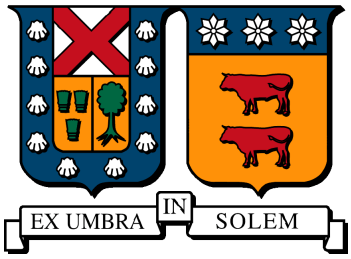
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



REDISEÑO DE PROTOTIPO DE DESALINIZACIÓN SOLAR CON SISTEMA HDH

JOSÉ EMILIANO ABURTO VALENZUELA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : PH.D RODRIGO BARRAZA VICENCIO
PROFESOR CORREFERENTE : DIPL.ING UDO RHEINSCHMIDT

Octubre 2018

Resumen

En el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad Técnica Federico Santa María, existe un prototipo de equipo de desalinización solar con sistema HDH desarrollado por Reyes [28]. Este trabajo corresponde a la continuación de la investigación realizada por él.

La primera etapa del trabajo consiste en una revisión y análisis exhaustivo del estado y condición del equipo existente, el cuál no se encuentra en funcionamiento. Producto de lo anterior se realiza un proceso de reparación y rediseño de éste equipo para lograr habilitarlo y mejorar su rendimiento.

La segunda etapa consiste en el diseño de un nuevo prototipo de equipo desalinizador solar HDH, detallando la selección de los equipos necesarios, criterios utilizados y objetivos a lograr con éste diseño, dentro de los cuales destacan generar un equipo modular, de fácil instalación y mantenimiento, que sea capaz de producir 60 litros por día de agua desalinizada y permita estudiar las distintas configuraciones existentes para éstos equipos, variando los ciclos de aire y ciclos de agua de manera sencilla y con una intervención mínima.

Índice general

1. Introducción 1
   1.1. Introducción 1
   1.2. Objetivos 3

2. Principios Sistema de Desalinización Solar HDH 4
   2.1. Tipos de circuitos en sistemas de desalinización HDH 6
      2.1.1. Circuito cerrado de aire y abierto de agua (CAOW) con calentamiento de agua 6
      2.1.2. Circuito cerrado de aire y abierto de agua (CAOW) con calentamiento de aire 7
      2.1.3. Circuito cerrado de agua y abierto de aire (CWOA) con calentamiento de agua 8
      2.1.4. Circuito cerrado de agua y abierto de aire (CWOA) con calentamiento de aire 9

3. Descripción y Evaluación del Sistema de Desalinización Solar HDH Existente 11
   3.1. Diseño del primer prototipo planta desalinizadora HDH 11
      3.1.1. Humidificador 13
      3.1.2. Pulverizadores 18
      3.1.3. Deshumidificador 20
      3.1.4. Colectores solares 23
      3.1.5. Intercambiador de calor sistema termosolar 25
      3.1.6. Sistema fotovoltaíco 26
      3.1.7. Resultado final del equipo 27
      3.1.8. Rendimiento 30

4. Evaluación del equipo HDH existente, modificaciones operativas y de instrumentación 32
4.1. Humidificador . . . 32
4.2. Pulverizadores . . . 39
4.3. Ductos de aire . . . 44
4.4. Trabajos generales . . . 45
4.5. Conclusión . . . 54

5. Dimensionamiento y Especificación de equipos principales 55
5.1. Consideraciones . . . 55
5.2. Colectores Solares . . . 56
5.3. Deshumidificador . . . 60
5.4. Intercambiador de calor de placas . . . 67
5.5. Humidificador . . . 72
5.6. Bombas y Ventiladores . . . 77
5.7. Pulverizadores . . . 83
5.8. Aislante . . . 84
5.9. Filtros . . . 89
5.10. Medidores de caudal . . . 89

6. Propuesta de Diseño 91
6.1. Humidificador . . . 91
6.2. Humidificador-Deshumidificador . . . 93
6.3. Colectores solares . . . 95
6.4. Funcionamiento General . . . 96

7. Conclusiones 100

Anexos 106

A. Perno de cierre Humidificador 106

B. Planos de construcción Humidificador 108

C. Coeficientes de pérdida K de varios accesorios de tubería para flujo turbulento [4] 112

Índice de figuras

1.1. Ciclo del agua. Fuente [24]. 1

2.1. Esquema básico de un equipo de desalinización solar HDH. Fuente [23]. 5
2.2. a) Configuración de sistema de desalinización HDH CAOW con calentamiento de agua. b) Proceso esquematizado en la carta psicrométrica. Adaptado de Narayan et Al [24]. 7
2.3. a) Configuración de sistema de desalinización HDH CAOW con calentamiento de aire. b) Proceso esquematizado en la carta psicrométrica. Adaptado de Narayan et Al [24]. 8
2.4. a) Configuración de sistema de desalinización HDH CWOA con calentamiento de agua. b) Proceso esquematizado en la carta psicrométrica. Adaptado de Narayan et Al [24]. 9
2.5. a) Configuración de sistema de desalinización HDH CWOA con calentamiento de aire. b) Proceso esquematizado en la carta psicrométrica. Adaptado de Narayan et Al [24]. 10

3.1. Esquema de equipo desalinizador HDH. Fuente [28]. 12
3.2. Estanque Aquatank 4.0 utilizado como cuerpo de humidificador. Fuente [28]. 14
3.3. Modificaciones hechas al estanque para usarlo como humidificador. Fuente [28]. 15
3.4. Corte realizado al tanque para generar una tapa desmontable. En la imagen de la derecha se aprecian los tubos de 20[mm] que actúan como base para el relleno evaporativo y la entrada del aire a travéz del tubo de 6 pulgadas. Fuente [28]. 16
3.5. Perforación para ducto de 6 pulgadas de entrada de aire y soportes de relleno evaporativo. Fuente [28]. 16

