



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DESALINIZACIÓN DE AGUA DE MAR POR HUMIDIFICACIÓN Y  
DESHUMIDIFICACIÓN DE AIRE**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

SIMÓN PABLO MOYANO CARREÑO

PROFESOR GUÍA:  
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
MÓNICA ZAMORA ZAPATA  
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE  
2023

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: SIMÓN PABLO MOYANO CARREÑO  
FECHA: 2023  
PROF. GUÍA: RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

## **DESALINIZACIÓN DE AGUA DE MAR POR HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACIÓN DE AIRE**

El presente informe detalla el estudio y diseño de una instalación de desalinización de agua de mar por humidificación y deshumidificación de aire (HDH). El principal interés para el desarrollo de este tema corresponde a encontrar una solución al problema de escasez hídrica que afecta a la zona norte del país, utilizando un sistema de producción de agua potable que permita utilizar un suministro de agua de mar que esté potenciado en gran parte por energía renovable, y que permita una devolución sin impacto medioambiental negativo del agua de rechazo al mar, de esta forma ayudando al suministro de agua potable a una comunidad que lo necesite.

El desarrollo del trabajo empezó con un estudio de la zona, además de la tecnología y las distintas posibles configuraciones de los sistemas HDH, esto permitió determinar la ubicación exacta del proyecto y la configuración que genere mayor producción de agua de manera constante, considerando la radiación de la zona y el suministro de agua de mar. Luego se dimensionaron los equipos y se calculó el requerimiento de energía al sistema, para finalmente estimar un costo total del sistema propuesto.

El proyecto se diseña en la provincia de Huasco, específicamente en Maitencillo, Freirina, la cual tiene un requerimiento de agua potable para 553 personas, utilizando una configuración de circuito de aire cerrado y agua abierto (CAOW), donde se proyectan 2 estaciones que transportan un caudal de 5,8 kg/s de agua de mar y 11,6 kg/s de aire. Las estaciones comprenden un humidificador, deshumidificador, tuberías, estanques, bombas centrifugas para la impulsión de agua, ventiladores, colectores solares y bombas de calor, en conjunto con intercambiadores de calor para el calentamiento del agua. Los costos aproximados son de \$996.400.000 pesos y la potencia requerida para el sistema es de 32,46 kW.

Se cumple el objetivo, logrando proponer un sistema HDH que tenga un funcionamiento continuo para la producción de agua potable, generando salmuera con las propiedades requeridas para ser devuelta al mar. Por último, se proponen alternativas interesantes en distintas secciones o equipos del sistema que pueden ser estudiadas.

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2. Objetivos y Alcances</b>	<b>2</b>
2.1. Objetivo General . . . . .	2
2.2. Objetivos Específicos . . . . .	2
2.3. Alcances . . . . .	2
<b>3. Antecedentes</b>	<b>4</b>
3.1. Aire cerrado y agua abierta (CAOW) . . . . .	4
3.2. Aire abierto y agua abierta (OAOW) . . . . .	5
3.3. Aire cerrado y agua cerrada (CACW) . . . . .	7
3.4. Aire abierto y agua cerrada (OACW) . . . . .	9
3.5. Humidificador . . . . .	10
3.6. Deshumidificador . . . . .	11
3.7. Intercambiador de Calor . . . . .	11
<b>4. Determinación de la zona</b>	<b>12</b>
<b>5. Configuración del Sistema HDH a Utilizar</b>	<b>15</b>
<b>6. Diseño del sistema</b>	<b>19</b>
6.1. Humidificador . . . . .	20
6.2. Deshumidificador . . . . .	24
6.3. Aporte de energía . . . . .	28
6.3.1. Colectores solares . . . . .	29
6.3.2. Bombas de calor . . . . .	32
6.4. Equipos secundarios . . . . .	34
<b>7. Determinación de costos</b>	<b>38</b>
<b>8. Análisis de resultados</b>	<b>42</b>
<b>9. Conclusiones</b>	<b>45</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>46</b>
<b>Anexos</b>	<b>49</b>
<b>Anexo A. Selección de configuración</b>	<b>49</b>

<b>Anexo B. Humidificador</b>	<b>53</b>
<b>Anexo C. Deshumidificador</b>	<b>56</b>
<b>Anexo D. Aporte de energía</b>	<b>57</b>
<b>Anexo E. Resultados finales</b>	<b>60</b>

# Índice de Tablas

5.1.	Comparación resultados para las distintas configuraciones. . . . .	18
6.1.	Condiciones de diseño. . . . .	19
6.2.	Tensiones superficiales para distintos materiales. . . . .	22
6.3.	Valores de NoG. . . . .	23
6.4.	Resultados del humidificador. . . . .	24
6.5.	Resultados deshumidificador. . . . .	27
6.6.	Resultados de los colectores solares. . . . .	32
6.7.	Resultados de las bombas de calor. . . . .	33
6.8.	Equipos secundarios sector colector solar. . . . .	34
6.9.	Equipos secundarios sector bomba de calor. . . . .	35
6.10.	Equipos secundarios sector humidificador. . . . .	36
6.11.	Equipos secundarios sector deshumidificador. . . . .	37
7.1.	Costos de equipos y tuberías. . . . .	41
8.1.	Resultados principales del sistema diseñado. . . . .	43
A.1.	Cálculos configuración CAOW-WH . . . . .	49
A.2.	Cálculos 2 configuración CAOW-WH . . . . .	50
A.3.	Cálculos configuración CAOW-AH . . . . .	50
A.4.	Cálculos 2 configuración CAOW-AH . . . . .	50
A.5.	Cálculos configuración OAOW-WH . . . . .	51
A.6.	Cálculos 2 configuración OAOW-WH . . . . .	51
A.7.	Cálculos configuración OAOW-AH . . . . .	52
A.8.	Cálculos 2 configuración OAOW-AH . . . . .	52
B.1.	Cálculos humidificador . . . . .	55
C.1.	Cálculos deshumidificador . . . . .	56
D.1.	Radiación solar en Maitencillo, Freirina [Watts] . . . . .	57
D.2.	Resultados colectores solares . . . . .	58
D.3.	Número de colectores en serie . . . . .	58
D.4.	Resultados bombas de calor . . . . .	59
E.1.	Resultados de producción usando colectores solares . . . . .	60
E.2.	Resultados de producción 2 usando colectores solares . . . . .	61
E.3.	Resultados de producción usando bombas de calor . . . . .	61
E.4.	Resultados de producción 2 usando bombas de calor . . . . .	61

# Índice de Ilustraciones

3.1.	Sistema Aire cerrado y agua abierta con calentador de agua (CAOW-WH) [4].	5
3.2.	Sistema Aire cerrado y agua abierta con calentador de aire (CAOW-AH) [4].	5
3.3.	Sistema Aire abierto y agua abierta con calentador de agua (OAOW-WH) [4].	6
3.4.	Sistema Aire abierto y agua abierta con calentador de aire (OAOW-AH) [4].	7
3.5.	Sistema Aire cerrado y agua cerrada con calentador de agua (CACW-WH) [4].	8
3.6.	Sistema Aire cerrado y agua cerrada con calentador de aire (CACW-AH) [4].	8
3.7.	Sistema Aire abierto y agua cerrada con calentador de agua (OACW-WH) [4].	9
3.8.	Sistema Aire abierto y agua cerrada con calentador de aire (OACW-AH) [4].	10
3.9.	Funcionamiento de un humidificador [4].	10
3.10.	Funcionamiento de un deshumidificador [4].	11
4.1.	Precipitaciones y zonas críticas de escasez de agua (2018) [20].	13
4.2.	Provincia del Huasco [21].	14
5.1.	Diagrama de entrada y salida de flujos del humidificador y deshumidificador.	16
6.1.	Humidificador con empaquetamiento.	20
6.2.	Tipos de empaquetamientos para el humidificador.	21
6.3.	Tamaños de empaquetamientos según diámetro [11].	21
6.4.	Deshumidificador de carcasa y tubos [22].	25
6.5.	Tamaño de carcasa según número de tubos y pasos.	27
6.6.	Radiación solar incidente mensual en Huasco [25].	28
6.7.	Colector solar.	29
6.8.	Información dimensional colectores solares ASTERSA.	29
6.9.	Información hidráulica colectores solares ASTERSA.	30
6.10.	Bomba de calor.	32
6.11.	Datos bomba de calor SUNRAIN RS-045TA1-JQ.	33
6.12.	Diagrama sector colector solar.	34
6.13.	Diagrama sector bomba de calor.	35
6.14.	Diagrama sector humidificador.	36
6.15.	Diagrama sector deshumidificador.	37
7.1.	Factores para estimación de costos del deshumidificador [23].	40
7.2.	Planta con TAGs identificados.	40
8.1.	Diagrama planta HDH.	42
8.2.	Distancia de Maitencillo a la costa.	43
8.3.	Tubería de succión de agua de mar [24].	44
B.1.	Especificaciones Pall rings metálicos	53
B.2.	Factor K4	54

# Capítulo 1

## Introducción

En la actualidad, existe una importante preocupación respecto a la escasez del agua, la cual ocurre principalmente por una mala gestión del recurso y al crecimiento de la industria agrícola, pero también puede ocurrir como consecuencia del cambio climático. En este contexto, Chile es el país latinoamericano que presenta mayores problemas, ubicándose en el puesto número 18 de 164 países considerados en el estudio de estrés hídrico. Esto cataloga a Chile en un nivel de estrés denominado “estrés hídrico alto”, según World Resource Institute del Pacto Mundial de las Naciones Unidas [1]. Esto genera un gran interés por el estudio de tecnologías eficientes para la producción de agua potable en el país, en particular, en la zona norte, donde el agua potable es un recurso cada vez más escaso, ya sea para su uso en las industrias, como para el consumo de esta.

La producción de agua potable a partir de agua de mar es una buena opción para enfrentar esta problemática, pero este tipo de producción presenta un alto requerimiento energético, y, por lo general, la producción es a partir de combustibles fósiles, lo que genera problemas medioambientales importantes. Una buena solución a este problema es que la generación de agua potable a partir de agua de mar sea realizada utilizando un sistema de humidificación-deshumidificación (HDH), el cual permite humidificar aire a partir de agua de mar, para luego condensar la humedad del aire y producir agua potable. Este sistema permite generar agua potable a menor escala que un sistema de producción de agua potable a partir de ósmosis inversa, lo que lo hace una buena opción para suministrar de agua potable a una comunidad pequeña, con una población entre 1 a 1000 personas (número de habitantes para aldeas o caseríos). El requerimiento térmico del sistema se puede satisfacer utilizando energía renovable, como lo es la energía solar, entonces se presenta un método de producción que reduce los efectos negativos medioambientales.

Existen varias configuraciones posibles de este sistema, considerando los tipos de circulaciones que tendrán los flujos y del intercambio de calor realizado, por lo que es conveniente estudiar cual configuración puede ser la más eficiente dependiendo de las condiciones de la zona donde se realice el proyecto y los alcances de este.

# Capítulo 2

## Objetivos y Alcances

### 2.1. Objetivo General

Propongo lo siguiente:

Desarrollar un sistema HDH que permita el suministro continuo de agua potable a pequeñas comunidades de la zona norte del país.

### 2.2. Objetivos Específicos

1. Estudiar y comparar las distintas configuraciones del sistema HDH, comprendiendo las ventajas y desventajas de cada una.
2. Elegir la ubicación del proyecto, estudiando las condiciones del lugar, cantidad de agua a producir y suministro eléctrico y de agua de mar disponibles.
3. A partir de los datos de las condiciones de la zona, determinar la configuración más conveniente del sistema HDH.
4. Realizar los balances de materia y energía, intercambios de calor y transporte de fluidos del sistema HDH determinado. Dimensionar los equipos del sistema.
5. Estudiar la factibilidad de construir el sistema calculado en la zona estudiada, realizando una evaluación de costos.

### 2.3. Alcances

1. Se produce un volumen de agua que satisfaga la necesidad de la comunidad a la que se está suministrando, considerando que una persona consume en promedio 100 litros de agua al día.
2. Se realizan los intercambios térmicos con el calor suministrado a partir de las fuentes de energías disponibles, teniendo en cuenta el límite de energía que puede suministrar la red, y de la radiación solar incidente en la zona.
3. Se tiene un suministro de agua de mar constante, donde se considera la cercanía al mar, el método de transporte de agua y estanques para almacenamiento de ser requeridos.

4. El agua de rechazo o salmuera cuenta con los parámetros y límites permisibles para ser devuelta al mar, es decir, no aumentar en más de un 5% la salinidad del agua (según Norma Australiana), y la temperatura a la que se devuelve la salmuera no varía en más de 1 grado Celsius a la temperatura ambiental.
5. Se realizan los cálculos de energía para el intercambio de calor con información promedio de radiación incidente en la zona, obtenida de páginas web de exploradores solares.
6. No se diseña un plan o programa de mantenimiento a los equipos del sistema HDH, solo una evaluación económica simple.
7. No se consideran los costos de captación de agua de mar ni los costos de devolución de la salmuera al mar.
8. No se diseña un sistema para la distribución del agua a la comunidad, solo un estanque para contener el agua producida.

# Capítulo 3

## Antecedentes

El sistema HDH produce agua potable a partir de agua de mar, principalmente calentando aire atmosférico y humidificándolo con agua de mar en el humidificador, lo que se logra aportando energía al sistema realizando intercambios térmicos. Luego se debe condensar la humedad del aire en el deshumidificador para así producir agua potable. A partir de esto, se tienen 8 distintas posibles configuraciones, que corresponden a las siguientes:

### 3.1. Aire cerrado y agua abierta (CAOW)

Esta configuración presenta un circuito de aire cerrado, logrando que el aire recircule entre el humidificador y el deshumidificador. El circuito de agua es abierto, lo que implica que se debe tener consideración de los niveles de salinidad de la salmuera que se libera del sistema.

El agua de mar ingresa al deshumidificador donde recibe un leve calentamiento indirecto del aire húmedo, y luego se le agrega energía externa. Luego se contacta directamente con el aire recirculado en la torre de humidificación. El aire que ingresa a la torre de humidificación se calienta y humidifica, sin alcanzar condiciones de saturación. En el deshumidificador entrega calor al agua entrante y se enfría depositando parte de su humedad como agua desalinizada.

- Con calentador de agua:

En este caso, hay un calentador para el agua entre el deshumidificador y el humidificador. La figura 3.1 muestra la configuración y la carta psicrométrica del sistema.

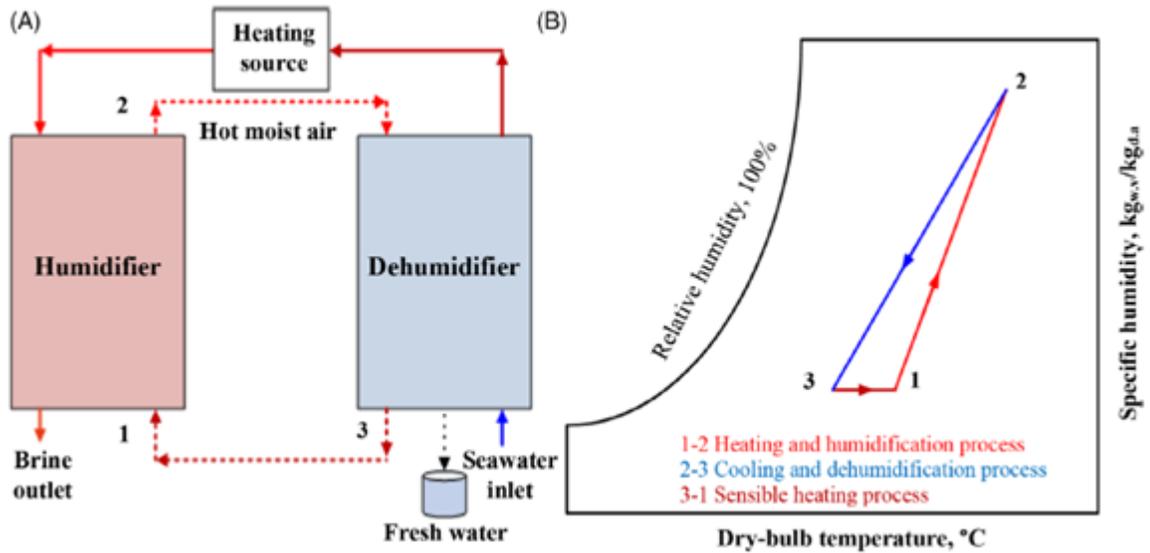


Figura 3.1: Sistema Aire cerrado y agua abierta con calentador de agua (CAOW-WH) [4].

- Con calentador de aire:

En este caso, hay un calentador para el aire entre el deshumidificador y el humidificador. La figura 3.2 muestra la configuración y la carta psicrométrica del sistema.

