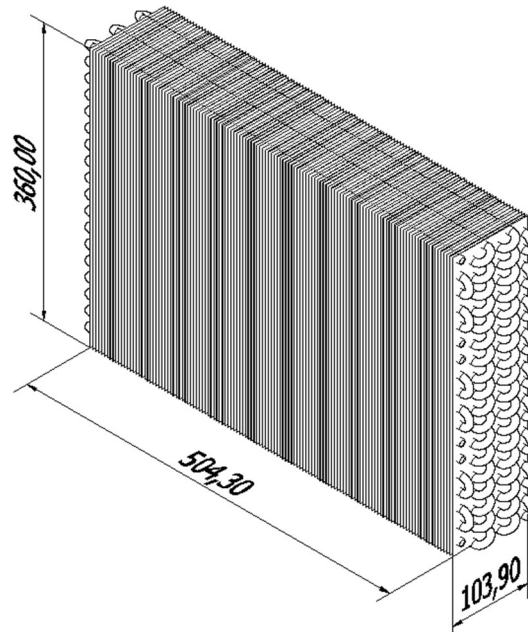


Figura 6.1: Dimensiones generales del evaporador. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 14: Coeficientes convectivos de ambos fluidos.

Coeficiente de transferencia de calor por convección	Valor
Lado Aire	0,041 [kW/m^2C]
Lado refrigerante dos fases	2,56 [kW/m^2C]
Lado refrigerante sobrecalentado	0,52 [kW/m^2C]

Tabla 15: Eficiencia de intercambio de calor para ambas zonas del evaporador.

Eficiencia de intercambiador	Valor
Zona dos fases	0,629
Zona sobrecalentamiento	0,336

Tabla 16: Características del intercambiador de calor diseñado.

Parámetro	Valor
Número de tubos por circuito	36
Número de circuitos	3
Separación entre tubos	20 [mm]
Separación entre aletas	4 [mm]
Coste energético	1468 [kJ/kg] \approx 408 [Wh/kg]
Masa total del equipo (vacío)	11,16 [kg]
Numero de aletas	127
Espesor de aletas	0,3 [mm]

6.2 Simulación del sistema.

Para conocer cómo se comportaría el sistema en un escenario real, se simula la operación en 4 semanas diferentes del año para la ciudad de Copiapó. Para obtener datos representativos que permitan hacer un análisis lo más completo posible con solo 4 semanas del año se simulan las semanas cuya desviación de datos de temperatura y humedad relativa son mayores, del mismo modo, se simulan las semanas cuyos datos de temperatura y humedad relativa son menos dispersos.

En la Tabla 17 se muestran las semanas que se utilizarán para la simulación. Favorablemente, cada semana corresponde a una estación del año distinta, lo que permite una mayor visión general a la hora de analizar los datos.

Tabla 17: Semanas seleccionadas para la simulación.

Parámetro	Desviación estándar	Semana	Estación
Temperaturas más dispersas	4,4 [C]	(36) 3 de septiembre	Invierno
Temperaturas menos dispersas	2,6 [C]	(16) 16 de abril	Otoño
Humedades relativas más dispersas	18,4%	(44) 29 de octubre	Primavera
Humedades relativas menos dispersas	12,6%	(5) 29 de enero	Verano

En la Figura 6.2 se muestran las temperaturas máximas, mínimas y promedio para cada semana del TMY para tener una visión general de las semanas en el año, mientras que en la Figura 6.3 de igual manera se presentan las humedades relativas.

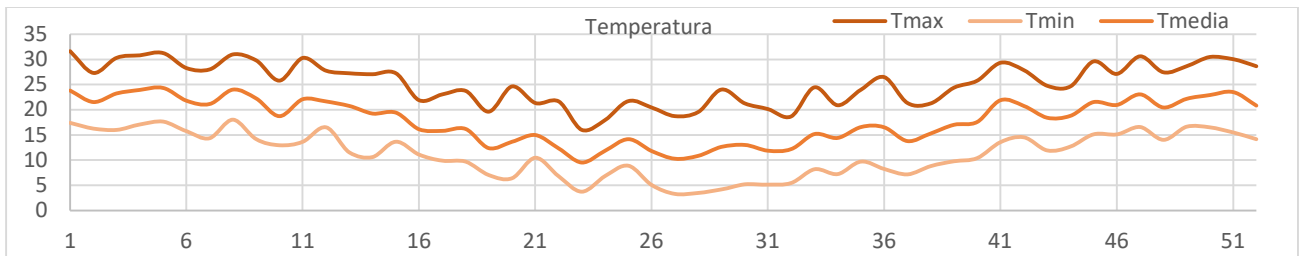


Figura 6.2: Temperaturas máxima, mínima y media para un TMY en Copiapó. Fuente: Elaboración propia

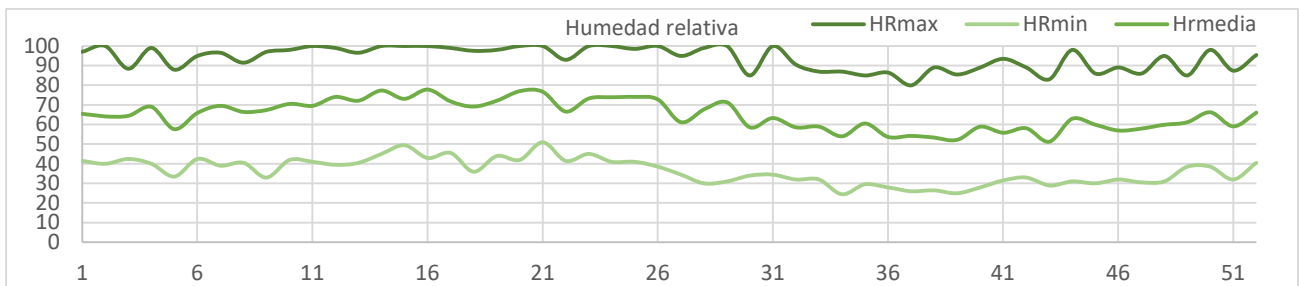


Figura 6.3: Humedad relativa máxima, mínima y media para un TMY en Copiapó. Fuente: Elaboración propia.