3.6. Diseño y dimensiones del perno y placa roscada de cierre. Fuente [28]. . 17
3.7. Imagen y características del relleno evaporativo utilizado. Fuente [28]. . 17
3.8. Diseño del humidificador completamente ensamblado. Fuente [28]. . . . 18
3.9. Arreglo de cañerías en forma de H para los pulverizadores y soportes de éste. Fuente [28]. 19
3.10. Dimensiones de nebulizador BETE PJ24 y características geométricas de cono de aspersión. Adaptado de catálogo BETE [11]. 19
3.11. Geometría esperada de aspersión [28]. 20
3.12. Geometría interna del intercambiador de calor utilizado como deshumidificador [28]. 21
3.13. Campanas acopladas al intercambiador de calor para armar la estructura del deshumidificador [28]. 22
3.14. Deshumidificador ensamblado [28]. 22
3.15. Componentes principales de un colector solar de placa plana [28]. . . . 23
3.16. Soporte utilizado para los colectores solares con variación de inclinación [28]. 25
3.17. Dimensiones generales intercambiador de calor marca Alfa Laval modelo T2 [15]. 26
3.18. Esquema general equipo desalinizdor [28]. 28
3.19. Modelo final del equipo desalinizador y puntos de medición importantes [28]. 29
3.20. Layout equipo desalinizador [28]. 29
3.21. Equipo desalinizador finalmente armado y en operación [28]. 30
3.22. Resolucón en función de la temperatura para la sonda PT100 marca Gemini modelo PB-6005-1M5 [18]. 31

4.1. Falla presentada por todos los pernos de cierre del humidificador. 33
4.2. Estructura interna de los pernos del humidificador descubierta posterior a la fractura de éstos. 33
4.3. Pernos fabricados en Technyl poliamida para el cierre del humidificador. 35
4.4. Estado de deterioro del sistema de tuberías internas del deshumidificador. 36
4.5. Resultado de la reparación del sistema de soportes de las cañerías interiores del deshumidificador. 37
4.6. Instalación de aspersores para riego de jardín como sustituto de easpersores de humidificación. 40

4.7. Duchas instaladas para aspersión de agua salada en humidificador. . . . 41
4.8. Higrómetro digital utilizado para las mediciones [31]. 42
4.9. Esquema del modelo de Mauricio Reyes en el cual se puede apreciar la posición del tubo de entrada de aire hacia el humidificador [28]. 42
4.10. Aspersor nuevo instalado en el Humidificador. 43
4.11. Rotámetro instalado en la línea de alimentación de agua salada del Humidificador [34]. 44
4.12. Poceso de reparación de los ductos de aire. 45
4.13. Cañerías del sistema de colección solar aisladas. 47
4.14. Modificación de geometría de cañerías del sistema de colección solar. . 48
4.15. Reparación de la válvula de llenado del sistema de colección solar. . . . 48
4.16. Cambio de soporte del intercambiador de calor de placas. 49
4.17. Estado de la instalación de los sensores de temperatura de contacto. . . 51
4.18. Sensores Ibutton [31]. 51
4.19. Puntos de medición implementados en el equipo desalinizador solar HDH, los cuales se indican mediante círculos coloreados. 52
4.20. Gráfico de los datos obtenidos el día 8 de Agosto de 2018, las curvas corresponden a las temperaturas registradas en los puntos indicados en la figura 4.19. 53

5.1. Esquema de tubo de vacío utilizado en colectores solares. Fuente [20]. . 57
5.2. Dimensiones de intercambiador de calor de tubo y carcasa utilizado como deshumidificador [27]. 60
5.3. Dimensiones de intercambiador de calor de placas modelo T5 marca Alfa Laval, medidas principales en milímetros (pulgadas en paréntesis) [16]. 68
5.4. Volumen de control utilizado para el modelamiento matemático del humidificador [17]. 73
5.5. Humidificador. 76
5.6. Curva característica de la bomba marca Bestflow modelo RS12/9G seleccionada. En rojo se puede apreciar la curva de la bomba mientras que en azul la curva del sistema , el punto de intersección será el punto de operación el cual cumple exactamente con los requísitos de diseño del sistema. Adaptado de [2]. 79

5.7. Curva característica de la bomba marca Pentax modelo PM65 seleccionada. En negro se puede apreciar la curva de la bomba mientras que en rojo la curva del sistema , el punto de intersección será el punto de operación el cual ofrece un mayor caudal que el requerido, pero como por los rotámetros ésto no es posible, se llegara a una mayor presión de trabajo. Adaptado de [26]. 82
5.8. Curva característica de la bomba marca Pentax modelo PM45 seleccionada. En negro se puede apreciar la curva de la bomba mientras que en naranja la curva del sistema , el punto de intersección será el punto de operación el cual ofrece un caudal levemente debajo del requerido, pero que es aceptable para la aplicación a desarrollar. [26]. 83
5.9. Boquilla de aspersión modelo HHSJ marca Spraying Systems [5]. . . . 84
5.10. Circuito de resistencias para la transferencia de calor en las cañerías de cobre sin aislar. 86
5.11. Circuito de resistencias para la transferencia de calor en las cañerías de cobre con aislante. 88

6.1. Vista en corte del equipo humidificador. 92
6.2. Anclaje de cañerías de alimentación de agua al humidificador. 93
6.3. Sistema de humidificador-deshumidificador. 94
6.4. Sistema de trampa de agua o cifón. 95
6.5. Vista isométrica del sistema de desalinización solar HDH. 96
6.6. Vista superior del equipo desalinizador solar HDH. 96
6.7. Vista lateral del equipo desalinizador solar HDH. 97
6.8. Esquema de funcionamiento general sistema desalinizador solar HDH. . 98

A.1. Plano de fabricación pernos cierre humidificador [28]. 107

B.1. Plano de fabricación de tapa del humidificador. 109
B.2. Plano de fabricación cuerpo del humidificador. 110
B.3. Plano de fabricación base packing del humidificador. 111

C.1. Coeficientes de pérdida K. 112

Índice de tablas

3.1. Caudal obtenido según presión del sistema ,extraído de ficha técnica de nebulizador BETE PJ24. [11]. 20
3.2. Características del intercambiador de calor utilizado como deshumidificador [11]. 21
3.3. Especificaciones colector solar [28]. 24
3.4. Condiciones de operación intercambiador de calor de placas en equipo desalinizador obtenidos mediante la función desarrollada por Hernández [10] [28]. 25
3.5. Puntos de operación intercambiador de placas Alfa Laval modelo T2 BFG/12H [28]. 26
3.6. Consumo de los equipos eléctricos del desalinizador [28]. 27

4.1. Caracteristicas técnicas aspersores riego jardín marca Rain Bird. [29]. . 40
4.2. Características técnicas higrómetro digital [31]. 41
4.3. Caracteristicas técnicas rotámetro marca Veto [34]. 44
4.4. Características de la bomba instalada en el sistema de alimentación de agua salada. 50
4.5. Características de los sensores Ibutton utilizados para medir humedad y temperatura del aire dentro del equipo [31]. 51
4.6. Características del piranómetro utilizado para la medición de radiación [31]. 52