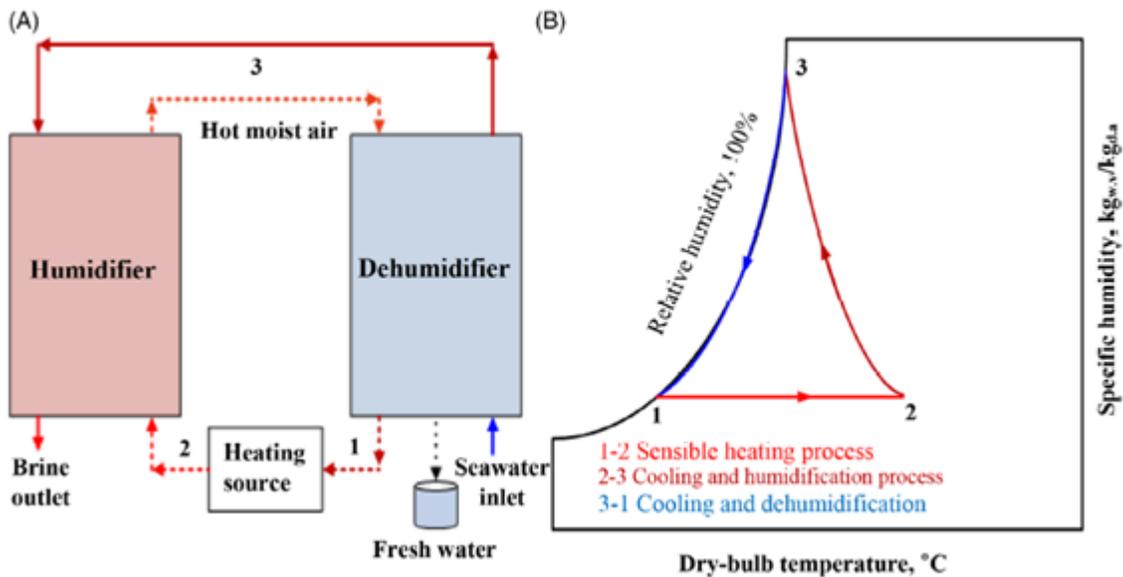


Figura 3.2: Sistema Aire cerrado y agua abierta con calentador de aire (CAOW-AH) [4].

### 3.2. Aire abierto y agua abierta (OAOW)

Esta configuración presenta un circuito de aire abierto y agua abierta, sin recirculación, para el agua, debe tener consideración de los niveles de salinidad de la salmuera que se libera

del sistema.

El aire atmosférico, no saturado, se contacta de manera directa en el humidificador con el agua salada que ha sido calentada por una fuente externa de energía. El aire se humidifica hasta saturación, por paso de agua a éste. La salmuera que sale del humidificador está más concentrada debido a esta pérdida de agua. En el deshumidificador el agua de mar fría que ingresa al proceso enfría al aire por contacto indirecto llevándolo a estados de saturación a temperatura más baja. El aire admite menor humedad a menor temperatura, con lo cual se recupera agua desalinizada en estado líquido.

- Con calentador de agua:

En este caso, hay un calentador para el agua entre el deshumidificador y el humidificador. La figura 3.3 muestra la configuración y la carta psicrométrica del sistema.

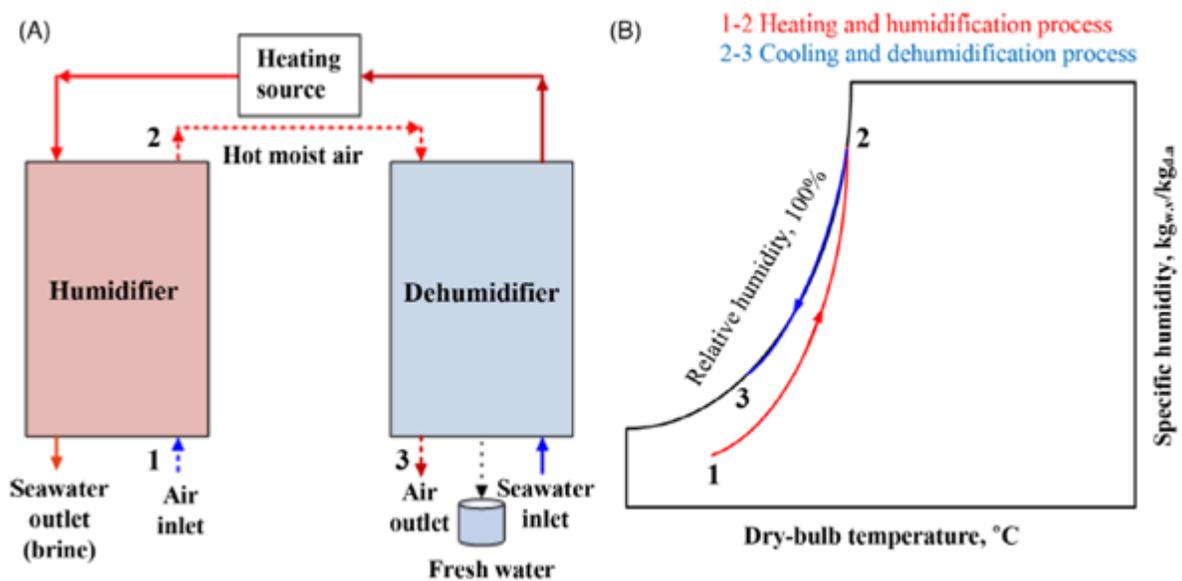


Figura 3.3: Sistema Aire abierto y agua abierta con calentador de agua (OAOW-WH) [4].

- Con calentador de aire:

En este caso, hay un calentador para el aire antes de la entrada al humidificador. La figura 3.4 muestra la configuración y la carta psicrométrica del sistema.

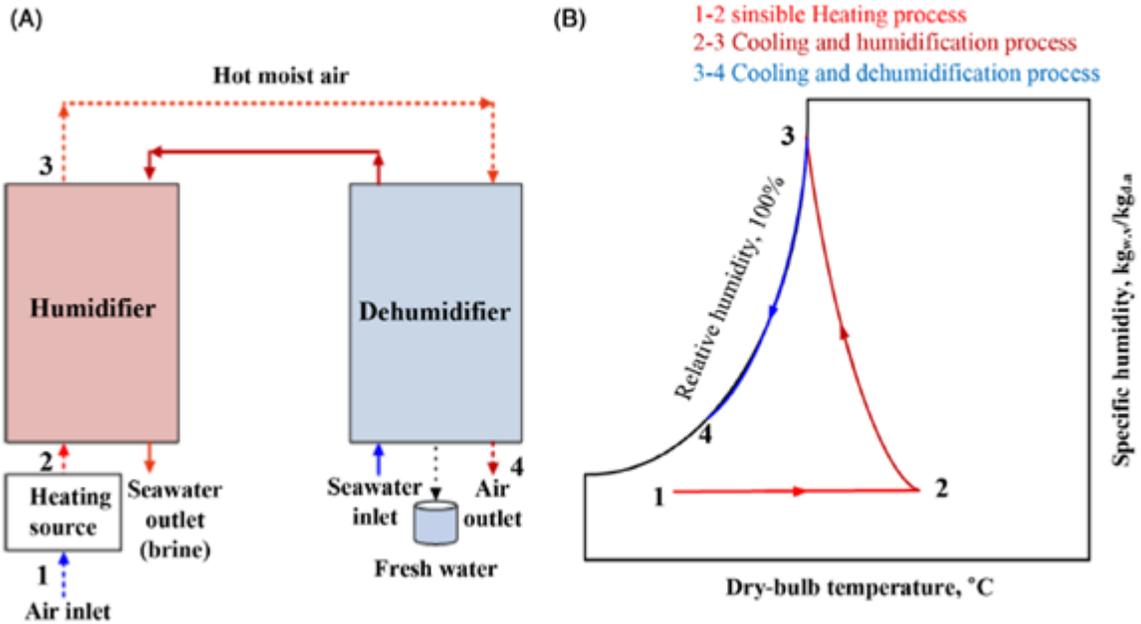


Figura 3.4: Sistema Aire abierto y agua abierta con calentador de aire (OAOW-AH) [4].

### 3.3. Aire cerrado y agua cerrada (CACW)

Esta configuración presenta un circuito de aire cerrado y agua cerrada, la cual permite recirculación de aire entre el humidificador y deshumidificador, y recirculación de agua en el humidificador.

- Con calentador de agua:

En este caso, hay un calentador para el agua en la recirculación del humidificador. El aire se mantiene lejos de la saturación debido a la recirculación, y a que se usa un flujo externo de agua en el deshumidificador, esto permite mantener una temperatura de aire alta en este deshumidificador. Los cambios de temperatura del aire son moderados. La figura 3.5 muestra la configuración y la carta psicrométrica del sistema.

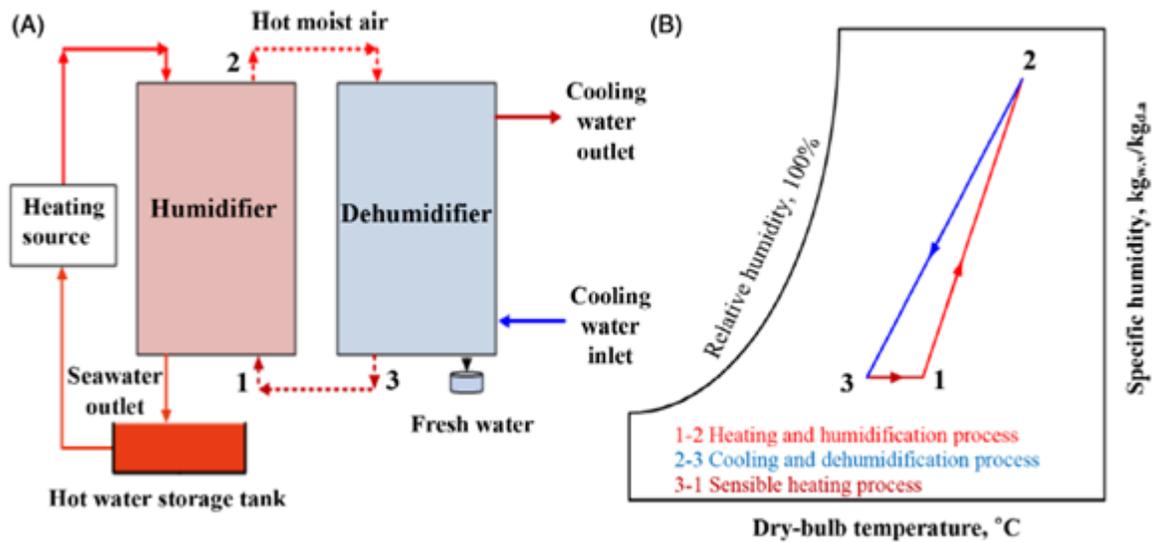


Figura 3.5: Sistema Aire cerrado y agua cerrada con calentador de agua (CACW-WH) [4].

- Con calentador de aire:

En este caso, hay un calentador para el aire entre el deshumidificador y el humidificador. También se usa un flujo externo de agua en el deshumidificador. La figura 3.6 muestra la configuración y la carta psicrométrica del sistema.

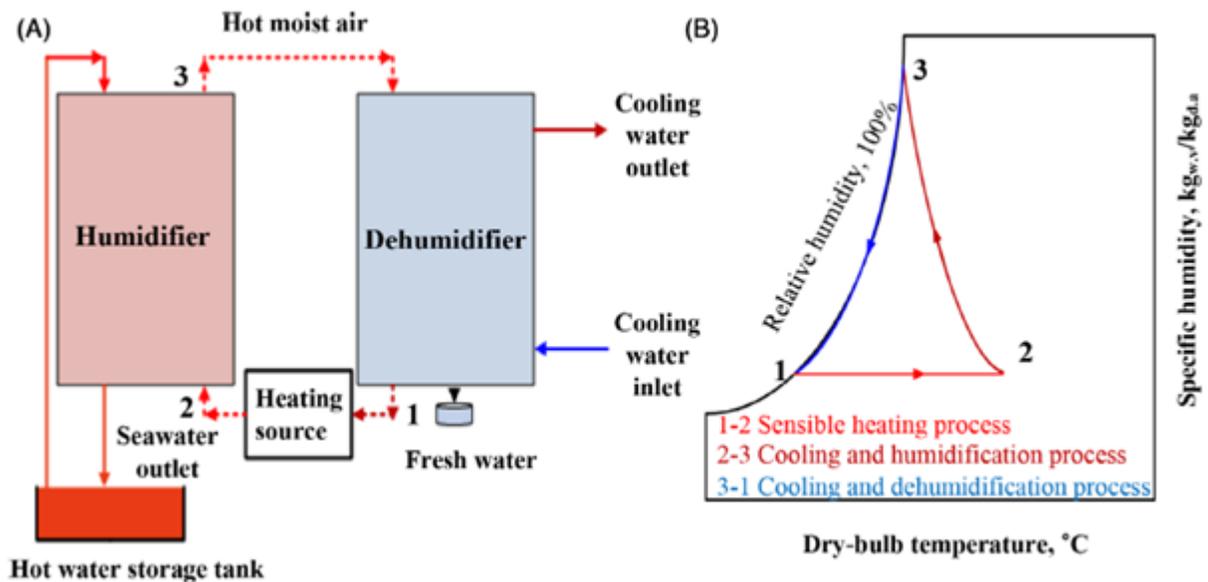


Figura 3.6: Sistema Aire cerrado y agua cerrada con calentador de aire (CACW-AH) [4].

### 3.4. Aire abierto y agua cerrada (OACW)

Esta configuración presenta un circuito de aire abierto y agua cerrada, la cual permite recirculación de agua entre el humidificador y deshumidificador.

- Con calentador de agua:

En este caso, hay un calentador para el agua entre el deshumidificador y el humidificador. La figura 3.7 muestra la configuración y la carta psicrométrica del sistema.

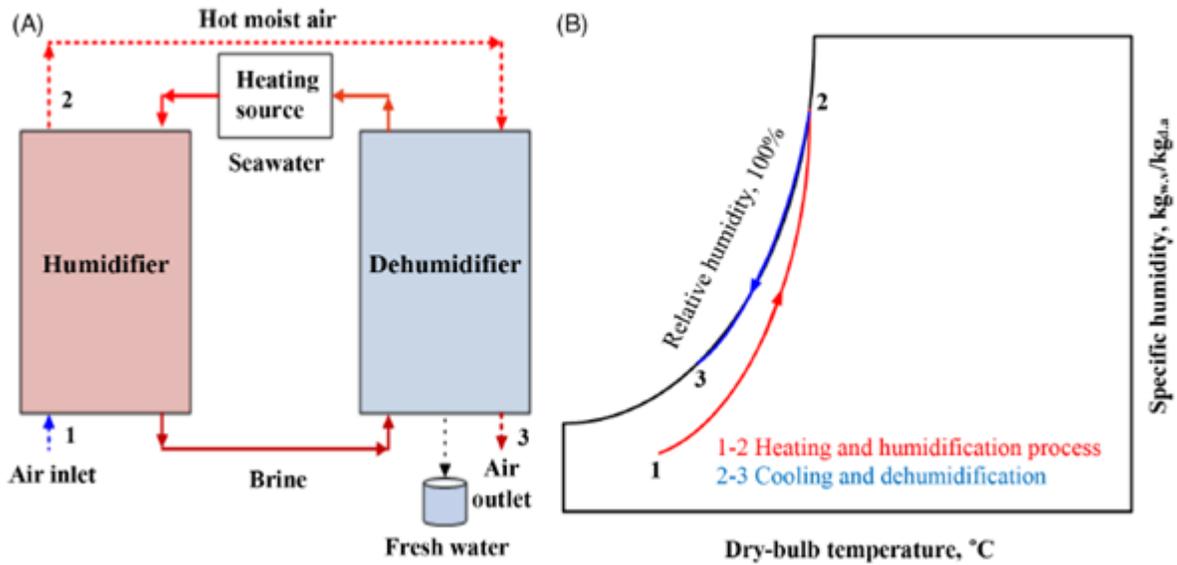


Figura 3.7: Sistema Aire abierto y agua cerrada con calentador de agua (OACW-WH) [4].

- Con calentador de aire:

En este caso, hay un calentador para el aire a la entrada del humidificador. La figura 3.8 muestra la configuración y la carta psicrométrica del sistema.

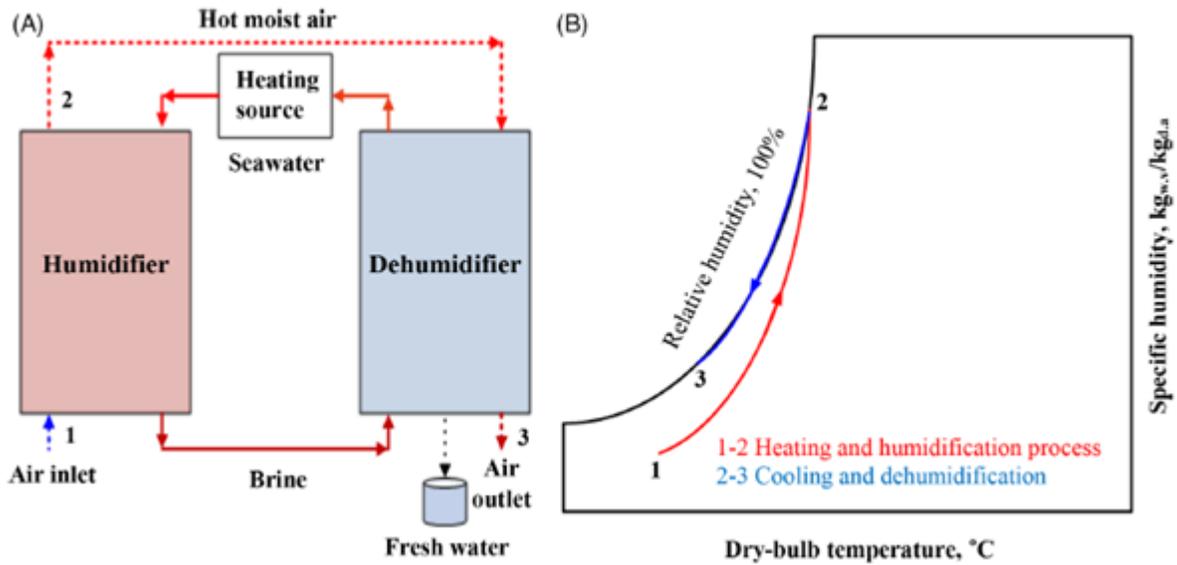


Figura 3.8: Sistema Aire abierto y agua cerrada con calentador de aire (OACW-AH) [4].