6.2.1 Sistema de control propuesto para la simulación.

Se propone un sistema de control donde varíen las velocidades del ventilador y compresor del sistema con la finalidad de mantener cierta temperatura del aire a la salida del evaporador y temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador (6 [C] y 0,1 [C] respectivamente), esto con la finalidad de mantener el pinchpoint de diseño en el evaporador y evitar que se congele el condensado producido ya que esto trae consigo pérdidas de eficiencia y reducción del flujo de agua captado. Se busca, además de controlar dichas temperaturas, maximizar el flujo de agua captado, por lo tanto, se buscará que el compresor opere a la velocidad máxima.

Para que la simulación sea representativa, se limitan los valores de velocidad del compresor y del ventilador para sus límites máximos y mínimos, además se limita la potencia consumida por el compresor a 1,9 [kW] para cumplir con la condición de diseño (consumo no debe ser superior a 2 [kW]) permitiendo un margen para el consumo energético del ventilador (0,1 [kW] considerando que la potencia calculada en el apartado 5.3.5 es de 0,02 [kW]).

En la Figura 6.4 se muestra un diagrama de flujos del sistema de control propuesto. El diagrama comienza con la operación del sistema bajo las velocidades nominales del compresor y ventilador, para posteriormente regular las velocidades en función de cumplir con las temperaturas definidas, si éstas se cumplen, y el compresor y ventilador aún no alcanzan su máxima velocidad de operación ni la máxima potencia consumida por el compresor, aumenta la velocidad del compresor para sacar al sistema de su equilibrio y buscar nuevamente el estado estacionario pero para una mayor velocidad del compresor en busca de maximizar el agua captada.

Para esta simulación se utilizan los límites referenciales indicados en la Tabla 18 extraídos de simulaciones similares [10].

Tabla 18: Restricciones utilizadas para la simulación.

Parámetro	Máximo	Mínimo
Velocidad del compresor	120 [Hz]	15 [Hz]
Flujo impulsado por el ventilador	0,7 [kg/s]	0,1 [kg/s]
Potencia consumida por el compresor	1,9 [kW]	—

Desde el apartado 6.2.2 hasta el 6.2.5 se presentan los resultados de la simulación realizada utilizando la filosofía de control descrita en el diagrama de flujos para las cuatro semanas seleccionadas. Los resultados presentados son los valores de: velocidad del compresor, agua atmosférica captada, potencia consumida por el compresor, flujo de aire a través del evaporador, presiones de condensación - evaporación y coste energético de generación de condensado.

En el apartado 6.3.1 se desarrollará una discusión y análisis de los resultados obtenidos de esta simulación.

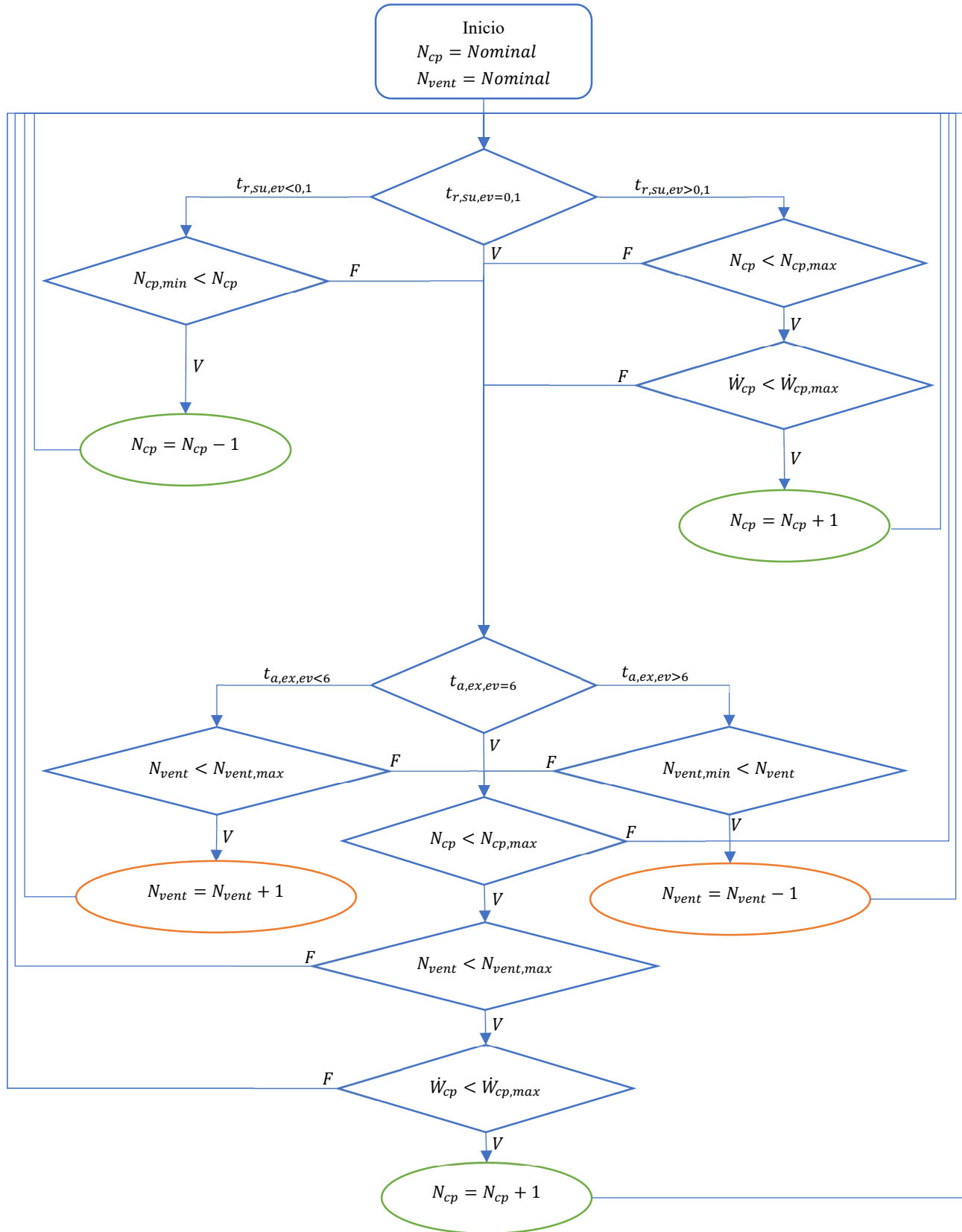


Figura 6.4: Diagrama de flujos del sistema de control propuesto. Fuente: Elaboración propia