5.1. Características técnicas del colector de tubos de vacío marca Prismasolar. [8]. 58
5.2. Características técnicas del intercambiador de calor de tubo y carcaza utilizado como deshumidificador. Los parámetros A,B,C y D están referidos a la figura 5.2 [27]. 61

5.3. Popiedades del agua a 17$[^oC]$ 62
5.4. Popiedades del aire húmedo a 45$[^oC]$ 62
5.5. Popiedades del aire húmedo a 42,5$[^oC]$ 64
5.6. Propiedades del agua a una temperatura media asumida de 25$[^oC]$ . . . 65
5.7. Características técnicas intercambiador de calor de placas marca Alfa Laval modelo T5 [16]. 68
5.8. Propiedades del agua a 40$[^oC]$. 70
5.9. Propiedades del agua a 50$[^oC]$. 71
5.10. Características del humidificador. 77
5.11. Características del circuito de agua de colectores solares. 77
5.12. Características del circuito de agua del subsistema humidificador-deshumidificador hasta la división hacia los humidificadores. 80
5.13. Pérdidas subsistema humidificador-desumidificador desde la bomba hasta la división del caudal. 80
5.14. Características del circuito de agua del subsistema humidificador-deshumidificador desde la división de caudal hacia los boquillas. 81
5.15. Pérdidas subsistema humidificador-desumidificador desde la a división del caudal hasta la boquilla pulverizadora. 81
5.16. Características de boquilla marca Spraying Systems [5]. 84
5.17. Características técnicas del aislante a utilizar [9]. 85
5.18. Características y datos para la selección del aislante. 86
5.19. Caracteristicas técnicas rotámetro marca Veto para el circiíto de agua salada [34]. 89

Capítulo 1

Introducción

1.1. Introducción

La disponibilidad de agua potable apta para el consumo humano ha decaído con el paso del tiempo y todo indica que esto empeorará en los próximos años [30] [36] . En función de lo anterior se han implementado diversas soluciones con el fin de obtener agua apta para el consumo humano a partir de agua salada, sin embargo, éstas están pensadas solo para una producción a gran escala [33]. Es por esto que resulta interesante el desarrollo de un sistema de desalinización a pequeña escala, modular e independiente energéticamente para la producción de agua apta para el consumo humano [24].

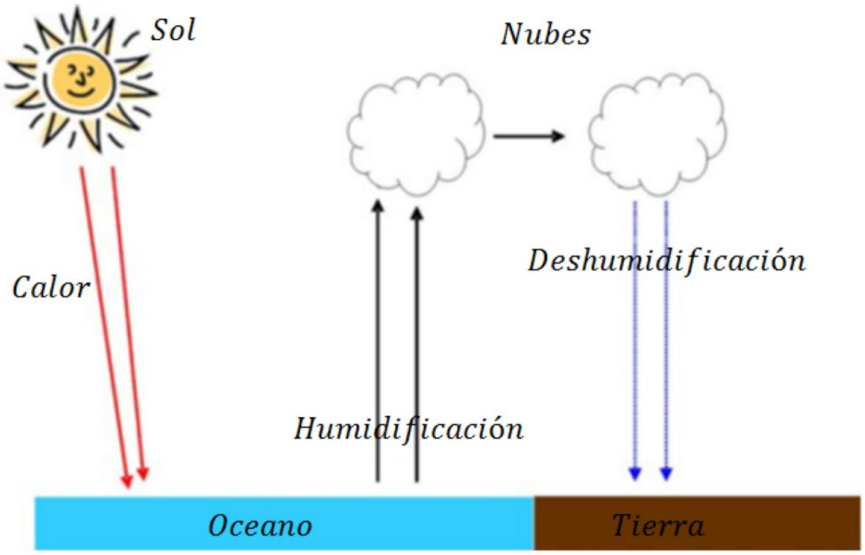


Figura 1.1: Ciclo del agua. Fuente [24].

Uno de los métodos para la desalinización que cumple con lo anterior es el llamado Humidificación-Deshumidificación, el cuál, simula de manera compacta y controlada el ciclo del agua en la naturaleza (Figura[1.1]). En este ciclo el sol transfiere energía al agua para evaporar ésta, libre de sal y contaminantes sólidos, la cuál, ya en forma de vapor asciende en la atmósfera y humidifica el aire formando nubes, las cuales posteriormente al descender su temperatura precipitan hacia la tierra en forma de lluvia, nieve etc, deshumidificando el aire.

1.2. Objetivos

1. General

    - Diseñar un nuevo equipo de desalinización solar a partir de datos obtenidos de un equipo existente.

2. Específicos

    - Poner en funcionamiento el sistema desalinizador existente en el estado actual.
    - Revisar , corregir e implementar nuevos puntos de medición de parámetros claves en el sistema.
    - Realizar mediciones de rendimiento y funcionamiento.
    - Habilitar el sistema fotovoltáico de alimentación del equipo.
    - Revisión de literatura incluyendo modelos y tecnologías existentes y compatibles con equipos de desalinización HDH.
    - Analizar datos obtenidos del primer equipo.
    - Diseñar un nuevo equipo Desalador Solar HDH en base a la información analizada y la investigación llevada a cabo.

Capítulo 2

Principios Sistema de Desalinización Solar HDH

El sistema de desalinización solar por método de Humidificación-Deshumidificación basa su funcionamiento en el ciclo natural del agua. En este, el agua de mar es calentada mediante la radiación solar, evaporándose y humidificando el aire, el cual forma nubes y desplaza esta agua contenida en él para posteriormente, producto de la disminución de su temperatura, deshumidificarse, liberando el agua contenida en el el forma de precipitaciones hacia la superficie terrestre.

La composición básica de un equipo de desalinización solar por Humidificación-Deshumidificación consta de las siguientes partes:

- Colector solar: Equipo encargado de captar la energía solar.
- Intercambiador de calor : Equipo encargado de transmitir el calor de un fluido de trabajo a otro.
- Humidificador: Contenedor en el cuál se produce la transferencia de calor y masa desde el agua de alimentación hacia el aire que circula por éste, el cuál se encarga de transportar el agua a desalar.
- Deshumidificador: Intercambiador de calor utilizado para disminuir la temperatura del aire húmedo y subir la misma del agua de alimentación , con el fin de extraer el agua contenida en el aire calentado y humidificado, es decir, lleva a cabo el proceso de deshumidificación.