### 3.5. Humidificador

El humidificador es, por lo general, una torre cilíndrica que permite la entrada de agua, la cual se pone en contacto directo con el aire, de esta forma generando el aire húmedo. El humidificador debe lograr que el aire resulte con la mayor cantidad de humedad que se pueda, ya que el proceso resulta más eficiente mientras más húmedo este el aire. Existen distintos tipos de humidificadores, como torres de rocío, de lecho empacado, o el de columna de burbuja, que permiten un distinto tipo de contacto entre el agua y el aire.

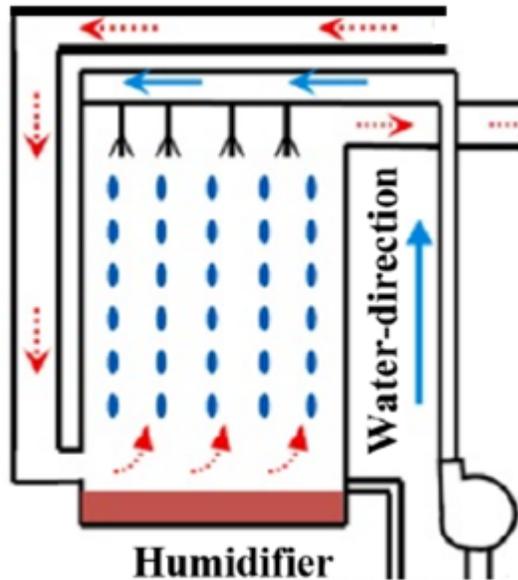


Figura 3.9: Funcionamiento de un humidificador [4].

### 3.6. Deshumidificador

El deshumidificador es el equipo donde se condensa el aire húmedo proveniente del humidificador para obtener el agua potable, por lo que la determinación de un buen diseño del deshumidificador tiene un mayor impacto positivo en la producción de agua potable que el diseño del humidificador. En los sistemas HDH, se pueden utilizar dos tipos de deshumidificadores, los de intercambio térmico directo, y los de intercambio térmico indirecto, y, para ambos casos, existen distintas configuraciones de intercambiadores térmicos, como los intercambiadores de placas planas, o los intercambiadores de tubos, entre otros.

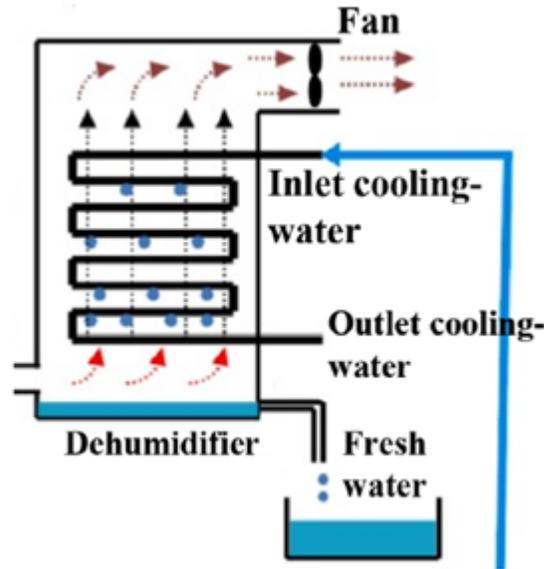


Figura 3.10: Funcionamiento de un deshumidificador [4].

### 3.7. Intercambiador de Calor

Se necesita un intercambiador de calor para calentar aire o agua, y la configuración para este calentamiento puede ser a partir de un arreglo de colectores solares, utilizando energía geotérmica o de la energía de la red. También se puede utilizar un intercambio de calor doble, para subir la temperatura del aire y del agua al mismo tiempo, o un aporte de energía híbrida, usando una combinación de las distintas fuentes de energías disponibles.

Todas estas combinaciones producen distintos resultados de producción, algunas más eficientes a mayor escala, y otras más eficientes a menor escala. La eficiencia para calentar también se ve afectada por las condiciones del lugar, considerando la radiación solar y las condiciones del agua de mar utilizada en el sistema HDH. Los materiales a utilizar en el humidificador, deshumidificador u otros equipos del sistema pueden afectar de gran forma la eficiencia del proceso, así como el pre-acondicionamiento del aire y agua a utilizar.

# Capítulo 4

## Determinación de la zona

La zona donde se desarrolla el proyecto corresponde a la zona norte de Chile, pero para poder determinar la ubicación exacta, se deben cumplir ciertos criterios respecto a las propiedades y características del lugar. En primer lugar, se debe tener en cuenta el propósito de la realización del proyecto, el cual es proporcionar suministro de agua potable a una comunidad que realmente lo necesite, por lo que el primer criterio corresponde a una zona que presente escasez hídrica. El segundo criterio corresponde a encontrar una zona con el tamaño adecuado, es decir, donde la cantidad de personas sea la indicada para que el sistema HDH pueda suministrar de buena forma la demanda de agua. El tercer y último criterio corresponde a la cercanía que tenga la población al mar, ya que esto es un factor que influye de gran manera al momento de considerar el traslado de agua de mar al sistema HDH.

Una vez determinada la zona, se deben estudiar las principales variables que influyen en la eficiencia de producción de agua potable del sistema a diseñar, en lo que respecta a cálculos, y las cuales corresponden a:

- Humedad del aire
- Radiación solar
- Energía disponible de la red

Se utilizan los criterios mencionados anteriormente para la selección definitiva de la zona, y lo que corresponde a continuación es ver los candidatos para la zona. Se realiza una búsqueda de comunidades ubicadas en el norte de Chile utilizando información del Censo 2017.

Las comunidades a incluir corresponden a caseríos y aldeas. Los caseríos, por definición, corresponden a entidades rurales con nombres propios que poseen 3 viviendas o más, cercanas entre sí, con menos de 301 habitantes y que no forma parte de otra entidad. Las aldeas, por definición, corresponden a una entidad rural, cuya población fluctúa entre 301 y 2.000 habitantes, o entre 1.001 o 2.000 habitantes, con más del 50 % de su población dedicada a actividades primarias, además, presenta generalmente amanzanamiento y/o continuidad de viviendas en torno a una vía de comunicación estructurante. De acuerdo con lo anterior, las aldeas se clasifican en concentradas y semiconcentradas [10]. Se realiza el listado de comunidades para las regiones de Arica y Parinacota, Tarapacá, Antofagasta y Atacama.

Según un estudio realizado el 2018, las zonas con mayor necesidad de agua corresponden a Copiapó, Vallenar y la Serena [2].

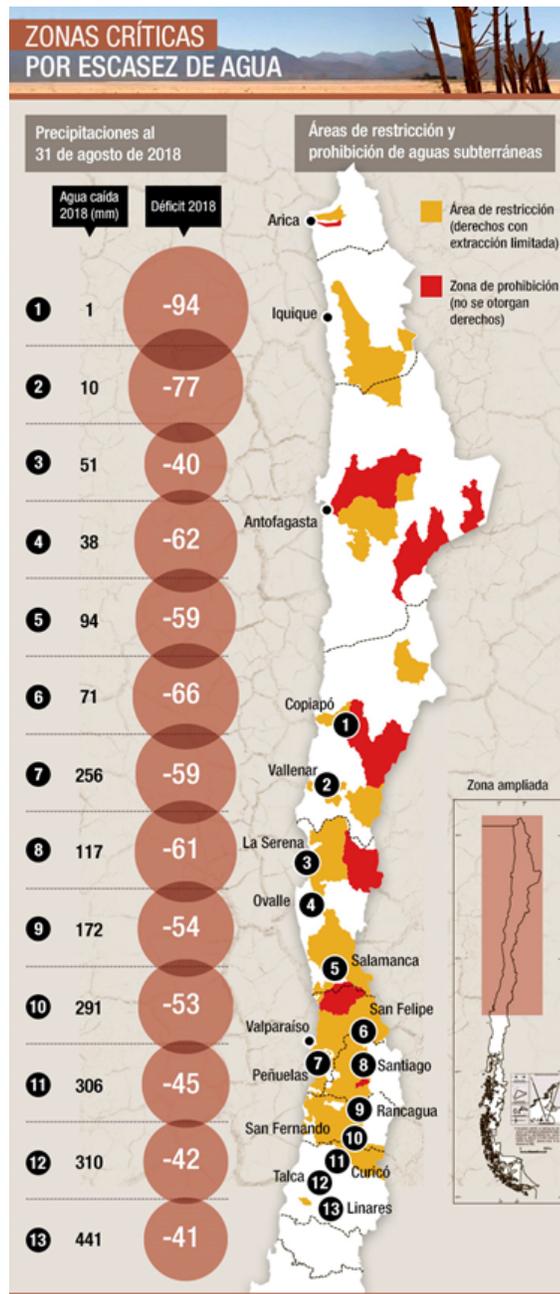


Figura 4.1: Precipitaciones y zonas críticas de escasez de agua (2018) [20].

Actualmente, en la región de Atacama, según el decreto 206, la provincia del Huasco es considerada como una provincia en estado de escasez hídrica, por lo que se elige esta provincia como lugar para el desarrollo del proyecto [3]. La provincia está conformada por 4 comunas, que corresponden a Vallenar, Alto del Carmen, Frerina y Huasco.

## Provincia de Huasco

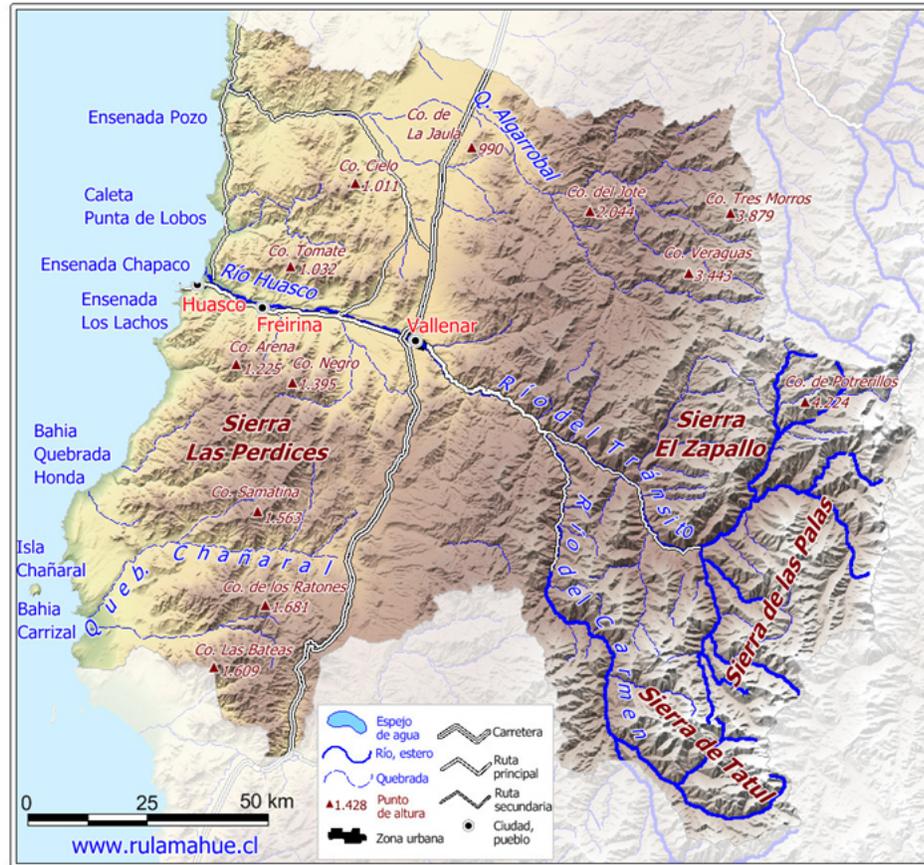


Figura 4.2: Provincia del Huasco [21].

Donde se tiene que Freirina y Huasco son las comunas más cercanas al mar, lo que implica un traslado más fácil de agua de mar a esas zonas. En Huasco existen caseríos de pequeños tamaños, con un número bajo de habitantes, por lo que se elige la zona que sea Freirina, la cual tiene la aldea Maitencillo, con una población de 553 personas, según el Censo 2017 [10].

# Capítulo 5

## Configuración del Sistema HDH a Utilizar

La elección de la configuración a diseñar se determina a partir de cálculos, donde se presentan condiciones base iguales para cada configuración al momento de realizar los cálculos. Existen estudios a las instalaciones construidas en distintos países, donde se utilizan las diversas configuraciones de los sistemas HDH bajo diversas condiciones ambientales y flujos, donde se ha concluido que las configuraciones CAOW y OAOW son las que mejores resultados presentan respecto a nivel de productividad y GOR (gain output ratio) [4], este último es un indicador que representa la relación entre la energía necesaria para el calentamiento del fluido en el sistema y la cantidad de agua fresca producida. Es por esta razón por la cual se decide realizar comparaciones solo a estas dos configuraciones.

Se realizan las comparaciones de cálculos para el calentamiento de agua y para el calentamiento de aire de las configuraciones elegidas. No se realizan cálculos de calentamiento dual ya que no es comúnmente utilizado y se considera que aumenta significativamente el requerimiento de energía del sistema.

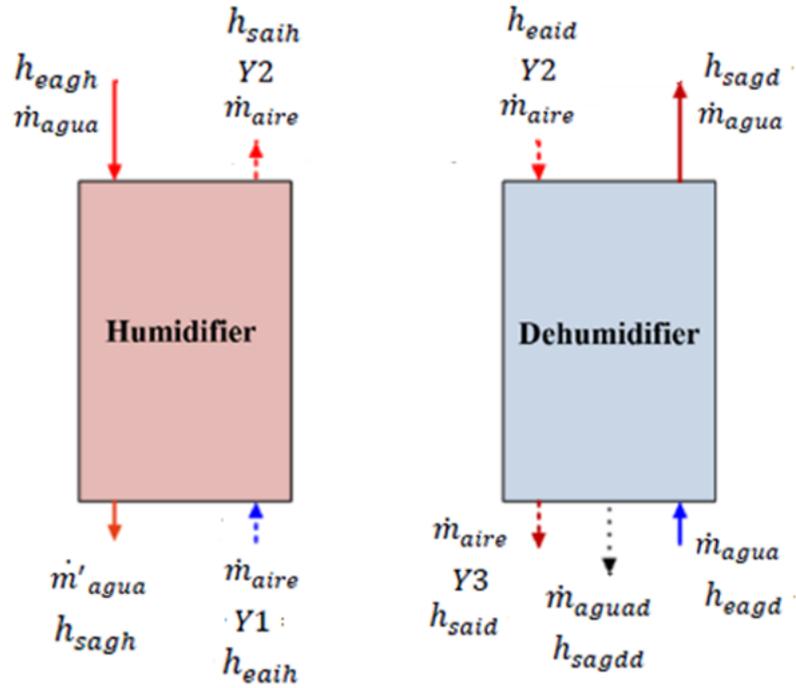


Figura 5.1: Diagrama de entrada y salida de flujos del humidificador y deshumidificador.