6.2.2 Menor desviación de temperatura (invierno).

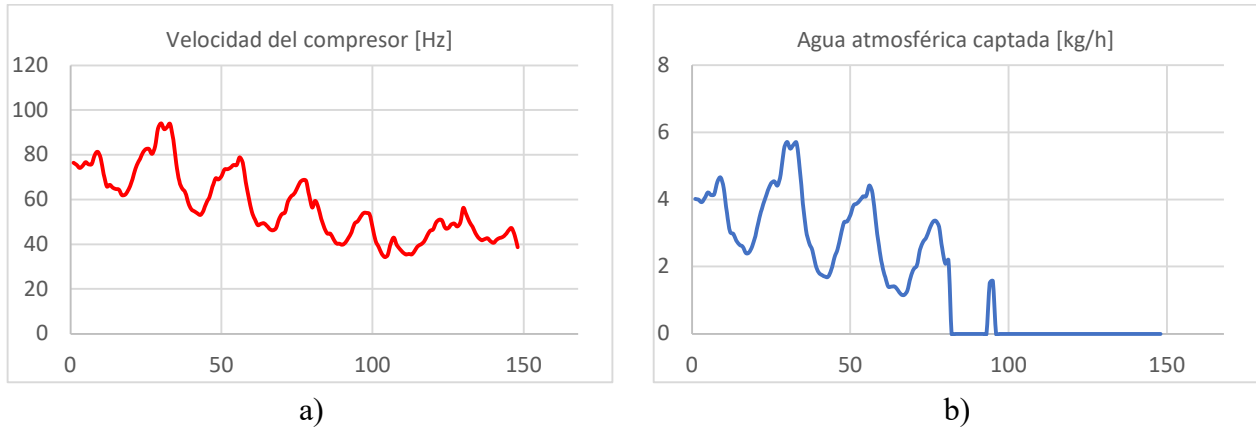


Figura 6.5: a) Velocidad del compresor, b) Agua atmosférica captada. Invierno.

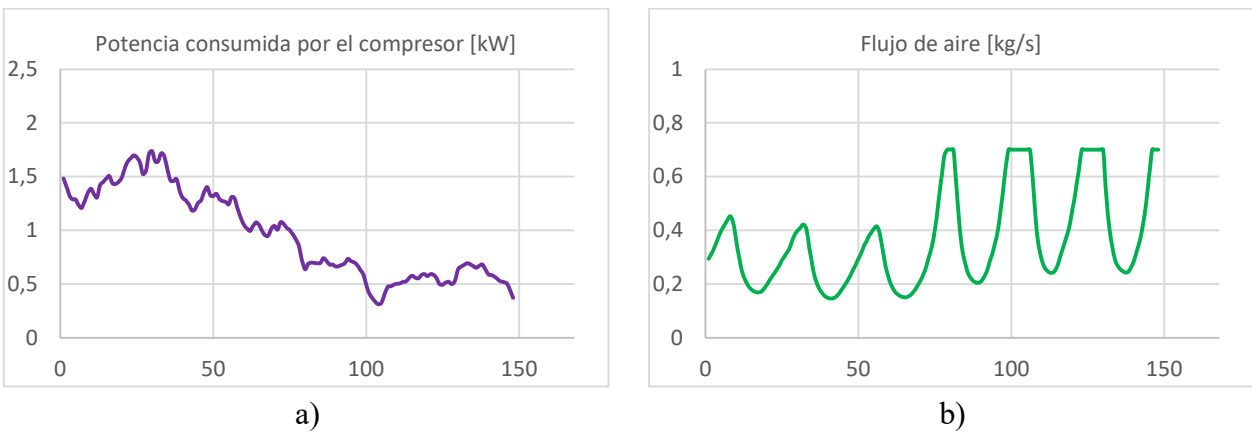


Figura 6.6: a) Potencia consumida por el compresor, b) Flujo de aire. Invierno.

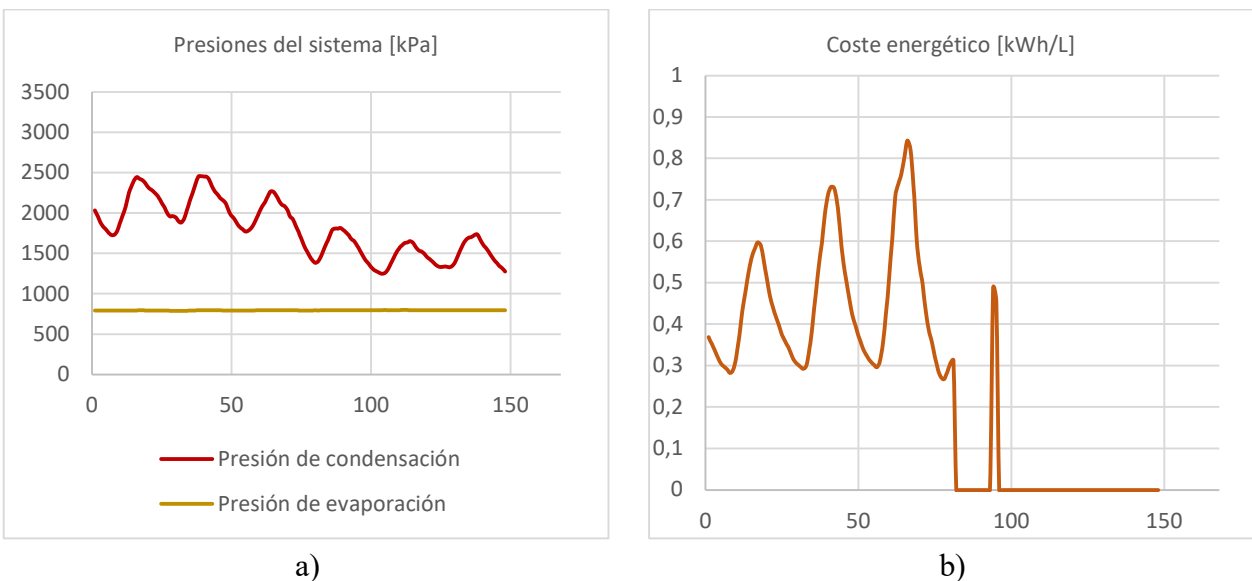


Figura 6.7: a) Presiones del sistema, b) Coste energético. Invierno.