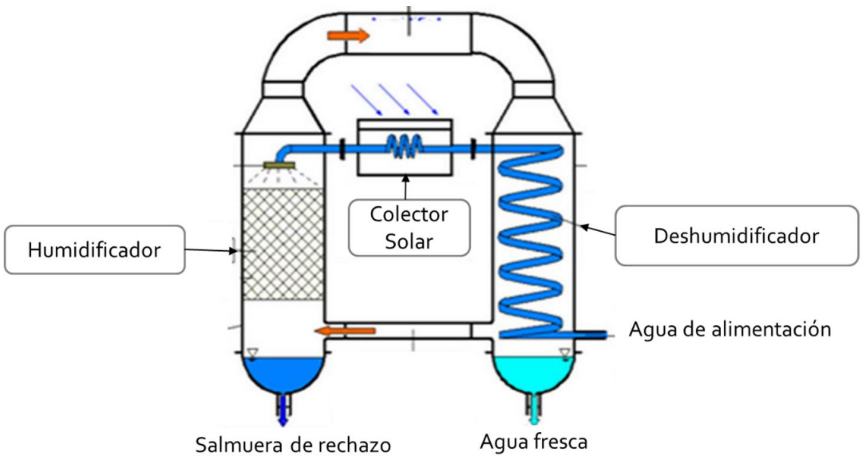


Figura 2.1: Esquema básico de un equipo de desalinización solar HDH. Fuente [23].

El funcionamiento básico de un sistema desalinizador solar por el método de humidificación-deshumidificación se puede apreciar en la figura 2.1. En éste sistema el agua de alimentación, agua salada, ingresa por el deshumidificador, en donde es precalentada producto de la condensación que se genera en éste equipo. Posteriormente el agua sale del deshumidificador para entrar al intercambiador de calor acoplado al sistema de colección solar, en donde aumenta aún mas su temperatura, pues es en éste lugar en donde la energía captada por los colectores solares es inyectada al agua salada a desalinizar para después ser pulverizada en la parte superior del humidificador, en donde por la parte inferior entra aire a contraflujo, que asciende y al mezclarse con el agua salada pulverizada, se genera el proceso de transferencia de calor y masa en donde el aire aumenta su temperatura y su capacidad para almacenar y transportar agua, evaporando de esta manera agua y aumentando su humedad relativa. Finalmente éste aire húmedo a alta temperatura, es llevado al equipo deshumidificador, donde se enfría por la circulación de agua salada de alimentación y, por lo tanto libera el agua contenida en éste al descender su temperatura y por lo tanto su capacidad de almacenar agua, la cuál es el producto final del sistema desalinizador solar HDH y es recolectada por una salida situada en el mismo deshumidificador.

Existen múltiples métodos para clasificar los sistemas de desalinización solar HDH, los cuales se detallan a continuación:

- Según su fuente energética: Existen diversas fuentes de energía que se pueden asociar a esta tecnología, como puede ser la geotérmica, calores residuales, energía eléctrica, etc. Para éste prototipo se utilizará un sistema de energía solar térmico.

- Según el fluido que es calentado: En los sistemas de desalinización HDH es posible calentar el aire, el agua o ambos. En este prototipo sólo se trabajará con calentamiento de agua.

- Según el circuito de los fluidos dentro del sistema: En los sistemas de desalinización HDH, los fluidos de trabajo pueden realizar distintos circuitos, dependiendo de la configuración seleccionada. Éste tipo de clasificación sera desarrollado más en profundidad, pues corresponde a uno de los principales resultados experimentales a los cuales se espera llegar, que circuito es el que maximiza la cantidad de agua desalinizada producida.

2.1. Tipos de circuitos en sistemas de desalinización HDH

2.1.1. Circuito cerrado de aire y abierto de agua (CAOW) con calentamiento de agua

En el sistema CAOW (closed air open water) se puede apreciar en la figura 2.2, se pulveriza el agua caliente dentro del humidificador a la vez que se hace entrar aire por la zona inferior de éste, a contraflujo, donde el aire se calienta y humidifica utilizando la energía del agua con la que entra en contacto. El proceso anterior se puede apreciar en la carta psicrométrica de la figura 2.2 b, representado por la línea 1-2. Éste aire humidificado entra posteriormente al equipo deshumidificador, en donde se enfría y libera parte del agua que contiene, utilizando el agua salada de alimentación como refrigerante, proceso representado en la carta psicrometrica por la línea 2-1, lo cual genera de manera adicional que el agua salada de alimentación se precaliente. Posteriormente el agua salada precalentada es calentada por los colectores solares para ser pulverizada dentro del humidificador. En este tipo de circuito el aire de trabajo circula constantemente entre el humidificador y el deshumidificador, por el contrario, el agua salada solo completa un ciclo deshumidificador-colectores-humidificador, para posteriormente ser desechada.

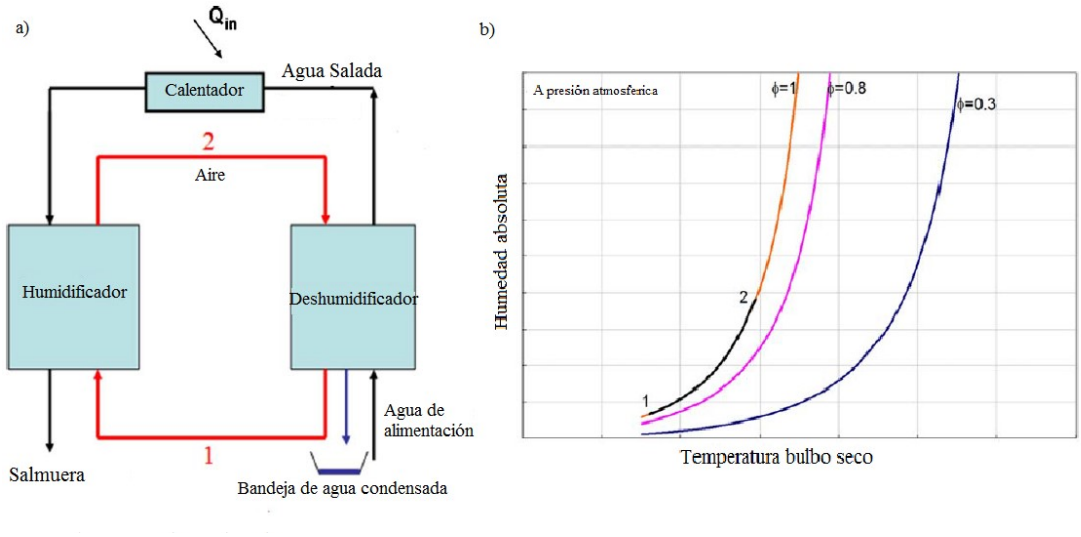


Figura 2.2: a) Configuración de sistema de desalinización HDH CAOW con calentamiento de agua. b) Proceso esquematizado en la carta psicrométrica. Adaptado de Narayan et Al [24].