Las principales ecuaciones a utilizar al momento de realizar los cálculos son las siguientes:

Balance de masa:

- humidificador

$$\dot{m}_{agua} + \dot{m}_{aire} \cdot Y1 = \dot{m}'_{agua} + \dot{m}_{aire} \cdot Y2$$

- deshumidificador

$$\dot{m}_{agua} + \dot{m}_{aire} \cdot Y2 = \dot{m}_{aguad} + \dot{m}_{aire} \cdot Y3$$

Balance de energía:

- humidificador

$$\dot{m}_{agua} \cdot h_{eagh} + \dot{m}_{aire} \cdot h_{eaih} = \dot{m}'_{agua} \cdot h_{sagh} + \dot{m}_{aire} \cdot h_{saih}$$

- deshumidificador

$$\dot{m}_{agua} \cdot h_{eagd} + \dot{m}_{aire} \cdot h_{eaid} = \dot{m}_{agua} \cdot h_{sagd} + \dot{m}_{aire} \cdot h_{said} + \dot{m}_{aguad} \cdot h_{sagdd}$$

Calor:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e)$$

Humedad:

$$Y2 = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{agua}}{\dot{m}_{aire}}\right) \cdot (h_{eagh} - h_{sagh}) + h_{eaih} - Y1 \cdot h_{sagh} - C_{p_{aire}} \cdot (T_{saih} - \Delta)}{(C_{p_{agua}} \cdot (T_{saih} - \Delta) + \lambda_o - h_{sagh})}$$

GOR:

$$GOR = \frac{\dot{m}_{aguad} \cdot \lambda_o}{\dot{Q}}$$

Con:

$\dot{m}_{agua}$ : Flujo de agua de mar [kg/s]

$\dot{m}_{aire}$ : Flujo de aire [kg/s]

$\dot{m}'_{agua}$ : Flujo de agua de mar de rechazo[kg/s]

$\dot{m}_{aguad}$ : Flujo de agua desalinizada [kg/s]

$h_{eagd}$ : Entalpía del agua de mar a la entrada del deshumidificador [KJ/kg]

$h_{sagd}$ : Entalpía del agua de mar a la salida del deshumidificador[KJ/kg]

$h_{eaid}$ : Entalpía del aire a la entrada del deshumidificador[KJ/kg]

$h_{said}$ : Entalpía del aire a la salida del deshumidificador[KJ/kg]

$h_{eagh}$ : Entalpía del agua de mar a la entrada del humidificador [KJ/kg]

$h_{sagh}$ : Entalpía del agua de mar a la salida del humidificador[KJ/kg]

$h_{eaih}$ : Entalpía del aire a la entrada del humidificador[KJ/kg]

$h_{sagh}$ : Entalpía del aire a la salida del humidificador[KJ/kg]

$h_{sagh}$ : Entalpía del aire a la salida del humidificador[KJ/kg]

Y1: Humedad absoluta de entrada al humidificador [ $kg_{humedad}/kg_{aireseco}$ ]

Y2: Humedad absoluta de salida del humidificador [ $kg_{humedad}/kg_{aireseco}$ ]

$C_{p_{agua}}$ : calor específico del agua [KJ/kg°C]

$C_{p_{aire}}$ : calor específico del aire [KJ/kg°C]

$T_{saih}$ : Temperatura de salida del aire en el humidificador [°C]

$\Delta$ : Diferencia de temperatura entre ambos extremos del equipo [°C]

$\lambda_o$ : Calor latente de evaporación del agua de mar [KJ/kg]

Considerando que la temperatura del fluido a la salida del calentador se puede imponer, se considera esa temperatura como  $T_{eagh} = 60^\circ\text{C}$ , la cual es una temperatura ideal para ser utilizada en el humidificador. Los valores de entrada son:

- Temperatura de entrada de agua de mar:  $20^\circ\text{C}$
- Humedad del aire de entrada: 60
- Flujo másico de agua de mar: 1 [kg/s]
- Flujo másico de aire: 2,25 [kg/s]

Los resultados principales se pueden ver en la siguiente tabla.

Tabla 5.1: Comparación resultados para las distintas configuraciones.

Datos	CAOW-WH	CAOW-AH	OAOW-WH	OAOW-AH
Temperatura de la salmuera [°C]	36,8	32,3	38,6	31,7
Flujo másico de la salmuera [kg/s]	0,93	1	0,93	0,99
Flujo másico de agua potable producida [kg/s]	0,079	0,079	0,067	0,067
GOR	2,96	1,35	2,34	1,25
Cantidad de personas que satisface	68	68	55	55

A partir de los resultados mostrados en la tabla, se determina que la configuración ideal para los valores de entrada indicados corresponde a CAOW, presentando una mayor producción respecto a la configuración OAOW. También, se determina que el calentamiento de agua es más conveniente que el calentamiento de aire según el GOR, esto se debe a que es más difícil calentar el aire que el agua hasta  $60^\circ\text{C}$ . Estos resultados tienen un comportamiento que coincide con lo visto en estudios anteriores [4], donde se tienen instalaciones reales que presentan los siguientes números promedio de GOR:

- CAOW-WH: 2,81 y CAOW-AH: 2,65
- OAOW-WH: 2,32 y OAOW-AH: 1,54

# Capítulo 6

## Diseño del sistema

Se tienen en cuenta ciertas consideraciones al momento de realizar el diseño definitivo del sistema HDH a utilizar.

- Tener las condiciones de entrada de los flujos, teniendo una relación de caudal de aire 2 a 2,5 veces el caudal de agua de mar, para que la producción de agua potable sea mayor. En nuestro caso, el caudal de aire será de 2 veces el caudal de agua de mar
- Las condiciones ambientales se determinan a partir de los datos de la zona elegida.
- Se considera que, si se utiliza energía solar, esta produce por 10 horas al día, o menos.
- Los materiales son adecuados para no provocar corrosión debido al fluido que está en contacto.

A partir de lo mencionado, las condiciones de diseño son las siguientes:

Tabla 6.1: Condiciones de diseño.

Temperatura del agua de mar	15	°C
Temperatura del aire	17	°C
Temperatura objetivo de agua calentada	60	°C
Humedad entrada del aire	70	%
Flujo del agua de mar	5,8	kg/s
Flujo del aire	11,6	kg/s
Salinidad	3,5	%

## 6.1. Humidificador

El tipo de humidificador elegido corresponde al humidificador con empaquetamiento, ya que es el tipo de humidificador más utilizado en la desalinización de agua de mar por proceso HDH y presenta un mejor rendimiento al humidificar aire que el humidificador de torre de rocío.

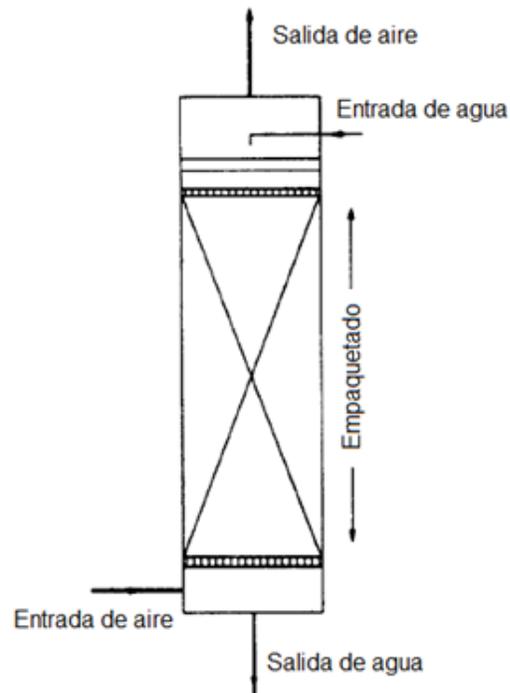


Figura 6.1: Humidificador con empaquetamiento.

Se determina, en primer lugar, el tipo y tamaño de empaquetamiento que se utiliza en el humidificador, el cual puede ser Rasching rings, Pall rings, Berl saddle o Intaloc saddle, entre otros.

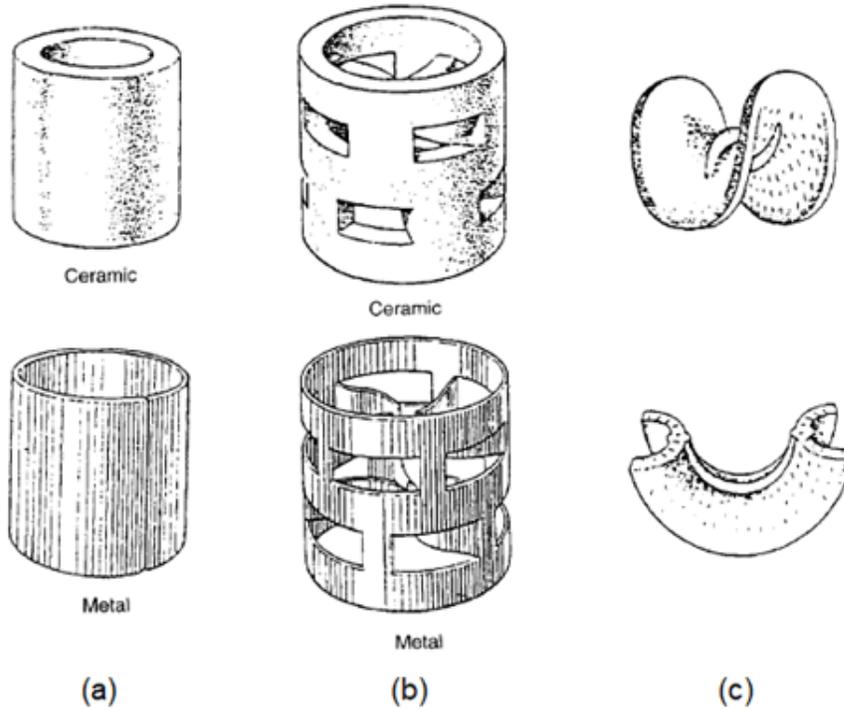


Figura 6.2: Tipos de empaquetamientos para el humidificador.

Se utiliza el empaquetamiento Pall rings, ya que presenta un mejor rendimiento que Raschig rings debido a la geometría que permite tener mayor área libre y mejores características para la distribución del agua. Los Pall rings son fabricados a partir de polipropileno, ya que este material no presenta problemas de corrosión al ser utilizado con agua de mar debido a que está compuesto, en parte, por polietileno. El tamaño es de 76 mm, ya que el diámetro de columna se espera que sea mayor a 0,9 m (esto se confirma a partir de los cálculos).

Column diameter	Use packing size
<0.3 m (1 ft)	<25 mm (1 in.)
0.3 to 0.9 m (1 to 3 ft)	25 to 38 mm (1 to 1.5 in.)
>0.9 m	50 to 75 mm (2 to 3 in.)

Figura 6.3: Tamaños de empaquetamientos según diámetro [11].

Los cálculos se realizan a partir del método de Onda, el cual tiene mejores aproximaciones para Pall rings que el método de Cornell[11] El método usa las siguientes fórmulas para el cálculo de área efectiva de empaquetamiento y coeficientes de masa:

$$\frac{a_w}{a} = 1 - \exp\left[-1,45 \cdot \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_L}\right)^{0,75} \cdot \left(\frac{L_w^*}{a\mu_L}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{L_w^{*2}a}{\rho_L^2g}\right)^{-0,05} \cdot \left(\frac{L_w^{*2}}{\rho_L\sigma_La}\right)^{0,2}\right]$$

$$k_L \left( \frac{\rho_L}{\mu_L g} \right)^{1/3} = 0,0051 \cdot \left( \frac{L_w^*}{a_w \mu_L} \right)^{2/3} \cdot \left( \frac{\mu_L}{\rho_L D_L} \right)^{-1/2} \cdot (ad_p)^{0,4}$$

$$\frac{k_G R T}{a D_v} = K_5 \cdot \left( \frac{V_w^*}{a \mu_v} \right)^{0,7} \cdot \left( \frac{\mu_v}{\rho_v D_v} \right)^{1/3} \cdot (ad_p)^{-2}$$

Con:

$K_5 = 5,23$  para tamaño de empaquetado mayor a 15 mm y 2 para menor a 15 mm

$L_w^*$  = Tasa de flujo de masa líquida por unidad de área [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]

$V_w^*$  = Tasa de flujo de masa gaseosa por unidad de área [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]

$a_w$  = Área de empaquetamiento efectiva interfacial por unidad de volumen [ $\text{m}^2/\text{m}^3\text{s}$ ]

$a$  = Área real de empaquetamiento por unidad de volumen [ $\text{m}^2/\text{m}^3\text{s}$ ]

$d_p$  = Tamaño de empaquetamiento [m]

$\sigma_c$  = Tensión superficial crítica para el material particular de empaquetamiento:

Tabla 6.2: Tensiones superficiales para distintos materiales.

Material	$\sigma_c$ mN/m
Cerámica	61
Metal (acero)	75
Plástico (polietileno)	33
Carbón	56

$\sigma_L$  = Tensión superficial del líquido [N/m]

$k_G$  = coeficiente de transferencia de masa de la película gaseosa [ $\text{kmol}/\text{m}^2\text{s atm}$ ] o [ $\text{kmol}/\text{m}^2\text{s bar}$ ]

$k_L$  = coeficiente de transferencia de masa de la película líquida [m/s]

$R = 0,08206$  [ $\text{atm m}^3/\text{kmol K}$ ] o  $0,08314$  [ $\text{bar m}^3/\text{kmol K}$ ]

Luego, se calculan las alturas de unidad de transferencia de película usando:

$$H_G = \frac{G_m}{k_g a_w P}$$

$$H_L = \frac{L_m}{k_L a_w C_t}$$

Con:

$P$  = Presión de operación de la columna [atm] o [bar]

$C_t$  = Concentración total [kmol/ $m^3$ ] o [ $\rho_L$ / peso molecular del solvente]

$G_m$  = tasa-flujo molar del gas por unidad de área [kmol/ $m^2s$ ]

$L_m$  = tasa-flujo molar del líquido por unidad de área [kmol/ $m^2s$ ]

De esta forma, se calcula la altura utilizando la siguiente formula:

$$Z = H_{OG} \cdot N_{OG}$$

Con:

$$H_{OG} = H_G + m \frac{G_m}{L_m} H_L$$

El valor de NoG ha sido estudiado y determinado según la siguiente tabla.

Tabla 6.3: Valores de NoG.

$m \frac{G_m}{L_m}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$N_{OG}$	3,7	4,1	6,3	8,0	10,8	19,0

Donde se determina que para valores de  $mG_m/L_m$  menores a 0,6 el número de etapas no disminuye significativamente, y para valores mayores a 0,8 se aumenta el número de etapas drásticamente, por lo que un valor ideal de NoG corresponde a NoG=8.

Los principales resultados se pueden ver en la siguiente tabla.

Tabla 6.4: Resultados del humidificador.

$\rho_{aire}$	1,26	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{agua}$	997	kg/m <sup>3</sup>
Área de columna	3,44	m <sup>2</sup>
Diámetro	2,09	m
$N_{OG}$	8	-
$H_{OG}$	0,938	m
Altura	7,5	m

La carcasa debe contener este empaquetado y ser de un material resistente que no genere corrosión. A partir de esto, se diseña una carcasa de altura 9,5 m para otorgar 1 metro extra a la entrada del aire y un metro extra a la entrada del agua de mar, donde se ubican rociadores que permitan tener el flujo deseado de inyección de agua de mar al humidificador, sin tocar las paredes, ya que esto reduce la capacidad de humidificar aire del equipo. El diámetro interior de la carcasa es igual al diámetro del empaquetado, es decir, de 2,09 m, con un espesor de 10 mm. El material a utilizar corresponde a acero inoxidable (304L-316L o Dúplex) con recubrimiento de PE (polietileno) para evitar corrosión. Se utilizan rejillas de espacio grande como soporte del empaquetado.

## 6.2. Deshumidificador

El deshumidificador actúa como un intercambiador de calor, condensando el aire húmedo proveniente del humidificador usando el agua de mar entrante a 15°C. Se diseña un humidificador de intercambio indirecto, ya que el intercambiador directo es más eficiente solo para flujos menores. El intercambiador es de carcasa y tubos, con el agua de mar siendo el flujo dentro de los tubos.

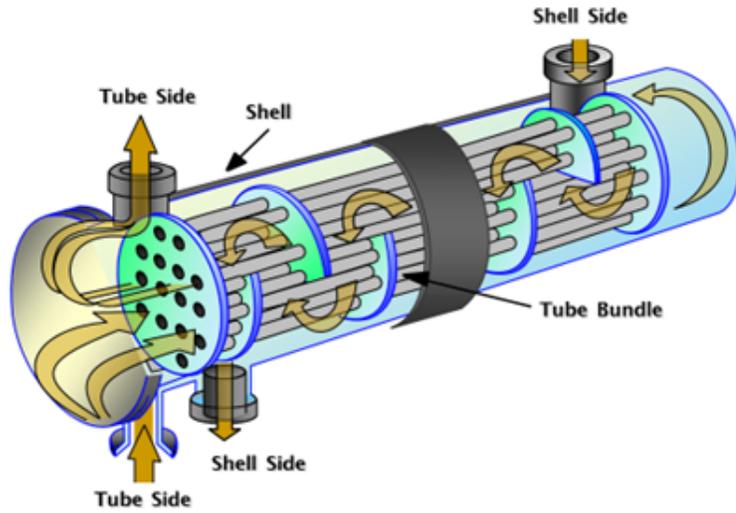


Figura 6.4: Deshumidificador de carcasa y tubos [22].

Para determinar las dimensiones del deshumidificador, primero se calcula la temperatura media logarítmica, para flujos en contracorriente, usando la siguiente formula:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

Con:

$T_1$ : Temperatura de entrada del aire

$T_2$ : Temperatura de salida del aire

$t_1$ : Temperatura de entrada del agua de mar

$t_2$ : Temperatura de salida del agua de mar

Se calcula el calor con la formula:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e)$$

La temperatura media logarítmica debe multiplicarse por un factor de corrección F, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\ln\left(\frac{2-P-PR+P\sqrt{R^2+1}}{2-P-PR-P\sqrt{R^2+1}}\right)}$$

Con P y R variables adimensionales interpretadas como ratio de capacidad y medida de efectividad de intercambio térmico:

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

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

A continuación, se calcula el área de transferencia de calor usando la ecuación:

$$\dot{Q} = UAF\Delta t$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{UF}$$

A partir de esto, se calcula el número total de tubos, usando la siguiente ecuación:

$$N_{tubos} = \frac{A}{\pi d_{tubos} L_{tubos}}$$

Los valores estándar de los tubos corresponden a largo = 16 pies = 4,88 metros, y espesor = 14 BWG (Birmingham Wire Gauge) = 2,1 mm, con una separación entre tubos de 25 mm. Estos valores son los más comunes al momento de diseñar intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Los principales resultados se ven en la siguiente tabla.

Tabla 6.5: Resultados deshumidificador.