6.2.3 Mayor desviación de temperatura (otoño).

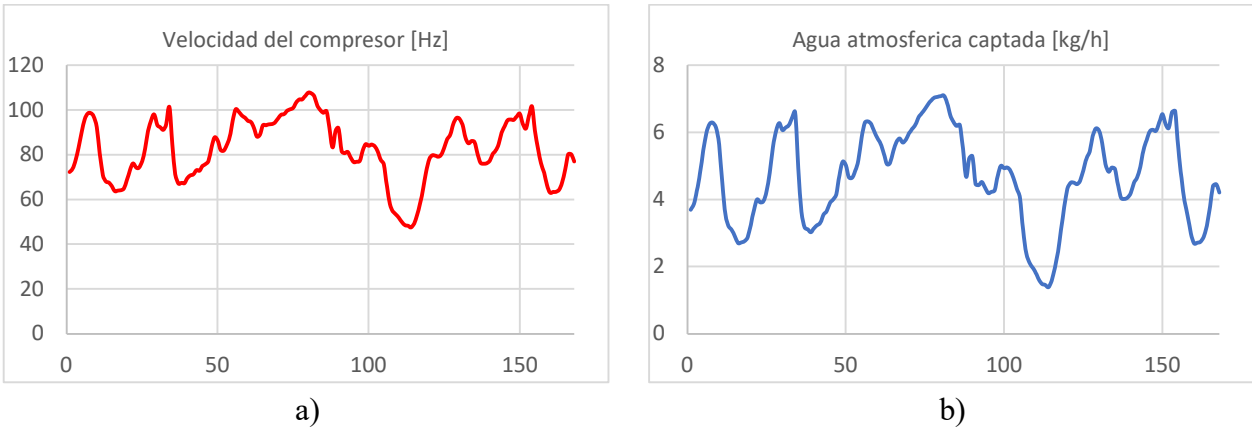


Figura 6.8: a) Velocidad del compresor, b) Agua atmosférica captada. Otoño.

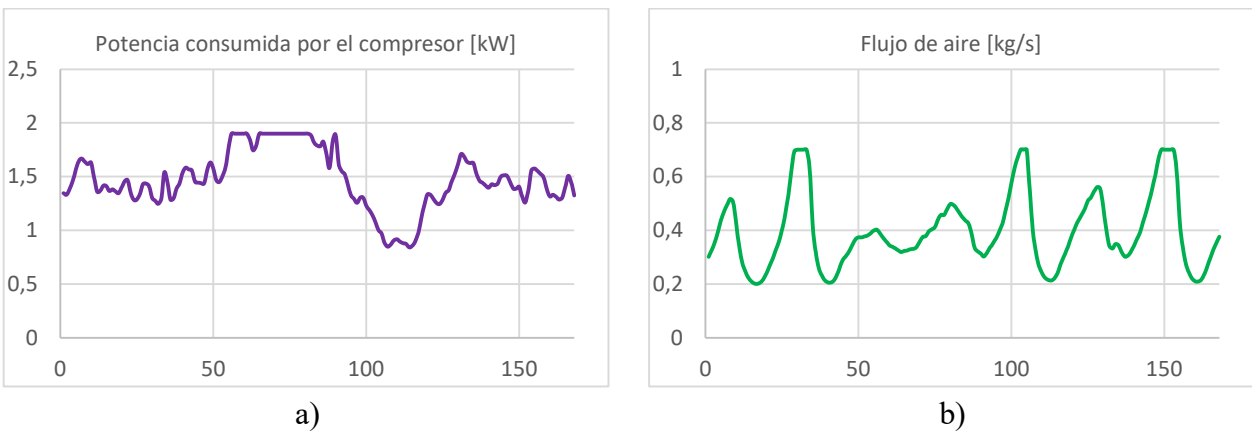


Figura 6.9: a) Potencia consumida por el compresor, b) Flujo de aire. Otoño.

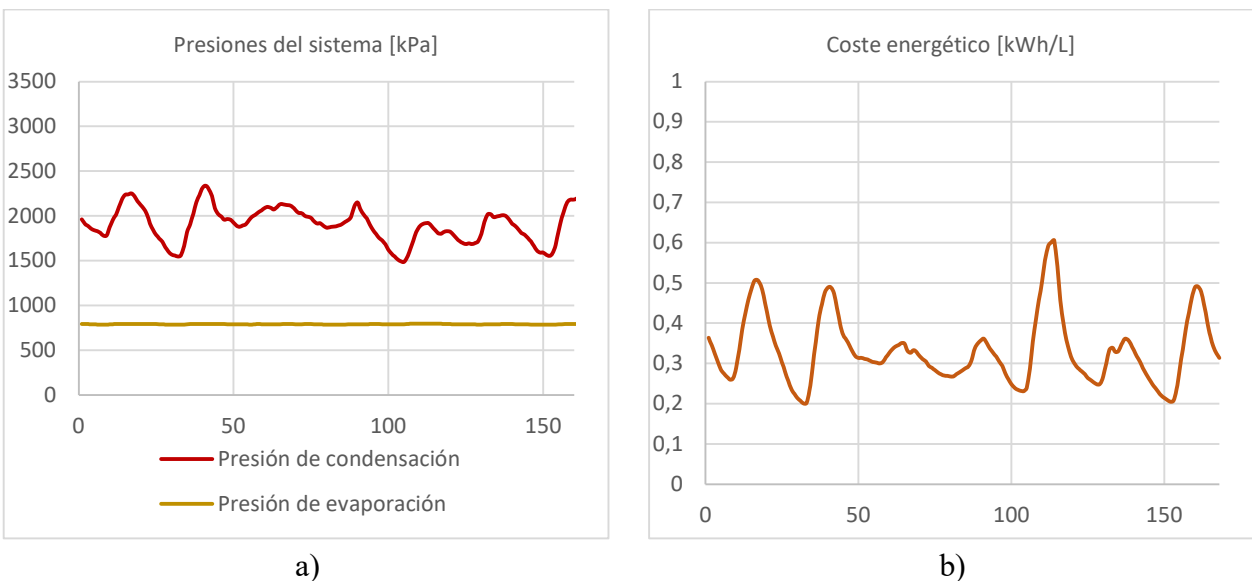


Figura 6.10: a) Presiones del sistema, b) Coste energético. Otoño.