2.1.2. Circuito cerrado de aire y abierto de agua (CAOW) con calentamiento de aire

El circuito cerrado de aire y abierto de agua CAOW (closed air open water) con calentamiento de aire se puede apreciar en la figura 2.3. En este tipo de sistemas el aire se calienta hasta una temperatura de aproximadamente $80[^oC]$ antes de entrar al humidificador. Éste proceso de calentamiento de aire se grafica en la carta psicrométrica de la figura 2.3 b mediante la línea de humedad constante 1-2. En el humidificador, el aire se enfría y gana humedad hasta saturarse lo cual se representa mediante la línea 2-3, para posteriormente entrar al equipo deshumidificador donde el aire se enfría nuevamente y libera parte del agua contenida en él, proceso representado mediante la línea 3-1, la cuál se desplaza por la línea de saturación. En este tipo de proceso los ciclos de los fluidos de trabajo son iguales a los descritos para el ciclo CAOW con calentamiento de agua.

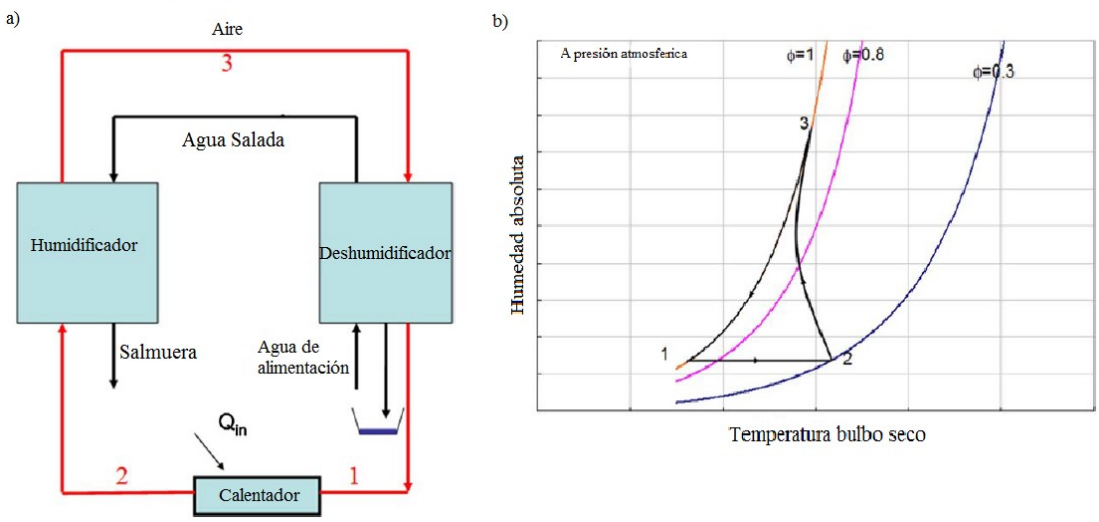


Figura 2.3: a) Configuración de sistema de desalinización HDH CAOW con calentamiento de aire. b) Proceso esquematizado en la carta psicrométrica. Adaptado de Narayan et Al [24].

2.1.3. Circuito cerrado de agua y abierto de aire (CWOA) con calentamiento de agua

El circuito cerrado de agua y abierto de aire CWOA (closed water open air) se muestra en la figura 2.4. En éste circuito el agua entra subiendo su temperatura en el deshumidificador, posteriormente es calentada mediante la energía captada por los colectores solares, para finalmente ser pulverizada dentro del humidificador, sin embargo en éste tipo de circuito, el agua no se desecha posterior a ésto , sino que vuelve a ser utilizada por el sistema entrando nuevamente al deshumidificador, para generar una circulación continua dentro del sistema. El aire por su parte, entra a condiciones ambientales al humidificador, donde es calentado y aumenta su contenido de agua gracias al agua caliente que es inyectada en éste sector al sistema, proceso graficado en la carta psicrométrica de la figura 2.4 b como la línea 1-2, para finalmente disminuir su temperatura en el deshumidificador, liberando de esta forma parte de su contenido de agua, como indica la linea 2-3. Una vez completado éste ciclo el aire es desechado.

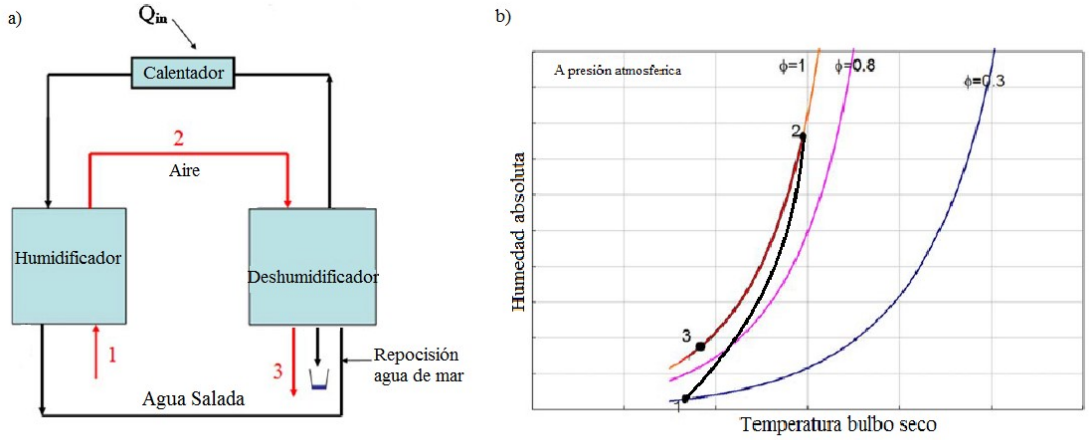


Figura 2.4: a) Configuración de sistema de desalinización HDH CWOA con calentamiento de agua. b) Proceso esquematizado en la carta psicrométrica. Adaptado de Narayan et Al [24].