$\Delta T_{ln}$	9,24	°C
f	0,955	-
U	29,09	W/m <sup>2</sup> °C
Área	1705,4	m <sup>2</sup>
Largo tubo	4,88	m
Diámetro tubo	19	mm
Espesor tubo	2,1	mm
Nº tubos	5855	-
Separación	0,025	m
Nº pasos	2	-
Diámetro carcasa	1,98	m
Largo carcasa	6	m

Al igual que en el humidificador, se usan materiales no corrosivos o con recubrimientos, los que corresponden a acero al carbono con recubrimiento para evitar corrosión para los tubos, y acero inoxidable con recubrimiento PE para la carcasa. El diseño de la carcasa se realiza siguiendo la siguiente tabla:

TUBE SHEET TUBE HOLE COUNT (Perry Table 11-3)						
Table B 3/4od tubes on 15/16 triangular pitch						
Shell ID		TEMA L or M				
mm	in	Number of Passes				
		1	2	4	6	
203	8	64	48	34	24	
254	10	85	72	52	50	
305	12	122	114	94	96	
337	13.25	151	142	124	112	
387	15.25	204	192	166	166	
438	17.25	264	254	228	220	
489	19.25	332	326	290	280	
540	21.25	417	396	364	348	
591	23.25	495	478	430	420	
636	25	579	554	512	488	
686	27	676	648	602	584	
737	29	785	762	704	688	
787	31	909	878	814	792	
838	33	1035	1002	944	920	
889	35	1164	1132	1062	1036	
940	37	1304	1270	1200	1168	
991	39	1460	1422	1338	1320	
1067	42	1703	1664	1578	1552	
1143	45	1960	1918	1830	1800	
1219	48	2242	2196	2106	2060	
1372	54	2861	2804	2682	2650	
1524	60	3527	3476	3360	3300	
1676	66	4292	4228	4088	4044	
1829	72	5116	5044	4902	4868	
1981	78	6034	5964	5786	5740	
2134	84	7005	6934	6766	6680	
2286	90	8093	7998	7832	7708	
2438	96	9203	9114	8896	8844	
2743	108	11696	11618	11336	11268	
3048	120	14459	14376	14080	13984	

Figura 6.5: Tamaño de carcasa según número de tubos y pasos.

Donde se disponen los tubos con configuración triangular y configuración de cabeza flo-

tante, que son comúnmente usados. El largo de la carcasa debe ser mayor al largo de los tubos, por lo que resulta en  $L = 6$  m.

### 6.3. Aporte de energía

El diseño del sistema HDH requiere un calentamiento del agua entre el deshumidificador y el humidificador. La energía a utilizar para lograr el calentamiento es a partir de energía solar y energía de la red (aporte de energía híbrido), utilizando colectores solares durante el día (en momentos de mayor radiación solar) y bombas de calor durante la noche (en momentos de menor o nula radiación solar). Esto implica un grado de libertad al momento de distribuir el consumo energético, dependiendo de la radiación, que puede variar en distintas épocas del año.

La producción de agua utilizando colectores solares depende de la radiación incidente mientras se está en funcionamiento, utilizando el dato de  $277,67$  kW/m<sup>2</sup> (promedio anual) para la realización de cálculos. Los datos de radiación mensual se encuentran en la siguiente figura.

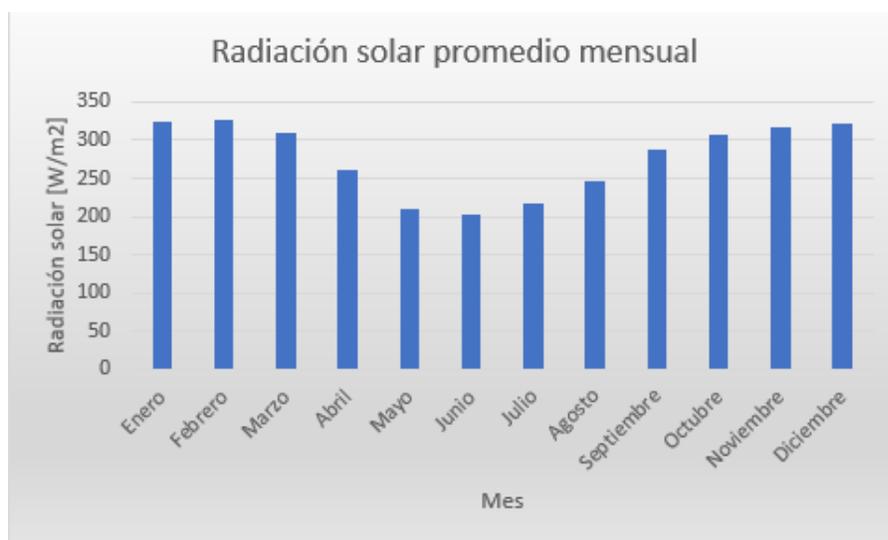


Figura 6.6: Radiación solar incidente mensual en Huasco [25].

El calentamiento, tanto para los colectores solares como para las bombas de calor, puede ser de una o dos etapas, refiriéndose a si el calentamiento es directamente al agua de mar o si el calentamiento es de otro fluido, donde se utiliza un intercambiador de calor para realizar el intercambio térmico entre fluido calentado y el agua de mar. Según estudios, la manera más eficiente de calentar el agua de mar es con un calentamiento de dos etapas, por lo que se diseñarán los colectores solares, las bombas de calor y un intercambiador de calor de placas para ambos calentamientos.

### 6.3.1. Colectores solares



Figura 6.7: Colector solar.

La función de los colectores solares es de calentar un flujo de agua que realiza un intercambio térmico en el intercambiador de calor de placas. Para esto, se utilizan colectores solares existentes, en particular, el colector solar ASTERSA NEO26, el cual tiene las siguientes características.

			NEO18	NEO20M	NEO24	NEO26
<b>CAPTADOR SOLAR PLANO</b>						
Área de Apertura	m <sup>2</sup>		1,77	1,96	2,41	2,50
Alto	mm		1.861	2.058	2.098	2.177
Ancho	mm		1.056	1.056	1.256	1.256
Fondo	mm		94,5	94,5	94,5	94,5
Área Total	m <sup>2</sup>		1,97	2,17	2,64	2,73
Peso	Kg		35,5	40,0	47,0	48,0
Rendimiento	%		75,70	75,70	75,70	76,90
Coeficiente de pérdidas:	k <sub>1</sub>	W/m <sup>2</sup> -K	3,994	3,994	3,994	3,957
	k <sub>2</sub>	W/m <sup>2</sup> -K <sup>2</sup>	0,009	0,009	0,009	0,010
Factor corrección k <sub>f(50)</sub>			0,94	0,94	0,94	0,94
Capacidad Térmica Efectiva	J/K		8.931	8.931	8.931	11.921

Figura 6.8: Información dimensional colectores solares ASTERSA.

HIDRÁULICA		Agua más glicol. Concentración recomendada 30%.			
Fluido caloportador					
Capacidad	l	1,40	1,50	1,7	1,8
Caudal unitario recomendado	l/h	80	90	108	117
Presión máxima de trabajo	bar	10,0	10,0	10,0	10,0
Presión de prueba	bar	16,0	16,0	16,0	16,0
Temperatura de estancamiento	°C	212,1	212,1	212,1	212,1
Relación en parrilla (Ø22/Ø8)	n/n	2/8	2/8	2/10	2/10
Conexiones externas		Tubo liso de cobre rígido de 22 mm.			
Porta sonda integrado		Sí			

Figura 6.9: Información hidráulica colectores solares ASTERSA.

A partir de estos datos, se calcula el flujo másico necesario para lograr que en el intercambiador de calor se pueda tener una temperatura de salida cercana a 60°C, la cual es la temperatura ideal a la que debe entrar el agua de mar al humidificador. Para eso se utiliza, en primer lugar, la ecuación de Hottel-Whillier.

$$\dot{Q}_u = A_c \cdot F_r \cdot (G_T \cdot (\tau\alpha) - U_L \cdot (T_e - T_{amb}))$$

Con:

$A_c$ : Área de un colector [ $m^2$ ]

$G_T$ : Radiación incidente sobre el colector [ $W/m^2$ ]

$U_L$ : Coeficiente de pérdidas globales [ $W/m^2K$ ]

$F_r$ : Factor de remoción

$\tau\alpha$ : Transmitancia-absorbancia efectiva

Se calcula el calor con:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e)$$

Se calcula la capacidad calorífica para ambos fluidos, de la siguiente forma:

$$\dot{C}_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph}$$

$$\dot{C}_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc}$$

Luego, se sigue una secuencia de cálculos para determinar la temperatura de salida del agua de mar.

Número de transferencia unitario

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}(\dot{C}_h; \dot{C}_c)}$$

Máxima transferencia de calor

$$\dot{q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{he} - T_{ce})$$

Eficiencia del intercambiador de calor

$$\epsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}}$$

Transferencia de calor efectiva

$$T_{hs} = T_{he} - \frac{\dot{q}}{\dot{C}_h}$$

Para placas en el intercambiador de calor de 0,1 m x 0,5 m x 0,001 m, los resultados principales se ven en la siguiente tabla:

Tabla 6.6: Resultados de los colectores solares.

Eficiencia	75,7	%
Radiación promedio	277,67	W/m <sup>2</sup>
Área colector	2,5	m <sup>2</sup>
Caudal por colector	0,0325	kg/s
Calor por colector	0,273	kW
Nº colectores en serie	10	-
Nº colectores en paralelo	25	-
Nº total de colectores	250	-
<b>Intercambiador de calor</b>		
delta Tlog	13,56	°C
Calor	113,07	kW
Caudal agua caliente	0,8	kg/s
Área total	12,43	m <sup>2</sup>
Dimensiones	1,375 x 0,5 x 0,1	m x m x m

A partir de esto, se tiene una temperatura de salida de agua de mar de 60,5°C.

### 6.3.2. Bombas de calor

Las bombas de calor son equipos que aumentan la temperatura de un fluido utilizando energía de la red, con una menor capacidad para calentar agua. Es por eso que la producción en kg/s va a ser menor durante la noche que durante el día.



Figura 6.10: Bomba de calor.

El equipo a utilizar corresponde a SUNRAIN RS-045TA1-JQ, el cual tiene las siguientes características.

Model No.	RS-045TA1-JQ
Power Supply	380V/3/50Hz
Heating Capacity (KW)	46.80
Power Input (KW)	10.82
COP	4.33
Max Power Input (KW)	16.23
Max Current (A)	29.01
Compressor type / qty.	Scroll / 1
Expansion Valve	Electronic
Air Flow Direction / Fan qty.	Vertical / 1
Water Flow Volume (m <sup>3</sup> /h)	9.5
Water side pressure drop (rated water flow) KPa	65
Max. and Min. water side working pressure (MPa)	0.55 / 0.1
Max. working pressure of exhaust side (MPa)	4.4
Max. working pressure of suction side (MPa)	2.5
Dimensions(L*W*H) (mm)	1250x1076x1870
Working temp. range (°C)	-15~43
Noise (dB)	≤65
Net Weight (kg)	450
Water connection (mm)	male 40

Figura 6.11: Datos bomba de calor SUNRAIN RS-045TA1-JQ.

Las ecuaciones utilizadas para realizar los cálculos de intercambios de calor son las mismas ecuaciones utilizadas para el colector solar

En este caso, el calentamiento de agua de mar está limitado por la temperatura que alcanza el agua en la bomba de calor, que tiene temperatura máxima de 60°C. De esta forma, para placas en el intercambiador de calor de 0,1 m x 0,5 m x 0,001 m, los principales resultados se ven en la siguiente tabla.

Tabla 6.7: Resultados de las bombas de calor.

Coefficiente de rendimiento (COP)	433	%
Caudal por equipo	2,64	kg/s
Potencia térmica	46,8	kW
Dimensiones	1,25 x 1,076 x 1,87	m x m x m
Nº unidades	3	-
<b>Intercambiador de calor</b>		
Tº salida agua de mar	53,5	°C
delta Tlog	8,84	°C
Calor	473,43	kW
Caudal agua caliente	2,9	kg/s
Área total	11,55	m <sup>2</sup>
Dimensiones	1,298 x 0,5 x 0,1	m x m x m

En este caso es conveniente tener dos intercambiadores de calor para que las dimensiones no sean muy grandes.

## 6.4. Equipos secundarios

Se identifican equipos secundarios y tuberías para las distintas subsecciones dentro del sistema HDH, comprendiendo las secciones de: colector solar, bombas de calor, humidificador y deshumidificador. El transporte de agua tiene, idealmente, una velocidad de 2 m/s (velocidad estándar de agua en tuberías) y el transporte de aire tiene, idealmente, una velocidad de 7 m/s (velocidad estándar de aire en tuberías). No se detallan sensores, sistemas de control o instrumentación.

### 1) Colector solar

Se requiere de un estanque para almacenar el agua; una bomba centrífuga para el transporte de agua; y dos tipos de tuberías, para transportar caudales de 0,8 kg/s y 0,0325 kg/s.

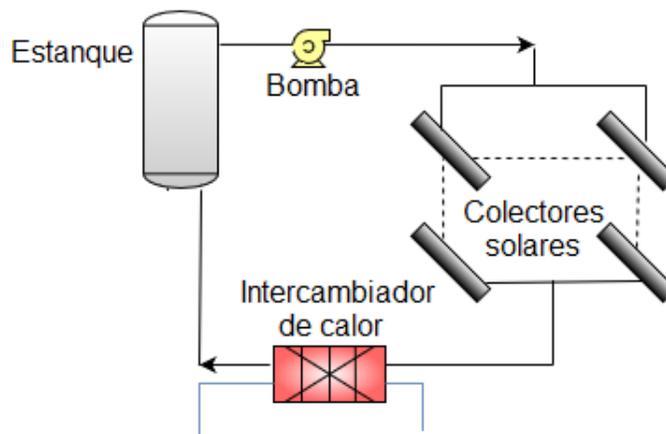


Figura 6.12: Diagrama sector colector solar.

Los detalles se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 6.8: Equipos secundarios sector colector solar.

Item	Detalles
Tuberías	SCH STD 1/8" (6 mm) Espesor: 1,73 mm Material: Acero inoxidable
	SCH STD 1" (25 mm) Espesor: 3,38 mm Material: Acero inoxidable
Bomba	Q: 2,88 m <sup>3</sup> /hr
Estanque	Capacidad: 10.000 lts Material: Acero inoxidable

### 2) Bomba de calor

Se utiliza el mismo estanque de agua que en los colectores solares; se requiere una bomba centrífuga para el transporte de agua; y tres tipos de tuberías, para transportar caudales de 7,917 kg/s, 3,96 k/s y 2,64 kg/s.

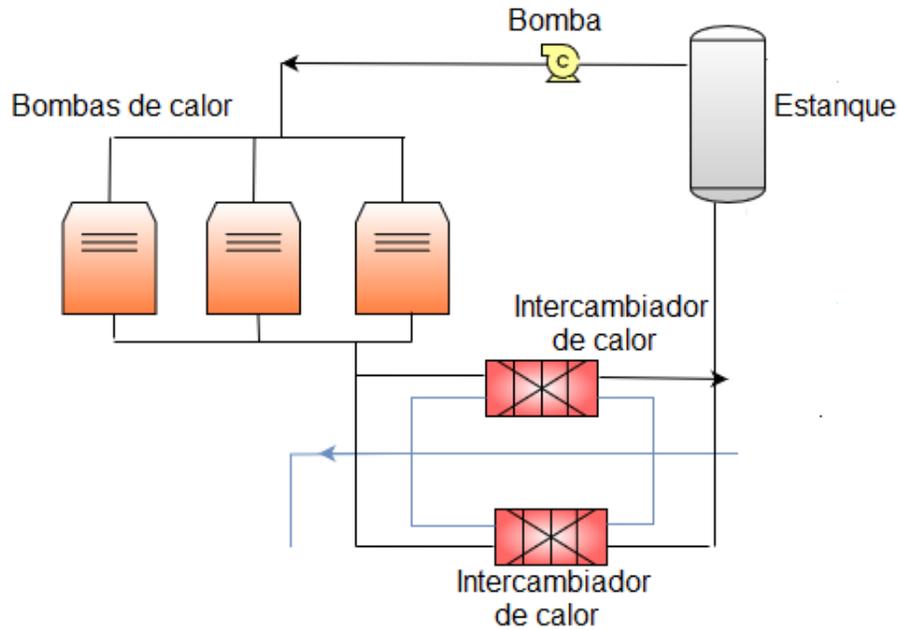


Figura 6.13: Diagrama sector bomba de calor.

Los detalles se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 6.9: Equipos secundarios sector bomba de calor.

Item	Detalles
Tuberías	SCH STD 1 1/2" (40 mm) Espesor: 3,68 mm Material: Acero inoxidable
	SCH STD 3" (80 mm) Espesor: 5,49 mm Material: Acero inoxidable
	SCH STD 2" (50 mm) Espesor: 3,91 mm Material: Acero inoxidable
Bomba	Q: 28,5 m <sup>3</sup> /hr

### 3) Humidificador

Se requiere de un estanque de agua para almacenar el agua de rechazo o salmuera; un compresor para el transporte de aire; y dos tipos de cañerías, para transportar caudales de

agua de 5,8 kg/s (el mismo tipo de cañería para transporte de agua de rechazo o salmuera de caudal 5,348 kg/s) y de aire, el cual va a ser transportado en 12 tuberías de caudal 1,98 kg/s, para no tener una sola tubería de gran tamaño.