6.2.4 Menor desviación de humedad relativa (primavera).

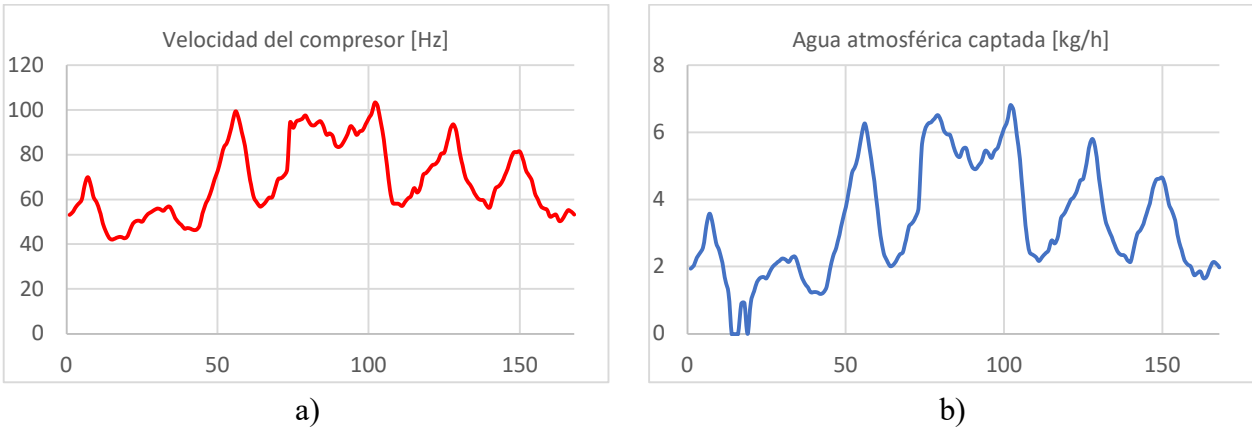


Figura 6.11: a) Velocidad del compresor, b) Agua atmosférica captada. Primavera.

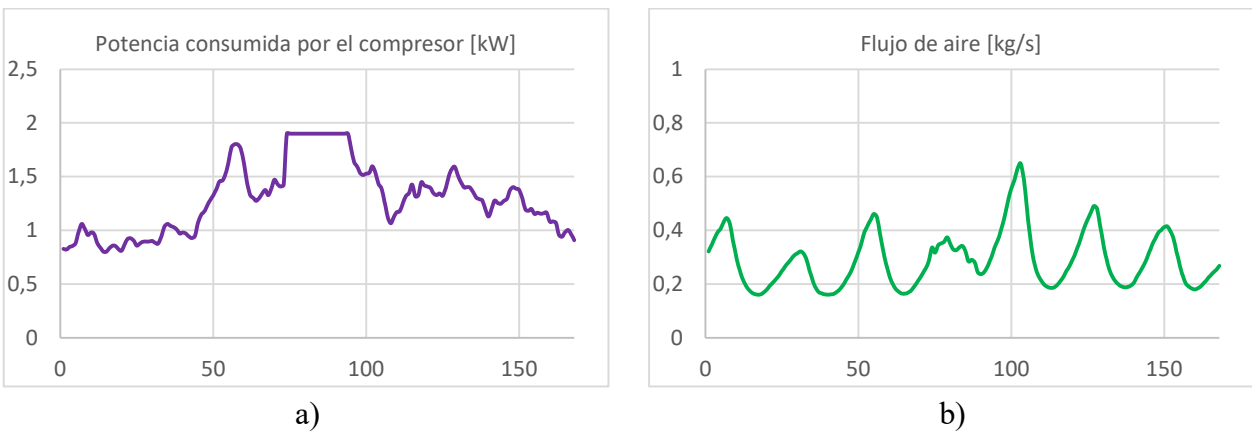


Figura 6.12: a) Potencia consumida por el compresor, b) Flujo de aire. Primavera.