2.1.4. Circuito cerrado de agua y abierto de aire (CWOA) con calentamiento de aire

El circuito cerrado de agua y abierto de aire con calentamiento de aire se muestra en la figura 2.5. En éste el aire es calentado por los colectores solares a temperaturas de aproximadamente $90[^oC]$, proceso que está representado por la línea 1-2 en la figura 2.5 b, para posteriormente ser ingresado al humidificador, donde el aire disminuye su temperatura pero aumenta su humedad relativa hasta la saturación, proceso representado mediante la línea 2-3. Luego el aire ingresa al deshumidificador, donde es enfriado aún más y éste libera parte de su contenido de agua, línea 3-4, para finalmente ser desechado terminado el ciclo, liberando éste aire al ambiente.

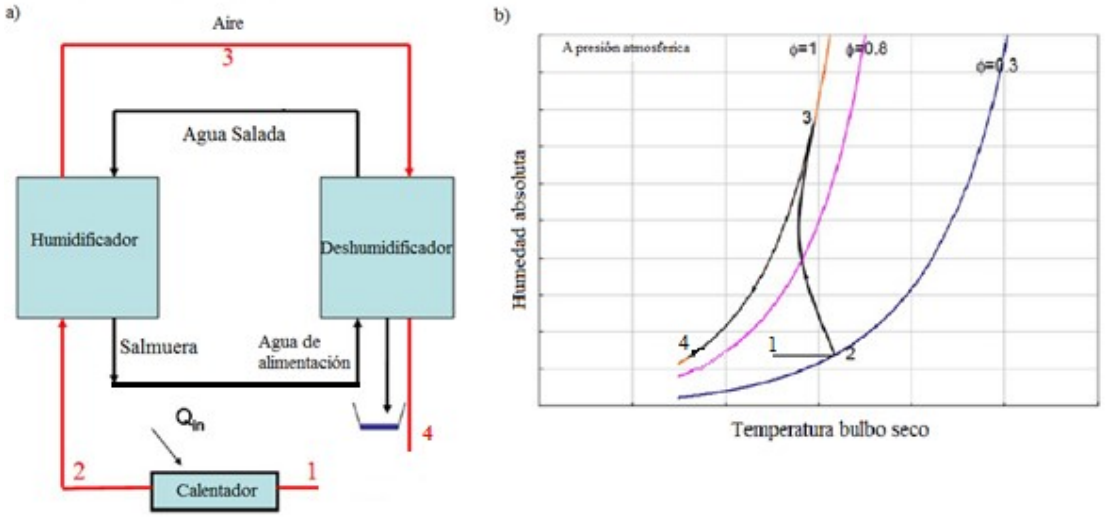


Figura 2.5: a) Configuración de sistema de desalinización HDH CWOA con calentamiento de aire. b) Proceso esquematizado en la carta psicrométrica. Adaptado de Narayan et Al [24].

Teniendo en cuenta el funcionamiento y las configuraciones explicadas anteriormente es que se procederá al análisis y reparación del prototipo de sistema desalinizador solar por proceso de humidificación-deshumidificación existente y el diseño de uno nuevo.

Capítulo 3

Descripción y Evaluación del Sistema de Desalinización Solar HDH Existente

En la etapa anterior de la investigación llevada a cabo en este proyecto, se diseñó y construyó un primer prototipo de máquina desalinizadora solar HDH, el trabajo estuvo a cargo del ingeniero civil mecánico Mauricio Antonio Reyes Valenzuela y fue presentado como su memoria de pregrado. Este prototipo se describe en detalle en la memoria titulada: Diseño y construcción de sistema de desalinización por método de humidificación-deshumidificación (HDH) acoplado con energía solar [28]. En esta sección se revisarán los parámetros de diseño y construcción de los principales componentes del equipo, la condición y funcionamiento en el momento del término de los trabajos en éste y las condiciones en las que fue recibido al momento de comenzar la investigación e intervención de éste equipo.

3.1. Diseño del primer prototipo planta desalinizadora HDH

El modelo de funcionamiento principal seleccionado para el diseño de este equipo fue en una configuración CAOW (closed air open water), es decir el aire utilizado para el proceso de desalinización recircula constantemente por el equipo, en cambio, el agua utilizada solo entra al equipo durante 1 ciclo, siendo posteriormente desechada. Pese a lo anterior, el equipo debe ser fácilmente modificable con el fin de alcanzar una configuración CWOA (closed water open air), es decir, en este caso el agua es la que

recircula constantemente en el equipo y el aire, es desechado posteriormente a su utilización en 1 ciclo. Lo anterior se logra mediante la incorporación de un estaque que permita el almacenamiento y recirculación constante de agua y la desconexión de la línea de aire que conecta el deshumidificador con el humidificador, dejando, en este caso, la entrada y salida de aire del sistema libres hacia el ambiente. Ésta configuración de desalinizador solar solo calienta el agua mediante energía solar.

A continuación se presenta un esquema con los componentes principales y los flujos dentro del equipo desalinizador solar HDH.