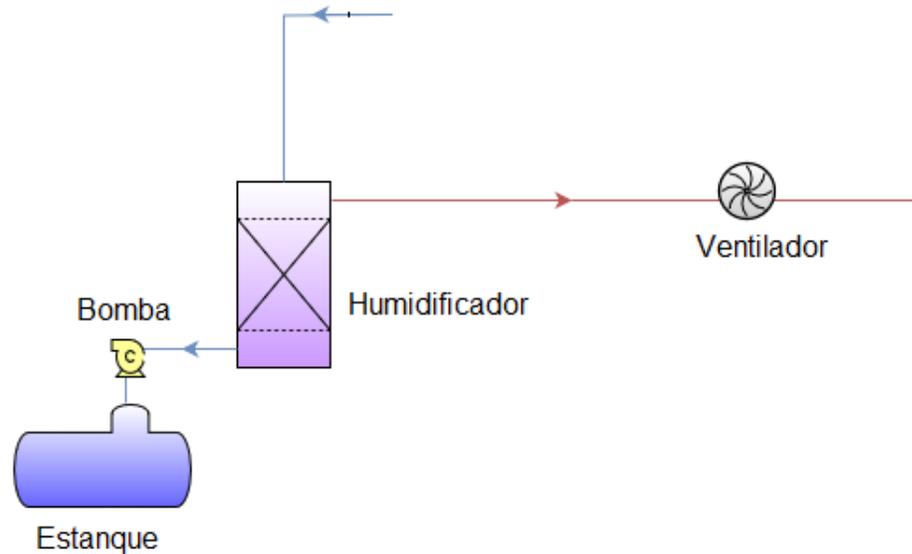


Figura 6.14: Diagrama sector humidificador.

Los detalles se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 6.10: Equipos secundarios sector humidificador.

Item	Detalles
Tuberías	SCH STD 18" (450 mm) Espesor: 9,52 mm Material: Aluminio
	SCH STD 3" (80 mm) Espesor: 5,49 mm Material: HDPE
Bomba	Q: 19,31 $m^3/hr$
Ventilador	Q: 2619 $m^3/hr$
Estanque	Capacidad: 150.000 lts Material: Acero inoxidable con recubrimiento PE

#### 4) Deshumidificador

Se requieren dos estanques, uno para almacenar el agua de mar entrante al sistema, y otro para almacenar el agua potable producida; dos bombas centrífugas para el transporte de agua a la entrada y salida del deshumidificador; y tres tipos de tuberías, para transportar caudales de agua de mar de 5 kg/s, de agua potable de 0,326 kg/s y de aire de 1,4 kg/s.

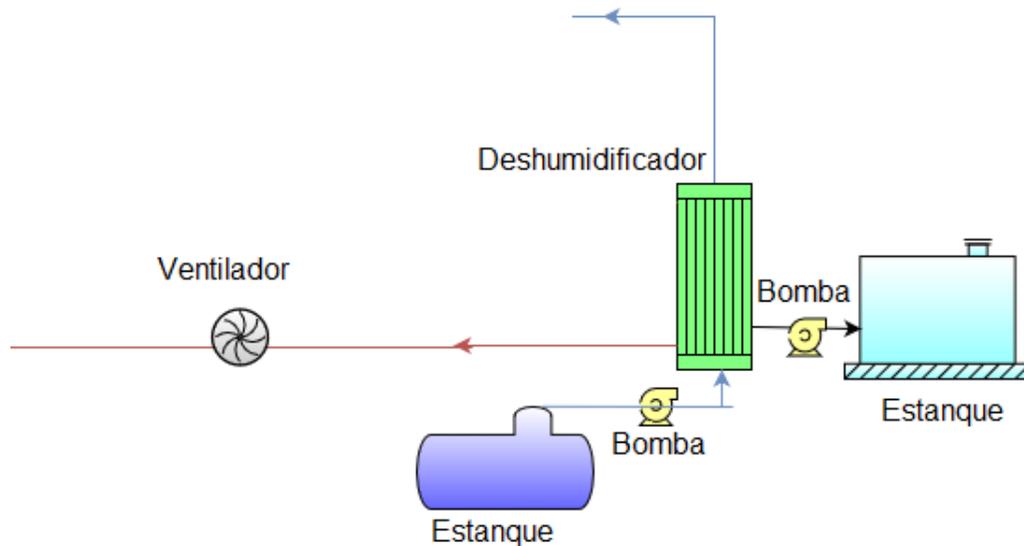


Figura 6.15: Diagrama sector deshumidificador.

Los detalles se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 6.11: Equipos secundarios sector deshumidificador.

Item	Detalles
Tuberías	SCH STD 18" (450 mm) Espesor: 9,52 mm Material: Aluminio
	SDR 21 PN 8 (63 mm) Espesor: 3 mm Material: HDPE
	SCH STD 3/4" (20 mm) Espesor: 2,87 mm Material: Acero inoxidable
Bomba	Q: 19,31 $m^3/hr$
	Q: 1,42 $m^3/hr$
Ventilador	Q: 2619 $m^3/hr$
Estanque	Capacidad: 20.000 lts Material: Acero inoxidable
	Capacidad: 150.000 lts Material: Acero inoxidable con recubrimiento PE

# Capítulo 7

## Determinación de costos

Se realiza un análisis de costos básico de la implementación del sistema HDH diseñado, donde se considera, principalmente, los costos de los equipos que pueden ser cotizados y el costo energético (energía de la red) durante la producción. Para los estanques y las tuberías, se considerará principalmente el costo de materiales para su fabricación. En ambos casos, las distancias no están bien definidas, por lo que se considera un aproximado al momento de determinar la longitud requerida para cada una de estas. No se consideran otros costos, como soportes, tornillos, válvulas, mano de obra, flanges o bridas.

Para el deshumidificador, el costo se estima a partir de la siguiente ecuación.

$$C_T = A_o \cdot N_S \cdot b \cdot (1 + \sum C_i)$$

donde:

$A_o$ = Área del intercambiador [ $ft^2$ ]

$N_S$ = Número de celdas

$\sum C_i$ = Suma de factores de corrección

$b$ = Coste unitario dado por:

$$b = k \cdot p \cdot f \cdot r / (1 - e^{-\frac{7-d_{Si}}{27}})$$

$k$ = Valor unitario ( $k=6,6$ )

$p$ = Multiplicador por configuración de tubos:  $p=0,75p_i^2/d_o$

$f$ = Multiplicador por cabezal fijo

$r$  = Multiplicador por posterior

$d_{Si}$  = Diámetro del casco [in]

$p_i$  = Paso de tubos [in]

Con los valores de:

$$y = 0,129 + 0,0016(d_{Si} - 12)/p$$

$$g = 1 + 0,95(BWG - 14)$$

Los valores de los factores de corrección son los siguientes:

$C_L$ : Longitud [ft] =  $1,5(1-L/20)$

$C_g$ : Espesor =  $y(g-1)$

$C_{CM}$ : Material canal =  $0,06(M2-1)$

$C_{MS}$ : Material casco =  $0,1(M2-1)$

$C_{MT}$ : Material tubo =  $y(M-1)$

$C_{MTS}$ : Material placa tubos =  $0,04(M2-1)$

$C_{NTP}$ : N° pasos del tubo (NTP) =  $(NTP - 1)/100$  vale 0 si  $NTP \leq 2$

$C_{PS}$ : Presión del casco [psi] =  $(P_{DS} / 150 - 1)(0,07 + 0,0016 (d_{Si} - 12))$

$C_{PT}$ : Presión del tubo [psi] =  $(P_{DT} / 150 - 1)(0,035 + 0,00056 (d_{Si} - 12))$

$C_S$ : Tipo de casco

Los valores para los factores se ven en la siguiente tabla.

Factores por tipo intercambiador					Factores por coste de materiales				
C. fijo	Casco		C. post		TUBOS			Casco	
f	Cs		r		M1	M1		M2	
					soldado	sin soldar			
A	1.03	E	0.00	L	0.83				
B	1.00	F	0.18	M	0.80				
C	1.06	G	0.08	N	0.85	Ac. carbono	1.0	2.5	1.0
N	1.05	H	0.13	P	1.04	AISI 304	2.8	6.5	3.7
D	1.60	J	0.00	S	1.00	AISI 316	4.7	10.1	6.2
		K	0.30	T	1.05	Admiralty	N/A	3.6	3.6
				U	0.90	Aluminio	N/A	1.6	1.6

Figura 7.1: Factores para estimación de costos del deshumidificador [23].

Para los intercambiadores de calor, se estiman los costos a partir de la cantidad de acero inoxidable usado para cada una de las placas. Y para el humidificador, se estiman los costos a partir del contenedor (comparable a como se estima el costo de un estanque) y del material de empaquetado, el cual, en el caso de pall rings de acero de 76 mm, tienen un costo aproximado de \$1.900 dólares o \$1.513.215 pesos por metro cúbico.

Se identifican los equipos y tuberías en la siguiente figura.

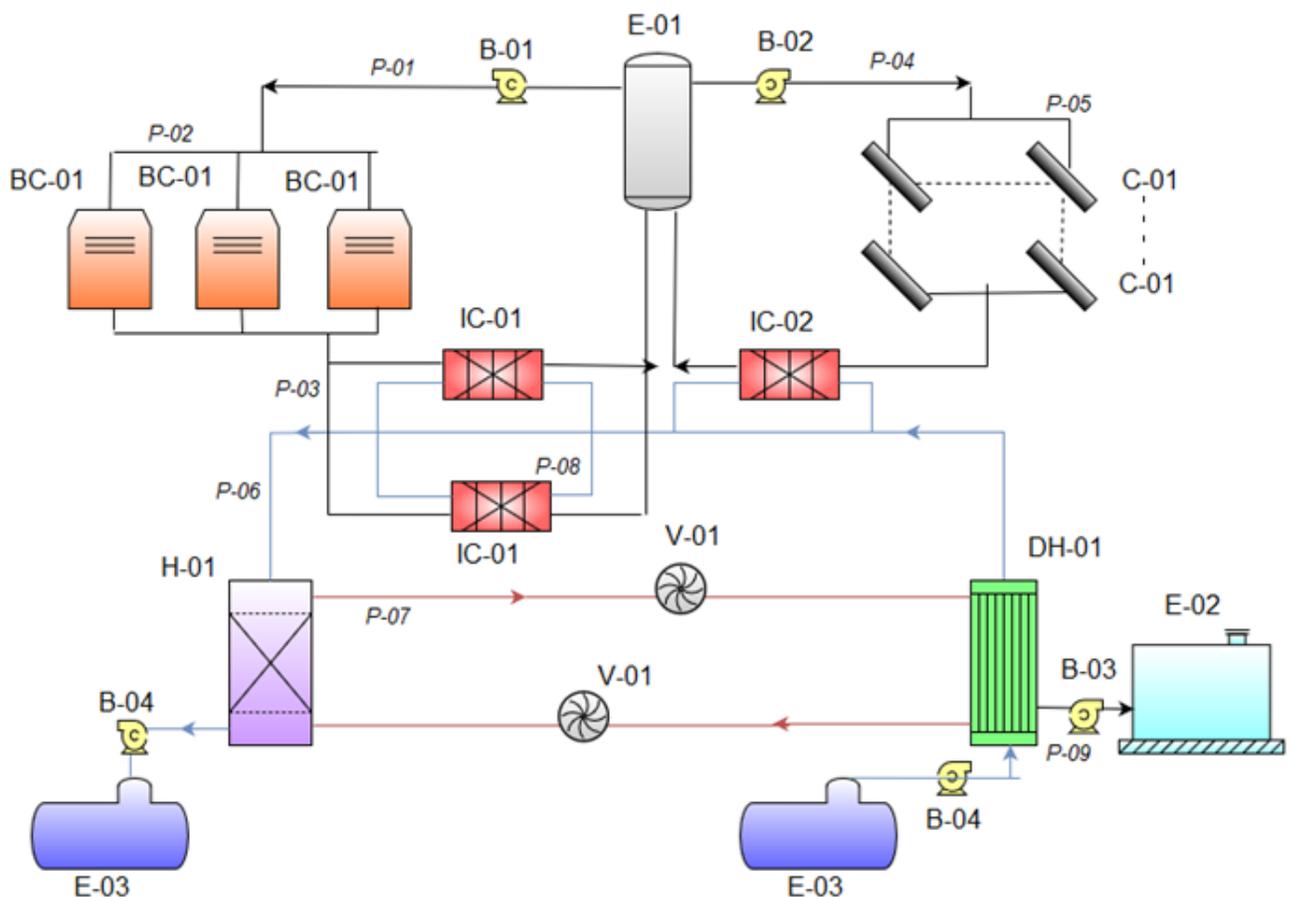


Figura 7.2: Planta con TAGs identificados.

Los costos se ven en la siguiente tabla.

Tabla 7.1: Costos de equipos y tuberías.

Ítem	TAG	Cantidad	Costo unitario [CLP]	Costo total [CLP]
Bomba centrífuga	B-01	1	\$398.620	\$398.620
	B-02	1	\$318.896	\$318.896
	B-03	1	\$239.172	\$239.172
	B-04	2	\$398.620	\$797.240
Estanque	E-01	1	\$730.467	\$730.467
	E-02	1	\$1.095.733	\$1.095.733
	E-03	2	\$4.020.010	\$8.040.020
Bomba de calor	BC-01	3	\$8.839.496	\$26.518.488
Colector solar	C-01	250	\$1.492.478	\$373.119.500
Intercambiador de calor	IC-01	2	\$4.698.931	\$4.698.931
	IC-02	1	\$4.369.210	\$8.738.420
Humidificador	H-01	1	\$42.412.378	\$42.412.378
Deshumidificador	DH-01	1	\$15.586.117	\$15.586.117
Ventilador	V-01	2	\$1.710.877	\$3.421.754
Tubería	P-01	25 m	89092,5	\$2.227.313
	P-02	15 m	44546,25	\$668.194
	P-03	15 m	59395	\$890.925
	P-04	25 m	29697,5	\$742.438
	P-05	600 m	3712,1875	\$2.227.313
	P-06	70 m	2893,0	\$202.510
	P-07	40 m	119970	\$4.798.800
	P-08	15 m	6665	\$99.975
	P-09	10 m	22273,125	\$222.731
				<b>\$ 498.195.932</b>

La tabla 7.1 indica que el costo de una estación de producción de agua potable es \$498.195.932 pesos, lo que significa que la inversión total aproximada de la planta, la cual requiere 2 estaciones para producir la cantidad de agua requerida por la comunidad, resulta en \$996.391.865 pesos.

El costo de producir agua esta determinado principalmente por el costo de la energía a utilizar, es decir, el costo de funcionamiento de las bombas centrifugas, las bombas de calor y los ventiladores. El costo asociado a bombas centrifugas y ventiladores es constante durante las 24 horas del día, mientras que el costo asociado a las bombas de calor solo se considera durante 14 horas al día cuando no están en funcionamiento los colectores solares. Asumiendo una tarifa de 111,06 pesos/kWh, se tiene un costo de producción diaria de \$130.268 pesos, o \$2,3 pesos por litro de agua.

# Capítulo 8

## Análisis de resultados

El diseño final del sistema HDH desarrollado, y los resultados de producción, se pueden ver en la siguiente figura y tabla, respectivamente.

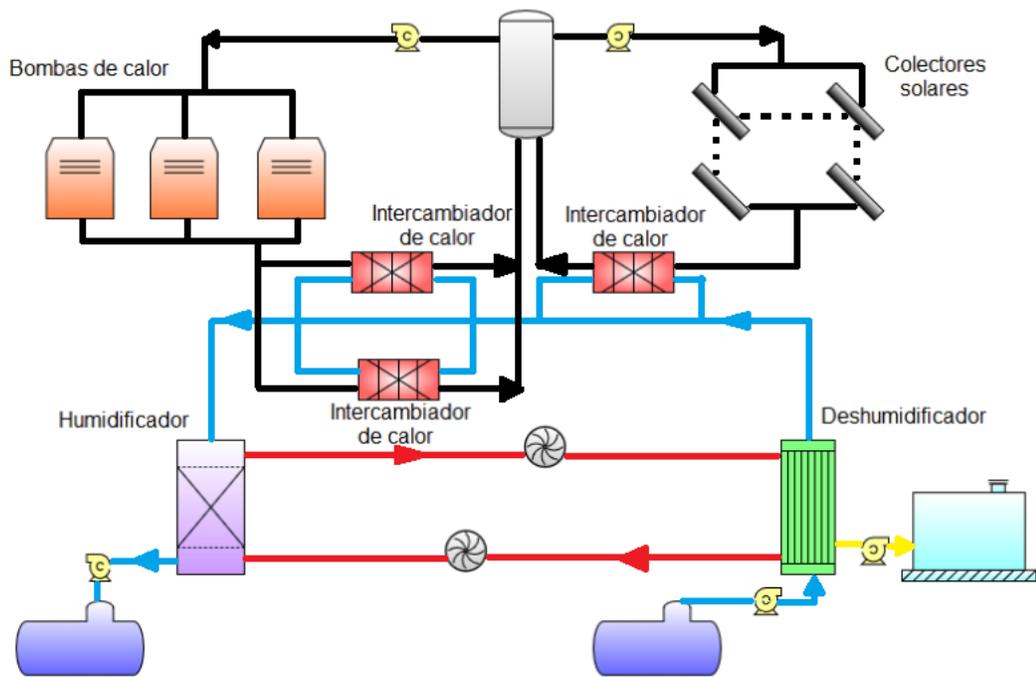


Figura 8.1: Diagrama planta HDH.