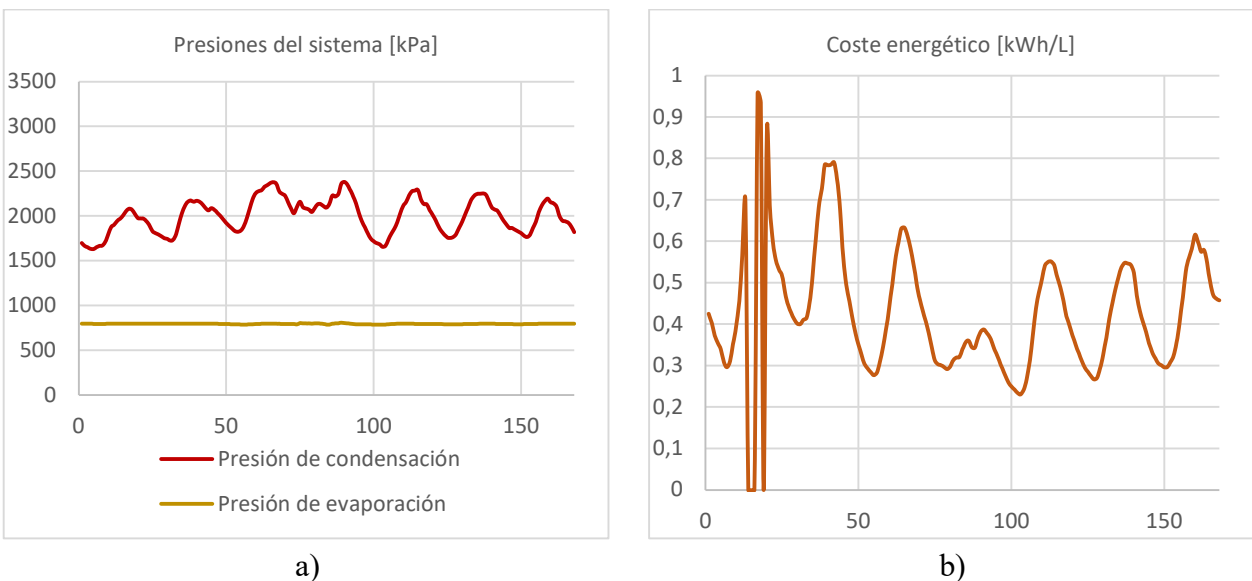


Figura 6.13: a) Presiones del sistema, b) Coste energético. Primavera

6.2.5 Mayor desviación de humedad relativa (verano).

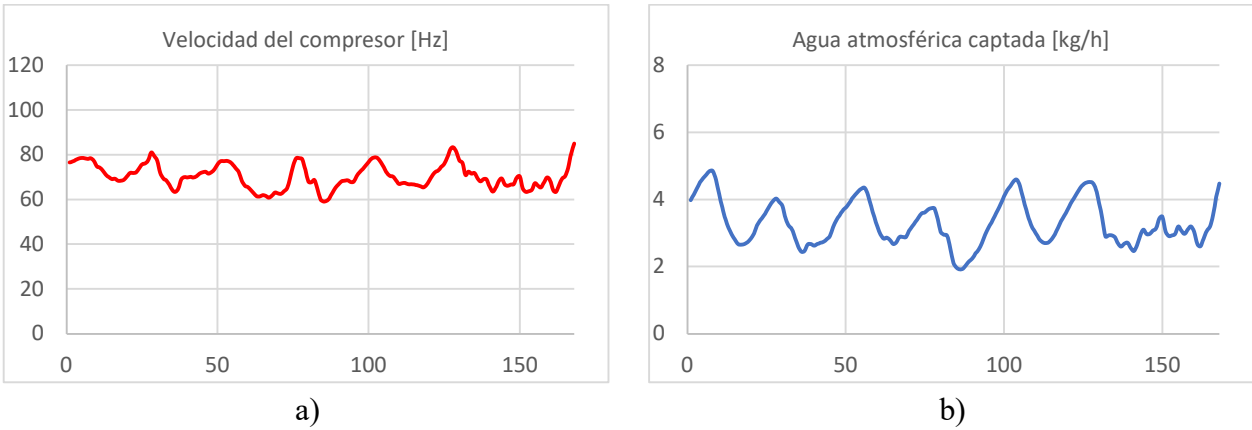


Figura 6.14: a) Velocidad del compresor, b) Agua atmosférica captada. Verano.

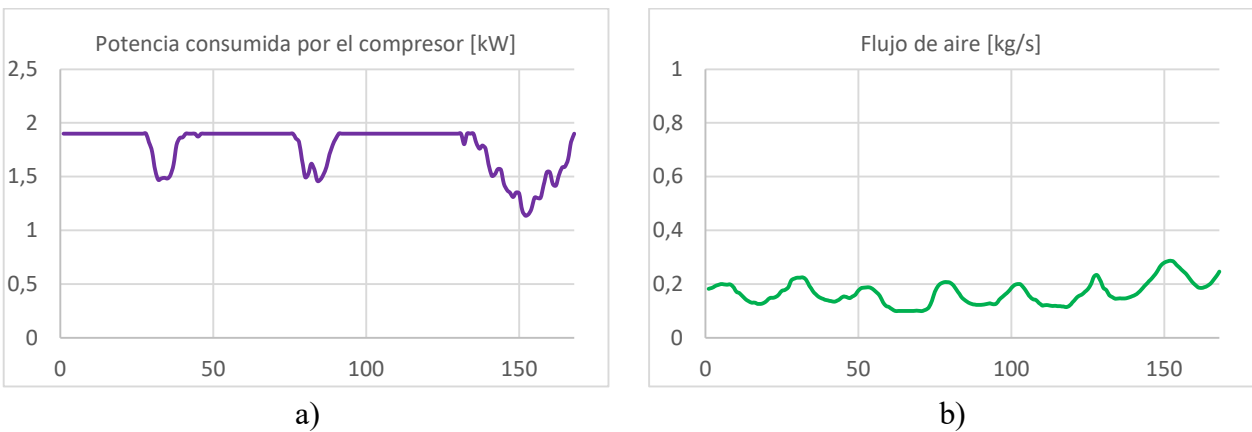


Figura 6.15: a) Potencia consumida por el compresor, b) Flujo de aire. Verano.

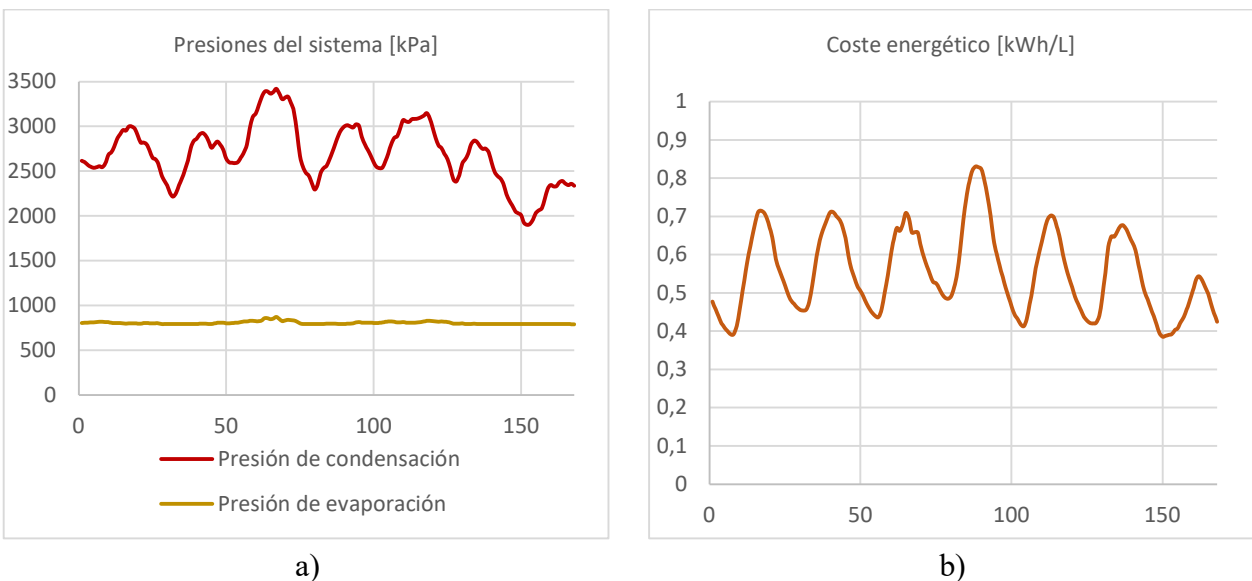


Figura 6.16: a) Presiones del sistema, b) Coste energético. Verano.

6.3 Discusión

Los resultados obtenidos proponen atender a los requerimientos de diseño, sin embargo, si bien el evaporador diseñado satisface las condiciones de diseño y de consumo esperado, éstas difícilmente se encuentran en un entorno real. Esto, sumado a la sensibilidad de los resultados frente a las variables de entrada, hacen difícil un cumplimiento del caudal de diseño esperado por el equipo en un entorno de operación fuera de un laboratorio donde las variables están controladas. En resumen, el evaporador diseñado cumple bajo las condiciones de diseño, pero las condiciones de diseño son “ideales”, sin embargo, esta es una situación común en el diseño de equipos.