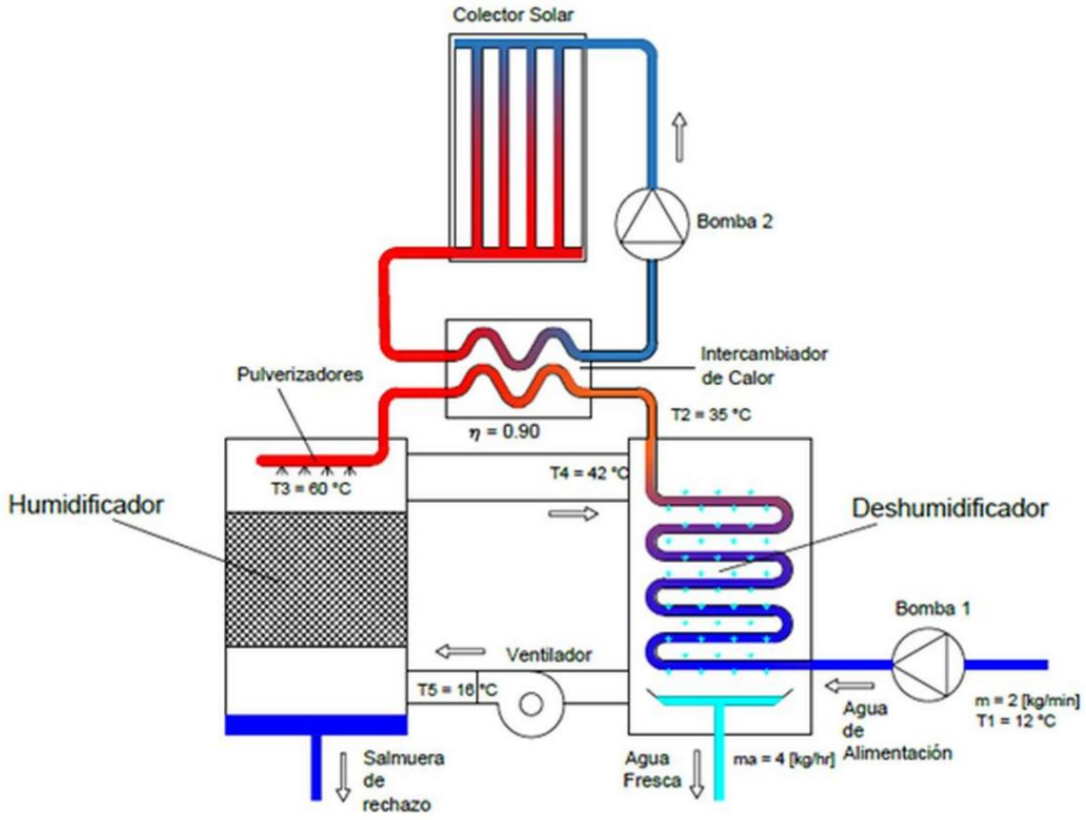


Figura 3.1: Esquema de equipo desalinizador HDH. Fuente [28].

En la figura 3.1 se puede apreciar con claridad la composición del equipo, las temperaturas importantes de los fluidos de trabajo y los flujos másicos de éstos en los puntos más importantes.

3.1.1. Humidificador

El humidificador seleccionado y construido para este equipo corresponde a una torre de pulverización, la cual consiste esencialmente en un recipiente cilíndrico en el que se pulveriza agua en la parte superior y posteriormente cae por gravedad, las gotas se dispersan dentro de una corriente continua de aire que fluye hacía arriba. Las consideraciones para las selección de este tipo de humidificador fueron:

- Humidificador de diseño sencillo.
- Pequeña caída de presión en el circuito de aire.
- Contra: Caída de presión considerable en el circuito de agua debido a las boquillas de pulverización.
- Relación diámetro estanque y diámetro chorro de pulverización: Si el diámetro del estanque es mayor al diámetro del chorro de pulverización esto permitirá que el aire se mezcle completamente con el agua, en caso contrario, el rocío llegara rápidamente a las paredes de la torre, lo que generará una película de agua sobre ésta volviéndola ineficaz.

En función de lo anterior se selecciono un estaque de polietileno lineal LLDPE, marca Infraplast, modelo Aquatank 4.0, con una capacidad de 4000 litros y destinado para el almacenamiento de agua.

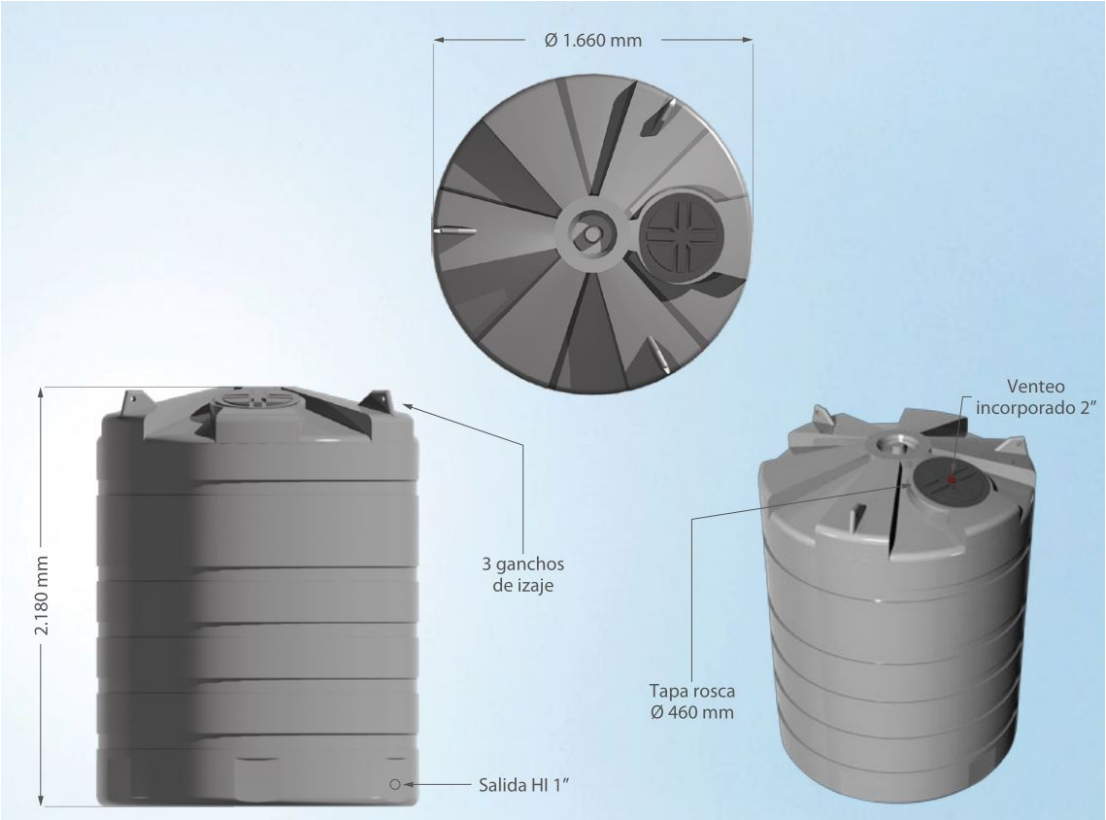


Figura 3.2: Estanque Aquatank 4.0 utilizado como cuerpo de humidificador. Fuente [28].