Tabla 8.1: Resultados principales del sistema diseñado.

	Colectores solares	Bombas de calor	Unidades
Temperatura máxima del agua calentada	60,5	54	°C
Flujo masico agua	5,8	5,8	kg/s
Frlujo masico aire	11,6	11,6	kg/s
Flujo masico agua desalinizada	0,392	0,281	kg/s
GOR	1,38	1,28	-

El diseño realizado logra producir 0,392 kg/s de agua potable durante la producción con colectores solares (10 horas al día), y una producción de 0,281 kg/s de agua potable durante la producción con bombas de calor (14 horas al día), lo que significa una producción de 28.261 litros al día, lo que implica que, considerando que el consumo promedio de una persona son 100 litros al día, se requieren 2 estaciones del sistema HDH desarrollado, de esa forma se satisface el requerimiento de producción de 55.300 litros al día para las 553 personas.



Figura 8.2: Distancia de Maitencillo a la costa.

El transporte de agua de mar a la instalación proyectada se puede realizar por camiones o por tubería desde el mar (distancia de 30,61 km). Si se transporta por camión, el suministro de agua de mar que se requiere es de 1.002.240 litros al día, lo que significa que un camión de 40.000 litros debe transportar agua aproximadamente cada 55 minutos, para un total de 26 recorridos. Considerando la distancia y a este alto flujo de camiones necesarios para el suministro de agua de mar, se decide la construcción de una tubería de 30,61 km total, de diámetro 75 mm y material HDPE, más las bombas necesarias para el traslado de agua a la instalación de HDH. Se debe considerar una captación de agua de mar que esté de acuerdo a las normas que rigen, considerando las condiciones marianas y el grado de afección al ecosistema marino, se pueden tener captaciones del tipo abierta, torre o cajón, y inmisario.



Figura 8.3: Tubería de succión de agua de mar [24].

El agua de rechazo o salmuera sale del sistema con un flujo de 4,6 kg/s, además de un porcentaje de salinidad de 3,8%, y, considerando que la temperatura disminuye en el estanque, se puede realizar la devolución al mar, según la norma australiana, la cual indica que no se debe superar un porcentaje de 5% de salinidad respecto a la salinidad del mar, y que la temperatura a la que se devuelve el agua no debe variar en 1°C a la temperatura del mar. La devolución del agua de rechazo o salmuera al mar se realiza con tuberías, de la misma forma que el suministro a la instalación.

Los datos de radiaciones de la figura 6.6 indican que los meses de abril, mayo, junio, julio y agosto se encuentran por debajo del promedio utilizado para los cálculos. En estos casos, se utiliza una combinación de calentamiento, a partir del calentamiento por colectores solares y también por bombas de calor. El calentamiento en los meses restantes permite que el agua pase por una menor cantidad de colectores para alcanzar los 77°C que permiten aumentar la temperatura del agua de mar a 60°C (temperatura ideal para el humidificador). Para esto se debe contar con sistemas de control que permitan el paso de agua a partir de distintas válvulas en el sistema.

Respecto a los costos, se debe comparar el costo de producción calculado con el costo de producción actual en la zona, de esta forma se puede determinar el beneficio o pérdida asociada a la instalación.

# Capítulo 9

## Conclusiones

Se logra realizar el diseño del sistema HDH, el cual satisface la demanda de agua potable requerida por la comunidad de Maitencillo, Huasco. El sistema diseñado tiene una configuración del tipo aire cerrado y agua abierta con calentamiento de agua (CAOW-WH), y logra producir 56.520 litros de agua al día, con un consumo energético de 1.173 kWh y GOR de 1,38. La salmuera que se produce puede ser devuelta al mar ya que tiene una concentración de 3,8 % de salinidad, a una temperatura de 35°C, la cual se reduce a temperatura ambiente en los estanques y en el traslado al mar.

Por lo general, los costos de producción de plantas desalinizadoras que trabajan exclusivamente con energía eléctrica son elevados, principalmente al momento de realizar el calentamiento de agua o aire del proceso. La diferencia entre producir agua potable utilizando bombas de calor 14 y 24 horas al día, se traduce en un ahorro de \$43.576 pesos al día. Considerando esto, la alta radiación solar de la zona, y el uso de una energía amigable con el medio ambiente, se justifica el uso de colectores solares para el calentamiento del agua.

Para que una sola estación del sistema HDH propuesto pueda satisfacer la demanda de agua potable de la aldea de Maitencillo (553 personas), no es conveniente aumentar el flujo de agua, ya que esto genera que aumenten considerablemente las dimensiones de los equipos, además del caudal de aire requerido en el sistema, mientras la eficiencia disminuye. Duplicar el flujo no implica que la producción de agua potable se duplique.

El sistema propuesto puede presentar interesantes mejoras respecto al rendimiento y al costo. Algunos estudios han determinado que el uso de humidificador de columna de burbuja puede traer mejores resultados al momento de humidificar el aire, aunque no es un tipo de humidificador muy utilizado en la desalinización de agua de mar. El calentamiento dual de fluidos puede ser más eficiente para distintos flujos de aire y agua de mar, lo que puede justificar el costo extra de calentar aire. Los materiales utilizados al momento de determinar las características de equipos y tuberías son materiales comúnmente utilizados, con propiedades suficientes para el transporte, almacenamiento, evitar corrosiones y permitir intercambio térmico cuando corresponda; pero se pueden utilizar nuevas tecnologías y materiales no comúnmente utilizados para que existan instancias en que el sistema mejore su eficiencia o que se reduzcan los costos.

# Bibliografía

- [1] Alvarado, R., y de la Vega, F. (22 de marzo de 2022). *Chile lidera la crisis hídrica en América Latina*. <https://www.uchile.cl/noticias/184816/dia-mundial-del-agua-chile-lidera-la-crisis-hidrica-en-america-latina>
- [2] Dirección General de Aguas, Ministerio de Obras Públicas, Gobierno de Chile. (21 de septiembre de 2021). *2021: ¿Será el año con más decretos de escasez hídrica?*. <https://dga.mop.gob.cl/noticias/Paginas/DetalledeNoticias.aspx?item=784>
- [3] Atacama Noticias. (22 de noviembre de 2022). *DGA declara zona de escasez hídrica para la Provincia del Huasco*. <https://www.atacamanoticias.cl/2022/11/22/dga-declara-zona-de-escasez-hidrica-para-la-provincia-del-huasco/>
- [4] A. S. A. Mohamed, M. Salem Ahmed, Hussein M. Maghrabie, Abanob G. Shahdy (2020). “Desalination process using humidification-dehumidification technique: A detailed review”
- [5] A. Fouda, S. A. Nada, H. F. Elattar (2016). “An integrated A/C and HDH water desalination system assisted by solar energy: Transient analysis and economical study”
- [6] Syed M. Zubair, Mohamed A. Antar, Samih M. Elmutasim, Dahiru U. Lawal (2018). “Performance evaluation of humidification-dehumidification (HDH) desalination systems with and without heat recovery options: An experimental and theoretical investigation”
- [7] Adewale Giwa, Nawshad Akther, Amna Al Housani, Sabeera Haris, Shadi Wajih Hasan (2016). “Recent advances in humidification dehumidification (HDH) desalination processes: improved designs and productivity”
- [8] Dahiru U. Lawal, Mohamed A. Antar, Atia E.Khalifa (2021). “Integration of a MSF Desalination System with a HDH System for Brine Recovery”
- [9] G. Prakash Narayan, Mostafa H. Sharqawy, Edward K. Summers, John H. Lienhard, Syed M. Zubair, M. A. Antar (2010). “The potential of solar-driven humidification-dehumidification desalination for small-scale decentralized water production”
- [10] Instituto Nacional de Estadísticas. (marzo de 2019). *CIUDADES, PUEBLOS, ALDEAS Y CASERÍOS 2019* [Archivo PDF]. [https://geoarchivos.ine.cl/File/pub/Cd\\_Pb\\_Al\\_Cs\\_2019.pdf](https://geoarchivos.ine.cl/File/pub/Cd_Pb_Al_Cs_2019.pdf)

- [11] Shongwe, M. (2020/2021). *Equipment Design Lecture 25 mass transfer equipment 3*. <https://www.studocu.com/en-za/document/mangosuthu-university-of-technology/chemical-process-design-principles-3/equipment-design-lecture-25-mass-transfer-equipment-3/17409608>
- [12] Astersa. (s.f.). *Ficha técnica Gama NEO* [Archivo PDF]. <http://www.antusolar.cl/wp-content/uploads/archivos/Ficha-tecnica-Gama-NEO.pdf>
- [13] Tubsa. (2023). *Instalation & Operation Manual* [Archivo PDF]. [https://tubsa.cl/wp-content/uploads/2023/07/FFTT-MAN\\_BCALOR-ACS-45KW-RS-045TA1-JQ-CONTROL-2-1.pdf](https://tubsa.cl/wp-content/uploads/2023/07/FFTT-MAN_BCALOR-ACS-45KW-RS-045TA1-JQ-CONTROL-2-1.pdf)
- [14] SPX. (s.f.). *MDR Seal-less Centrifugal Pumps* [Archivo PDF]. <https://www.spxflow.com/assets/pdf/johnson-pump-mdr-442-gb.pdf>
- [15] Octalsteel. (s.f.). *Steel Pipe Dimensions Chart ANSI B36.10 & 36.19* [Archivo PDF]. <https://www.octalsteel.com/wp-content/uploads/2018/01/steel-pipe-dimensions-chart-ansi-b36.10-36.19.pdf>
- [16] OIM. (s.f.). *Metal Pall Ring*. [https://www.oimchem.com/metal-tower-packing/metal-pall-ring.html?gclid=CjwKCAjw\\_2K6lBhBXEiwA5RjtCaGxJXG7kZXH5DS9Y0dkGq-V5b6RS-J8lrCaqYjaSCqTFZqZRl13siRoCr\\_S8QAvD\\_BwE](https://www.oimchem.com/metal-tower-packing/metal-pall-ring.html?gclid=CjwKCAjw_2K6lBhBXEiwA5RjtCaGxJXG7kZXH5DS9Y0dkGq-V5b6RS-J8lrCaqYjaSCqTFZqZRl13siRoCr_S8QAvD_BwE)
- [17] Simon Learman (2009), "SIMPLE HEAT EXCHANGER SIZING CALCULATOR"
- [18] S. K. Bhatti , Ch. M. Krishna , Ch. Vundru , M. L. Neelapu, I. N. Niranjana Kumar (2006), "Estimating number of shells and determining the log mean temperature difference correction factor of shell and tube heat exchangers"
- [19] CYPE Ingenieros, S.A. (s.f.). *Generador de precios de la construcción. Generador de Precios. Espacios urbanos. Chile*. [http://www.chile.generadordeprecios.info/espacios\\_urbanos/calculaprecio.asp?Valor=3|0\\_0\\_0\\_0|1|IUA020|jua\\_020:\\_0\\_0\\_0\\_2\\_1\\_0\\_0](http://www.chile.generadordeprecios.info/espacios_urbanos/calculaprecio.asp?Valor=3|0_0_0_0|1|IUA020|jua_020:_0_0_0_2_1_0_0)
- [20] Equipo Multimedia, EMOL. (17 de octubre de 2018). *Mapa: Estas son las zonas críticas del país por la escasez de agua*. <https://www.emol.com/noticias/Nacional/2018/10/17/924153/Mapa-Estas-son-las-zonas-criticas-del-pais-por-la-escasez-de-agua.html>
- [21] Albers, C. (07 de agosto de 2021). *Provincia de Huasco*. <https://rulamahue.cl/fichas/cl03/cl033.html>
- [22] Arveng training. (s.f.). *Fundamentos de Intercambiadores de C&T*. <https://arvengtraining.com/fundamentos-de-intercambiadores-de-ct/>
- [23] Hidroterma. (s.f.). *TEMA 7 INTERCAMBIADORES DE CALOR*. <https://www.hidroterm.com.ve/documentacion/intercambiadoresdecalor.pdf>
- [24] Bello, M. (07 de junio de 2016). *Sistemas de captación en desaladoras de agua de mar (I). Tomas abiertas*. <https://www.iagua.es/blogs/mario-miguel-bello/sistemas-captacion-desalado>

ras-agua-mar

[25] Ministerio de Energía, Gobierno de Chile. (s.f.). *Explorador solar*. Recuperado el 20 de Julio de 2023 de <https://solar.minenergia.cl/exploracion>

# Anexo A

## Selección de configuración

Tabla A.1: Cálculos configuración CAOW-WH

HUMIDIFICADOR			DESHUMIDIFICADOR		
Temperatura de entrada del agua	60	°C	Temperatura de entrada del agua	20	°C
Temperatura de salida del agua	36,83	°C	Temperatura de salida del agua	44,56	°C
Temperatura de entrada del aire	20	°C	Temperatura de entrada del aire	39	°C
Temperatura de salida del aire	39	°C	Temperatura de salida del aire	22	°C
Presión entrada aire	101325	Pa	Presión entrada aire	101325	Pa
Flujo másico agua	1	kg/s	Flujo másico agua	1	kg/s
Flujo másico aire	2,25	kg/s	Flujo másico aire	2,25	kg/s
Flujo másico agua rechazo	0,93	kg/s	Flujo másico agua desalinizada	0,079	kg/s
Entalpía entrada agua	251	kJ/kg	Entalpía entrada agua	83,92	kJ/kg
Entalpía salida agua	154	kJ/kg	Entalpía salida agua	186,47	kJ/kg
Entalpía entrada aire	46,05	kJ/kg	Entalpía entrada aire	145,34	kJ/kg
Entalpía salida aire	145,34	kJ/kg	Entalpía salida aire	38,81	kJ/kg
Humedad aire entrada	70	%	Humedad aire entrada	93,1	%
Humedad aire salida	93,1	%	Humedad aire salida	46,3	%
Calor específico aire	2,27	kJ/kg°C	Calor específico aire	2,69	kJ/kg°C
Calor específico agua	4,185	kJ/kg°C	Calor específico agua	4,182	kJ/kg°C
Calor latente agua	2260	kJ/kg	Calor latente agua	2422	kJ/kg
Humedad absoluta Y1	0,0102	-	Humedad absoluta Y2	0,0427	-
Humedad absoluta Y2	0,0427	-	Humedad absoluta Y3	0,0076	-

Tabla A.2: Cálculos 2 configuración CAOW-WH

Cantidad de personas que puede satisfacer	68	personas
Calor (IC)	54,67	kW
GOR	2,97	-

Tabla A.3: Cálculos configuración CAOW-AH

HUMIDIFICADOR			DESHUMIDIFICADOR		
Temperatura de entrada del agua	25	°C	Temperatura de entrada del agua	20	°C
Temperatura de salida del agua	32,33	°C	Temperatura de salida del agua	44,94	°C
Temperatura de entrada del aire	45	°C	Temperatura de entrada del aire	39	°C
Temperatura de salida del aire	39	°C	Temperatura de salida del aire	22	°C
Presión entrada aire	101325	Pa	Presión entrada aire	101325	Pa
Flujo másico agua	1	kg/s	Flujo másico agua	1	kg/s
Flujo másico aire	2,25	kg/s	Flujo másico aire	2,25	kg/s
Flujo másico agua rechazo	1,001	kg/s	Flujo másico agua desalinizada	0,079	kg/s
Entalpía entrada agua	104,83	kJ/kg	Entalpía entrada agua	83,92	kJ/kg
Entalpía salida agua	135,44	kJ/kg	Entalpía salida agua	188,17	kJ/kg
Entalpía entrada aire	159,38	kJ/kg	Entalpía entrada aire	145,34	kJ/kg
Entalpía salida aire	145,34	kJ/kg	Entalpía salida aire	43,04	kJ/kg
Humedad aire entrada	70	%	Humedad aire entrada	95,4	%
Humedad aire salida	95,4	%	Humedad aire salida	53,1	%
Calor específico aire	2,268	kJ/kg°C	Calor específico aire	2,726	kJ/kg°C
Calor específico agua	4,179	kJ/kg°C	Calor específico agua	4,182	kJ/kg°C
Calor latente agua	2260	kJ/kg	Calor latente agua	2422	kJ/kg
Humedad absoluta Y1	0,0441	-	Humedad absoluta Y2	0,0439	-
Humedad absoluta Y2	0,0439	-	Humedad absoluta Y3	0,0087	-

Tabla A.4: Cálculos 2 configuración CAOW-AH

Cantidad de personas que puede satisfacer	68	personas
Calor (IC)	141,09	kW
GOR	1,357	-