Por otro lado, con lo que respecta al consumo de energía, éste se encuentra también dentro de lo exigido a la hora del diseño, sin embargo, para situaciones de alta humedad relativa, al tener ésta una mayor entalpía, se requiere de mayor energía para realizar la condensación, pudiendo obtenerse un mayor flujo de condensado para aprovechar la condición de alta humedad, con un mayor consumo de potencia. Al proyectar este equipo como un dispositivo de uso doméstico, conectado a la red domiciliaria, se hace válida esta limitación, sin embargo, al añadir al análisis la posibilidad de alimentar este dispositivo con paneles fotovoltaicos, se abre a la discusión la posibilidad de aumentar el consumo de éste para así aprovechar las instancias de alta humedad ambiental.

Un punto importante para poner en valor son las dimensiones del intercambiador de calor diseñado, ya que propone ser un intercambiador compacto y liviano para la aplicación, lo que facilitaría su transporte, logística y distribución a la hora de validar un modelo comercial, esto se puede ver alterado si se toma el camino descrito en el párrafo anterior, sin embargo, no debería ser un porcentaje de aumento muy alto.

Respecto a los costos operacionales, el costo de captación de un litro de agua (54 CLP al día de realización de este documento) se encuentra muy por abajo del valor comercial del agua embotellada y muy por arriba del valor de un litro de agua potable en el territorio nacional. Esto guarda relación con lo mencionado por Rodríguez [11], donde en sus conclusiones compara los costos de producción de agua de distintos equipos. El costo de generación del intercambiador diseñado es marginalmente superior al de los analizados por Rodríguez, considerando que éstos fueron analizados para su instalación en la selva del Amazonas, donde la humedad es mucho mayor.

Finalmente se propone seguir adelante con el prototipado de este equipo, analizando las mejoras propuestas en este documento y así realizar ensayos de laboratorio para validar el análisis teórico realizado.

6.3.1 Discusión de los resultados de la simulación.

La simulación realizada permite tener una lectura general del comportamiento del equipo ante distintos escenarios.

Se observa que el compresor no alcanza a operar a su máxima velocidad, siendo la potencia máxima del compresor la principal limitante en la operación de éste, alcanzando su máximo en 3 de las 4 simulaciones, con la excepción en la simulación de la semana en invierno, donde la exigencia del compresor es menor que en las otras simulaciones. En la simulación de la semana en verano en

cambio, se obtiene el mayor consumo energético del compresor, encontrándose un 64% del tiempo de la semana simulada en su punto de máximo consumo. Este resultado indica que, si no existiera la limitación de la potencia consumida por el compresor, se podría operar el compresor a una mayor velocidad, permitiendo así un aumento en la masa de agua captada, siempre y cuando este aumento no signifique una disminución significativa de la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador, ya que esto podría provocar que el condensado se congele.

Respecto a la masa de agua captada se observa que alcanza su máximo en la simulación de la semana 16 correspondiente a la estación de otoño, llegando a un promedio de 113 litros diarios en esa semana, seguido de primavera (80 litros/día promedio), verano (79 litros/día promedio) y en último lugar invierno (37 litros/día promedio). En esta última simulación, el 51% del tiempo de la semana simulada no es posible operar exitosamente el equipo, ya que la temperatura de punto de rocío se encuentra bajo la temperatura del aire a la salida del evaporador, es decir, no se produciría condensación. Lo mismo ocurre, pero en menor medida (solo 4 horas de toda la semana simulada) en la semana de primavera.

En las cuatro simulaciones, el flujo de aire que circula a través del evaporador oscila de manera regular con periodos de un día, alcanzando su máximo flujo entre las 4:00 horas y las 9:00 horas. Esto se debe a que, en ese horario, la temperatura del aire al ingreso del sistema alcanza su mínimo, por lo tanto, se requiere una mayor circulación de aire para mantener la temperatura establecida por el sistema de control (6 [C] a la salida del evaporador). En el caso de la simulación de la semana de invierno, se alcanza el flujo máximo de aire en situaciones donde no se logra generar condensado, por el contrario, en la simulación de la semana de verano se observa que el flujo de aire a través del evaporador presenta poca variación, manteniéndose cercano al mínimo durante toda la simulación, esto se debe principalmente a que la temperatura del aire a la entrada del evaporador es mayor, por lo tanto se requiere de menos masa de aire para alcanzar la temperatura establecida.

De manera similar a lo ocurrido con el flujo de aire, pero opuestamente, sucede con la presión de condensación. La semana simulada donde se registra mayor temperatura del aire al ingreso del sistema (verano) se registra la mayor presión de condensación, mientras que la semana cuya temperatura es menor (invierno) la presión de condensación es menor. Esto ocurre debido a que el flujo másico de aire seco que circula por el evaporador es el mismo que circula a través del condensador, por lo tanto, al disminuir el flujo másico de aire para lograr las temperaturas deseadas en el sistema de control, disminuye también el flujo que circula por el condensador, aumentando así su presión para lograr rechazar el calor que se requiere. Este aumento de presión significa además un aumento en el consumo energético del compresor.

Las presiones de evaporación permanecen casi constantes para los 4 casos, ya que la temperatura de evaporación es una de las variables que se están controlando en esta simulación, y está directamente relacionada con la presión de evaporación.

Finalmente, analizando el costo energético de captación de agua atmosférica, se observa que alcanza su mínimo en las semanas correspondientes a las estaciones de otoño y primavera (0,33 [kW/h] y 0,43 [kW/h] respectivamente).

6.3.2 Impacto social y ambiental.

La implementación de este proyecto trae consigo impactos del tipo ambiental y social. El impacto ambiental está principalmente asociado a su operación (consumo, ruidos y calor generado), mientras que el impacto social, a los beneficios que puede traer a la comunidad la implementación de uno de estos dispositivos.

A continuación, se describen los impactos ambientales identificados:

Consumo eléctrico: Si bien el dispositivo propone ser eficiente energéticamente, no deja de consumir energía, presentando un consumo nominal de 2 [kW] cuyo impacto depende de la fuente de energía. Aun cuando la fuente sea libre de emisión de carbono, traerá consigo un impacto ambiental por la distribución o fabricación de sus componentes. Se propone como desarrollo futuro la integración de este sistema con paneles fotovoltaicos.

Generación de ruidos: El compresor y ventilador, al ser equipos rotatorios generan ruidos propios de su operación, por otro lado, la alta velocidad del refrigerante en ciertos puntos de operación podría generar ruidos, al igual que el aire a través de ambos intercambiadores de calor. Como desarrollo a futuro, se puede tener en consideración el diseño acústico del módulo completo.