Tabla A.5: Cálculos configuración OAOW-WH

HUMIDIFICADOR			DESHUMIDIFICADOR		
Temperatura de entrada del agua	60	°C	Temperatura de entrada del agua	20	°C
Temperatura de salida del agua	38,67	°C	Temperatura de salida del agua	43,41	°C
Temperatura de entrada del aire	20	°C	Temperatura de entrada del aire	39	°C
Temperatura de salida del aire	39	°C	Temperatura de salida del aire	22	°C
Presión entrada aire	101325	Pa	Presión entrada aire	101325	Pa
Flujo másico agua	1	kg/s	Flujo másico agua	1	kg/s
Flujo másico aire	2,25	kg/s	Flujo másico aire	2,25	kg/s
Flujo másico agua rechazo	0,931	kg/s	Flujo másico agua desalinizada	0,067	kg/s
Entalpía entrada agua	251	kJ/kg	Entalpía entrada agua	83,92	kJ/kg
Entalpía salida agua	161,98	kJ/kg	Entalpía salida agua	181,79	kJ/kg
Entalpía entrada aire	42,29	kJ/kg	Entalpía entrada aire	132,86	kJ/kg
Entalpía salida aire	132,86	kJ/kg	Entalpía salida aire	43,04	kJ/kg
Humedad aire entrada	60	%	Humedad aire entrada	86,3	%
Humedad aire salida	86,3	%	Humedad aire salida	57,5	%
Calor específico aire	2,088	kJ/kg°C	Calor específico aire	2,562	kJ/kg°C
Calor específico agua	4,185	kJ/kg°C	Calor específico agua	4,186	kJ/kg°C
Calor latente agua	2260	kJ/kg	Calor latente agua	2422	kJ/kg
Humedad absoluta Y1	0,0087	-	Humedad absoluta Y2	0,0394	-
Humedad absoluta Y2	0,0394	-	Humedad absoluta Y3	0,0095	-

Tabla A.6: Cálculos 2 configuración OAOW-WH

Cantidad de personas que puede satisfacer	58	personas
Calor (IC)	69,44	kW
GOR	2,35	-

Tabla A.7: Cálculos configuración OAOW-AH

HUMIDIFICADOR			DESHUMIDIFICADOR		
Temperatura de entrada del agua	25	°C	Temperatura de entrada del agua	20	°C
Temperatura de salida del agua	31,74	°C	Temperatura de salida del agua	43,12	°C
Temperatura de entrada del aire	45	°C	Temperatura de entrada del aire	39	°C
Temperatura de salida del aire	39	°C	Temperatura de salida del aire	22	°C
Presión entrada aire	101325	Pa	Presión entrada aire	101325	Pa
Flujo másico agua	1	kg/s	Flujo másico agua	1	kg/s
Flujo másico aire	2,25	kg/s	Flujo másico aire	2,25	kg/s
Flujo másico agua rechazo	0,997	kg/s	Flujo másico agua desalinizada	0,067	kg/s
Entalpía entrada agua	104,86	kJ/kg	Entalpía entrada agua	83,92	kJ/kg
Entalpía salida agua	132,98	kJ/kg	Entalpía salida agua	180,58	kJ/kg
Entalpía entrada aire	142,09	kJ/kg	Entalpía entrada aire	132,86	kJ/kg
Entalpía salida aire	132,86	kJ/kg	Entalpía salida aire	43,04	kJ/kg
Humedad aire entrada	60	%	Humedad aire entrada	84,4	%
Humedad aire salida	84,4	%	Humedad aire salida	52,1	%
Calor específico aire	2,088	kJ/kg°C	Calor específico aire	2,528	kJ/kg°C
Calor específico agua	4,185	kJ/kg°C	Calor específico agua	4,182	kJ/kg°C
Calor latente agua	2260	kJ/kg	Calor latente agua	2422	kJ/kg
Humedad absoluta Y1	0,0375	-	Humedad absoluta Y2	0,0385	-
Humedad absoluta Y2	0,0385	-	Humedad absoluta Y3	0,0086	-

Tabla A.8: Cálculos 2 configuración OAOW-AH

Cantidad de personas que puede satisfacer	58	personas
Calor (IC)	130,81	kW
GOR	1,246	-

# Anexo B

## Humidificador

### Technical Data

Specification (mm)	Diameter* Height * Thickness (mm)	Surface area (M2/m3)	Void space (%)	N/m3	Bulk density (Kg/m3)	Packing factor (M-1)
16	16*16*1.1	188	91	200000	141	249
25	25*25*1.2	175	90.1	53500	91	239
38	38*38*1.4	115	89	15800	71	220
50	50*50*1.5	112	90.1	6500	56	154
76	76*76*2.6	73	92	1920	60	94
100	100*100*2.5	70	92	1200	55	88

Figura B.1: Especificaciones Pall rings metálicos

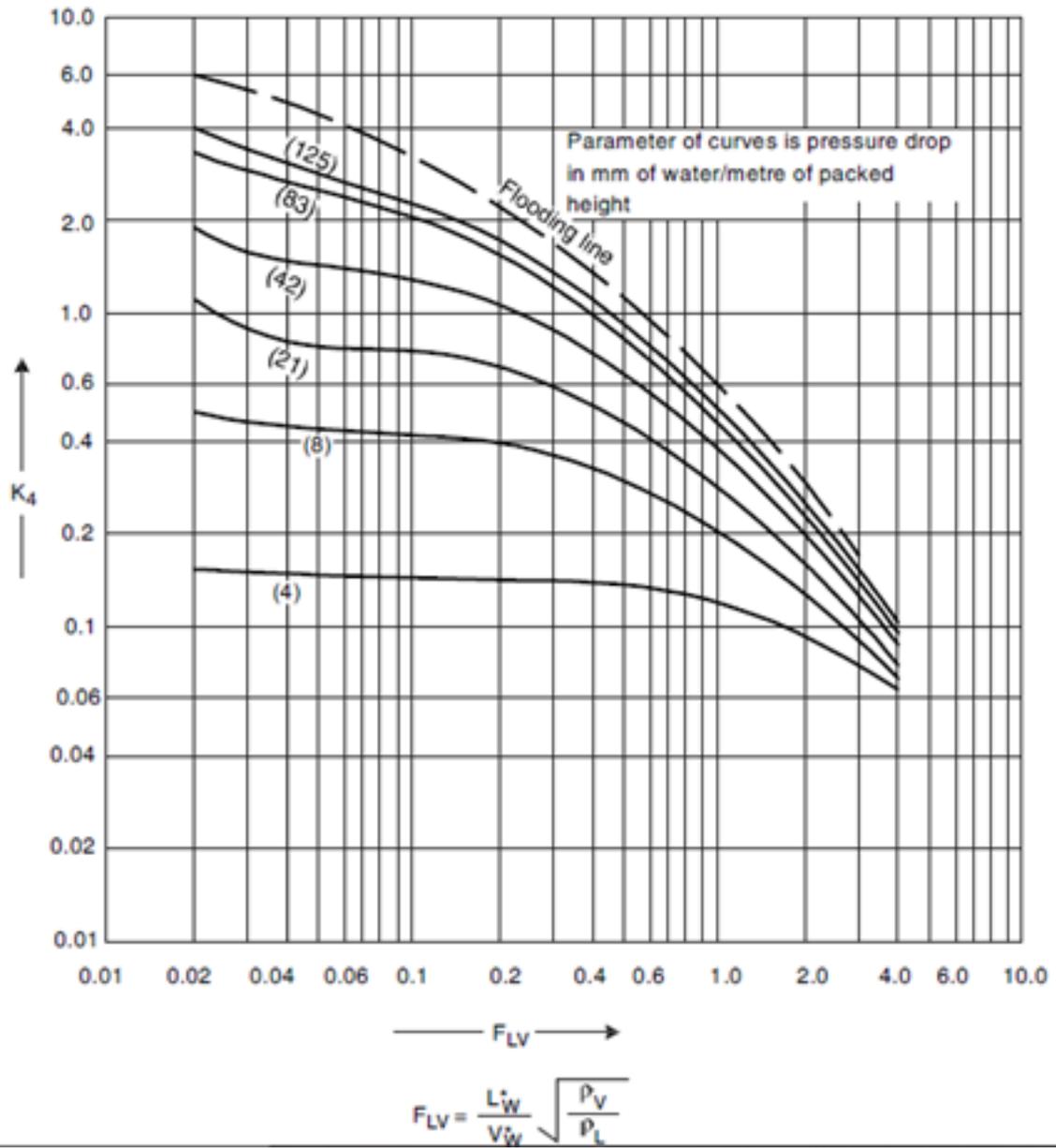


Figura B.2: Factor K4

Tabla B.1: Cálculos humidificador

$\rho_{aire}$	1,26	kg/m <sup>3</sup>	$N_{OG}$	8	-
$\rho_{agua}$	997	kg/m <sup>3</sup>	$a_w$	40,19	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
Flujo másico agua	5,8	kg/s	a	73	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
Flujo másico aire	11,6	kg/s	$d_p$	0,038	mm
$\mu_{agua}$	0,001	kg/m s	$\theta_C$	0,075	mN/m
$F_P$	94	1/m	$\theta_L$	0,07	N/m
$k_4$	2,8	-	$k_G$	0,0089	kmol/m <sup>2</sup> s bar
$D_l$	1,7E-09	mm	$k_L$	8,16E-05	m/s
$D_v$	0,000014	mm	$G_m$	0,191	kmol/m <sup>2</sup> s
$\mu_{aire}$	0,000018	kg/m s	$L_m$	0,093	kmol/m <sup>2</sup> s
$L_W^*$	1,68	kg/m <sup>2</sup> s	$H_G$	0,52	m
R	0,08314	bar m <sup>3</sup> /kmol K	$C_t$	55,38	kmol/m <sup>3</sup>
g	9,81	m/s <sup>2</sup>	$H_L$	0,51	m
$k_5$	5,23	-	$H_{OG}$	0,938	m
$V_W^*$	5,54	kg/m <sup>2</sup> s	Altura	7,507	m
V	3,369	kg/m <sup>2</sup> s	HTEP	2,53	m
Área de columna	3,44	m <sup>2</sup>	m	0,392	-
Diámetro	2,09	m			

# Anexo C

## Deshumidificador

Tabla C.1: Cálculos deshumidificador

Temperatura de entrada del agua	15	°C	Espesor	0,0021	m
Temperatura de salida del agua	33,06	°C	Conductividad térmica acero	50	W /°C m
Temperatura de entrada del aire	40	°C	1/U	0,0343	°C m <sup>2</sup> /W
Temperatura de salida del aire	27	°C	U	29,09	W/°C m <sup>2</sup>
Flujo másico agua	5,8	kg/s	A	1705,4	m <sup>2</sup>
Calor específico agua	4,182	kJ/kg°C	Largo tubo	4,88	m
$\Delta T_{log}$	9,24	°C	dtubo	0,019	m
$\dot{Q}$	438,08	kW	Atubo	0,291	m <sup>2</sup>
R	1,389	-	N° tubos	5855	-
P	0,52	-	Separacion	0,025	m
F	0,956	-	N° pasos	2	-
Coefficiente intercambio del aire	30	W/°C m <sup>2</sup>	Diámetro carcasa	1,829	m
Coefficiente intercambio del agua	1000	W/°C m <sup>2</sup>	Largo carcasa	5,2	m

# Anexo D

## Aporte de energía

Tabla D.1: Radiación solar en Maitencillo, Freirina [Watts]

Enero a Diciembre	277,67
Enero	324,05
Febrero	327,68
Marzo	309,55
Abril	259,80
Mayo	210,93
Junio	203,00
Julio	216,65
Agosto	247,10
Septiembre	287,31
Octubre	308,39
Noviembre	316,00
Diciembre	321,53

Tabla D.2: Resultados colectores solares

Te ag	43,21	°C	Eff IC	76,9	%
Ts ag	77	°C	Te ag	77	°C
Fral	0,83	-	Ts ag	43,21	°C
Frul	1,5	W/m2 K	Te ag mar	33,06	°C
Rad	277,67	W/m2	Ts ag mar	60,50	°C
Flujo ag un	0,0325	kg/s	Cp ag	4,184	kJ/kg °C
Q	477,87	W	Cp ag mar	4,186	kJ/kg °C
T amb	17	°C	Flujo ag	0,8125	kg/s
A individual	2,5	m2	Flujo ag mar	5,8	kg/s
Nº colectores	250	-	Cap calor ag	3,39	W/°C
			Cap calor ag mar	24,27	W/°C
			Q max	149,37	W
			Q real	114,868	W

Tabla D.3: Número de colectores en serie

Nº colector	T salida colector [°C]	Calor[W]
1	50,14	451,88
2	53,46	439,42
3	56,69	427,30
4	59,83	415,51
5	62,89	404,05
6	65,86	392,91
7	68,75	382,08
8	71,56	371,54
9	74,29	361,29
10	76,95	351,33

Tabla D.4: Resultados bombas de calor

Caudal	2,639	kg/s	Eff IC	0,75	%
Unidades	3	un	Flujo agua mar	5,8	kg/s
Dimensiones	1250×1076×1870	mm	Flujo agua	7,917	kg/s
Refrigerante	R410A	-	Te agua mar	34	°C
Pot termica	46,8	KW	Ts agua mar	53,5	°C
			Te agua	60	°C
			Ts agua	45,70	°C
			Cp agua	4,184	kJ/kg °C
			Cp agua mar	4,186	kJ/kg °C
			Cap calor ag	33,12	W/°C
			Cap calor agua mar	24,27	W/°C
			Q max	631,24	W
			Q real	473,43	W

# Anexo E

## Resultados finales

Tabla E.1: Resultados de producción usando colectores solares

HUMIDIFICADOR			DESHUMIDIFICADOR		
Temperatura de entrada del agua	60,5	°C	Temperatura de entrada del agua	15	°C
Temperatura de salida del agua	35,56	°C	Temperatura de salida del agua	32,15	°C
Temperatura de entrada del aire	17	°C	Temperatura de entrada del aire	40	°C
Temperatura de salida del aire	40	°C	Temperatura de salida del aire	27	°C
Presión entrada aire	101325	Pa	Presión entrada aire	101325	Pa
Flujo másico agua	5,8	kg/s	Flujo másico agua	5,8	kg/s
Flujo másico aire	11,6	kg/s	Flujo másico aire	11,6	kg/s
Flujo másico agua del rechazo	5,3479	kg/s	Flujo másico agua desalinizada	0,392	kg/s
Entalpía entrada agua	251	kJ/kg	Entalpía entrada agua	62,98	kJ/kg
Entalpía salida agua	142	kJ/kg	Entalpía salida agua	136,64	kJ/kg
Entalpía entrada aire	38,477	kJ/kg	Entalpía entrada aire	152,66	kJ/kg
Entalpía salida aire	152,66	kJ/kg	Entalpía salida aire	61,405	kJ/kg
Humedad aire entrada	70	%	Humedad aire entrada	97,2	%
Humedad aire salida	97,2	%	Humedad aire salida	60,9	%
Calor específico aire	2,268	kJ/kg°C	Calor específico aire	2,759	kJ/kg°C
Calor específico agua	4,185	kJ/kg°C	Calor específico agua	4,182	kJ/kg°C
Calor latente agua	2260	kJ/kg	Calor latente agua	2422	kJ/kg
Humedad absoluta Y1	0,0084	-	Humedad absoluta Y2	0,0474	-
Humedad absoluta Y2	0,0474	-	Humedad absoluta Y3	0,01363	-

Tabla E.2: Resultados de producción 2 usando colectores solares

Cantidad de personas que puede satisfacer	339	personas
Calor (IC)	687,56	kW
GOR	1,38	-

Tabla E.3: Resultados de producción usando bombas de calor

HUMIDIFICADOR			DESHUMIDIFICADOR		
Temperatura de entrada del agua	54	°C	Temperatura de entrada del agua	15	°C
Temperatura de salida del agua	32,317	°C	Temperatura de salida del agua	32,097	°C
Temperatura de entrada del aire	17	°C	Temperatura de entrada del aire	37	°C
Temperatura de entrada del aire	37	°C	Temperatura de salida del aire	24	°C
Presión entrada aire	101325	Pa	Presión entrada aire	101325	Pa
Flujo másico agua	5,8	kg/s	Flujo másico agua	5,8	kg/s
Flujo másico aire	11,6	kg/s	Flujo másico aire	11,6	kg/s
Flujo másico agua del rechazo	5,437	kg/s	Flujo másico agua desalinizada	0,281	kg/s
Entalpía entrada agua	226,06	kJ/kg	Entalpía entrada agua	62,983	kJ/kg
Entalpía salida agua	132	kJ/kg	Entalpía salida agua	138,78	kJ/kg
Entalpía entrada aire	38,47	kJ/kg	Entalpía entrada aire	131,66	kJ/kg
Entalpía salida aire	131,66	kJ/kg	Entalpía salida aire	62,362	kJ/kg
Humedad aire entrada	70	%	Humedad aire entrada	96,6	%
Humedad aire salida	96,6	%	Humedad aire salida	82,2	%
Calor específico aire	2,268	kJ/kg°C	Calor específico aire	2,75	kJ/kg°C
Calor específico agua	4,185	kJ/kg°C	Calor específico agua	4,182	kJ/kg°C
Calor latente agua	2260	kJ/kg	Calor latente agua	2422	kJ/kg
Humedad absoluta Y1	0,0084	-	Humedad absoluta Y2	0,039	-
Humedad absoluta Y2	0,0396	-	Humedad absoluta Y3	0,0154	-

Tabla E.4: Resultados de producción 2 usando bombas de calor

Cantidad de personas que puede satisfacer	243	personas
Calor	531,25	kW
GOR	1,28	-