Calentamiento del ambiente: La energía extraída del aire para generar condensación se devuelve al ambiente por medio del condensador además del calor que genera el compresor y las pérdidas de energía a lo largo de todo el sistema. Al estar diseñado para instalarse en ambientes abiertos, con circulación de aire fresco, este aspecto supone un menor impacto.

De manera análoga, se describen los impactos sociales identificados:

Disponibilidad de agua potable: Como se adelanta en el primer apartado de este documento, la disponibilidad de agua potable en el mundo es un desafío a nivel global. La instalación de un dispositivo de captación de agua atmosférica podría satisfacer el consumo de comunidades y a su vez mejorar las condiciones de salud.

Generación de empleo: La instalación y mantención del equipo de captación de agua atmosférica requiere técnicos calificados. Una eventual instalación masiva de estos equipos en las zonas críticas supone un aumento en la demanda laboral, lo que también impacta positivamente en la oferta educacional. Al proyectar la integración con un sistema fotovoltaico, las competencias de los instaladores y mantenedores sería más especializada aún.

En conjunto, este proyecto se presenta como una iniciativa con el potencial de generar un impacto positivo tanto en el entorno ambiental como en la calidad de vida de las comunidades, al abordar de manera sostenible el acceso al agua potable y la creación de empleo especializado.

CAPÍTULO 7: Conclusiones

Luego de los desarrollos llevados a cabo, se afirma que los objetivos y desafíos planteados en esta memoria de título fueron cumplidos en su totalidad. Se obtienen los flujos esperados para las condiciones nominales, además se modela el sistema para cuatro semanas de un TMY de la ciudad de Copiapó, concluyendo que, bajo las estaciones de primavera y otoño el equipo presenta su mejor desempeño, superando incluso la eficiencia en condiciones nominales. Se propone un sistema de control del sistema para maximizar su eficiencia y evitar el riesgo de congelación de condensado, lo que disminuiría la eficiencia del equipo al aumentar su resistencia a la transferencia de calor y reduciendo también la cantidad de condensado generado.

Se visualiza un aumento en la presión de condensación cuando el equipo opera bajo altas temperaturas, lo que propone hacer una revisión del historial meteorológico del lugar donde se instalará el equipo a un futuro, esto para evitar los riesgos que trae consigo operar cerca de la temperatura crítica. De igual manera, se puede desarrollar un sistema de detención o alarma cuando exista riesgo de que ocurra esta situación.

Respecto al costo de captación se concluye que, si bien oscila según las condiciones ambientales, su orden de magnitud es bajo en comparación al agua envasada, se pueden reducir los costos operativos considerando una fuente de alimentación cuyo coste operativo también sea menor.

7.1 Trabajos futuros

Como trabajo futuro para dar continuidad al proyecto se propone llevar a cabo el prototipado del intercambiador de calor diseñado, para así evaluar los parámetros calculados con datos empíricos en un ambiente controlado.

Se propone de igual manera llevar a cabo el diseño del condensador del sistema y así optimizar el ciclo de refrigeración presentado en este documento, ya que, al estar fuera de alcance el diseño del condensador, se asumieron pérdidas de carga de manera conservadora, por lo tanto, incluir el diseño de detalles del condensador podría optimizar el consumo energético calculado y hacer más eficiente el sistema.

Otro punto importante para desarrollar a futuro es la integración de estos componentes en un sistema de control consolidado que permita la correcta operación, manteniendo la eficiencia energética al variar las condiciones ambientales. Se propone iniciar con el modelo propuesto en el apartado 6.2.1 como concepto general.

Para disminuir el impacto ambiental, se propone integrar este sistema de captación de agua atmosférica a un sistema de paneles fotovoltaicos y así reducir los costos operacionales del sistema.

Referencias

- [1] D. Aitken, Water Scarcity and the Impact of the Mining and Agricultural Sectors in Chile, Las Condes, Chile, 2016.
- [2] Banco Mundial, Estudio para el mejoramiento del marco institucional para la gestión del agua, 2013.
- [3] J. Braun, «Effectiveness models for cooling towers and cooling coils,» ASHRAE Transactions Vol.95, Part 2, 1989.
- [4] X. Ding, «Cooling coil models to be used in transient and/or wet regimes, theoretical analysis and experimental validation,» Proceedings of SSB, Liège, 1990.
- [5] H. Mateos, «Comparison of Frictional Pressure Drop Correlations for Isothermal Two-Phase Horizontal Flow,» Oklahoma State University, 2013.
- [6] B. Petukhov, Advances in Heat Transfer, Nueva York, 1970.
- [7] ASHRAE, «ASHRAE Handbook - Fundamentals Ch.4 Heat Transfer,» Atlanta, 2021.
- [8] W. Kays, Compact Heat Exchangers, Third Edition, 2018.
- [9] E. Navarro, Performance analysis of a series of hermetic reciprocating compressors working with R290 (propane) and R407C, Valencia, España, 2017.
- [10] C. Cuevas, Uso del software EES para el diseño y evaluación del desempeño de un sistema deshumidificador de aire atmosférico, Concepción, 2023.
- [11] P. Rodríguez, «Diseño y cálculo de un dispositivo para la obtención de agua potable por condensación de la humedad del aire,» Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2016.
- [12] J. Braun, «Methodologies for the Design and Control of Central Cooling Plants,» University of Wisconsin, Madison, 1998.
- [13] G. Samuel, «Comparative and empirical validation of three water cooling coil models,» University of Liège, Belgium, 2010.
- [14] T. Kuehn, «Thermal Environmental Engineering,» Prentice Hall, 1998.
- [15] R. Hofste, «Aqueduct 3.0 Updated Decision-Relevant Global Water Risk Indicators,» Technical note, World Resources Institute, Washington DC, 2019.
- [16] M. Wambsganss, «Two-Phase Flow and Pressure Drop in Flow Passages of Compact Heat Exchangers,» Argonne National Laboratory Report, Chicago, 1992.

- [17] M. Shah, «Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study,» ASHRAE Transactions, Vol 88, 1982.
- [18] M. Shah, «A New Correlation for Heat Transfer During Boiling Flow Through Pipes,» ASHRAE Transactions, Vol 82, 1976.
- [19] ASHRAE, «ASHRAE Handbook - Equipment Ch.6 Air Cooling and Dehumidifying Coils,» Atlanta, 1998.