Las razones para esta elección son las siguientes:

- Sus dimensiones facilitan la instalación de los pulverizadores, el relleno evaporativo y los ductos de aire.
- Su material de fabricación permite un fácil mecanizado.
- Su baja masa permite un fácil transporte y manipulación.
- Contra: El material con el que está fabricado limita la temperatura de funcionamiento en su interior a un máximo de 70[^{o}C], por lo que no es recomendable hacer circular aire caliente dentro de él ni pulverizar agua en su interior sobre ésta temperatura.

El estanque anteriormente mostrado fue modificado para poder adaptarlo a las diferentes necesidades del diseño, para lo cual se realizaron los siguientes trabajos:

- Corte de la tapa superior para generar un sistema de apertura y armado.

- Perforación en la tapa superior del estanque de 12 pulgadas para la salida de aire húmedo.

- Perforación en la parte inferior del manto del estanque, de 6 pulgadas de diámetro para la entrada de aire al humidificador.

- Perforación en la parte inferior del manto de 20 [mm] pasante, para instalar los soportes del relleno evaporativo, el cual se compone de 3 tubos de 20[mm] de diámetro.

- 6 perforaciones en concordancia en cada uno de los cuerpos que componen el humidificador (6 en la tapa y 6 en el manto) para el cierre de éste.

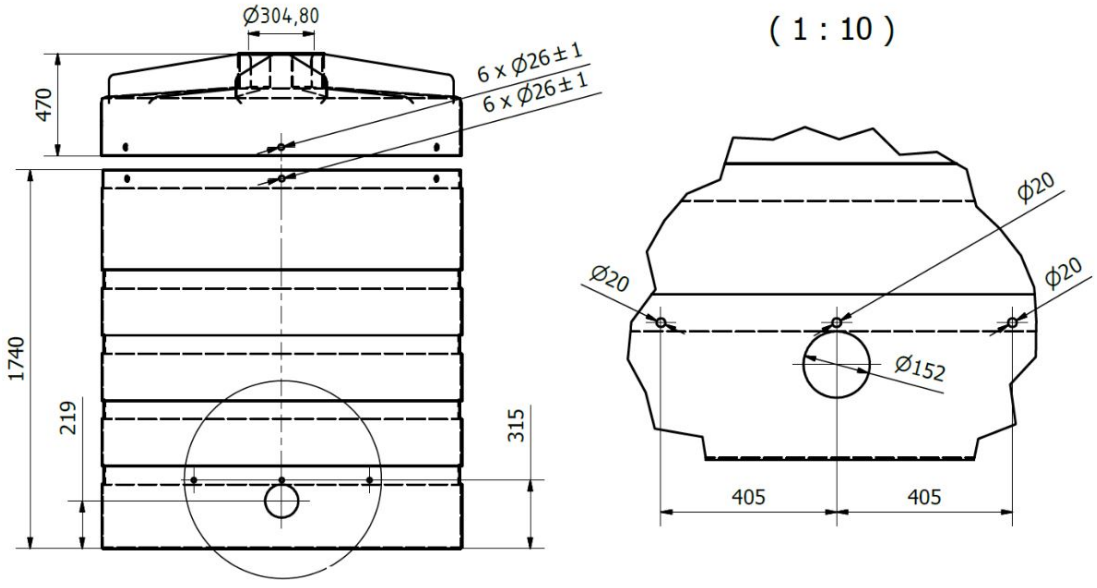


Figura 3.3: Modificaciones hechas al estanque para usarlo como humidificador. Fuente [28].



Figura 3.4: Corte realizado al tanque para generar una tapa desmontable. En la imagen de la derecha se aprecian los tubos de 20[mm] que actúan como base para el relleno evaporativo y la entrada del aire a travéz del tubo de 6 pulgadas. Fuente [28].



Figura 3.5: Perforación para ducto de 6 pulgadas de entrada de aire y soportes de relleno evaporativo. Fuente [28].

El cierre de la tapa hecha al humidificador es mediante un cierre mecánico accionado por pernos manuales, los que se fabricaron en ABS mediante un proceso de impresión 3D. Este se compone de 2 piezas, el perno como tal y una placa roscada, la cual va adherida a la parte interior del humidificador y es la encargada de generar el apriete junto con el perno al ser cerrados.

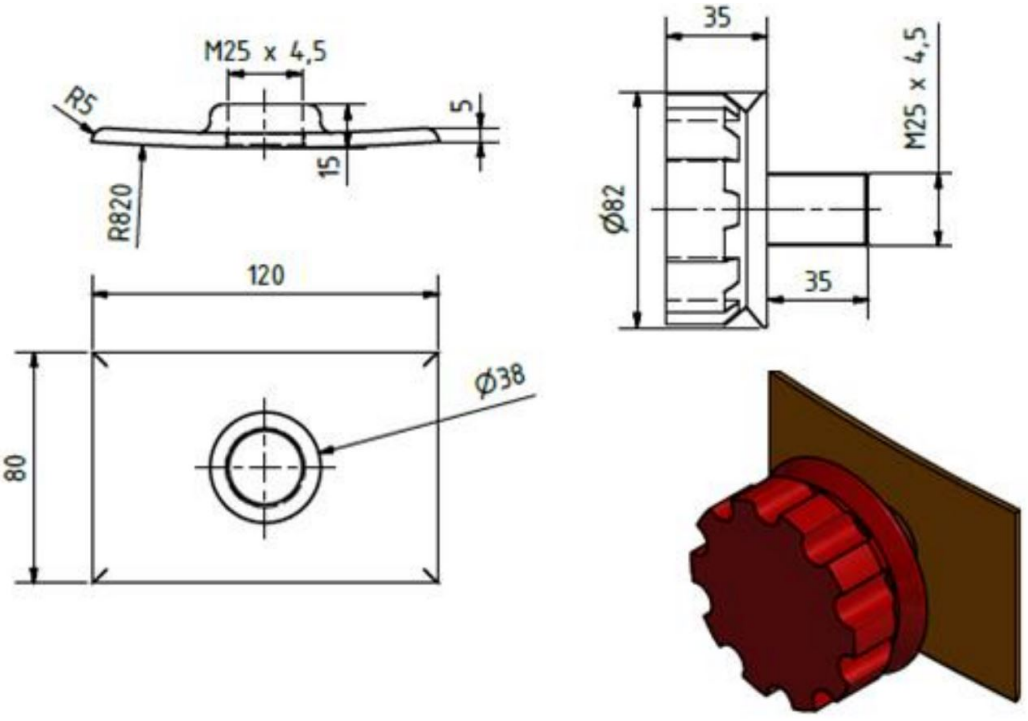
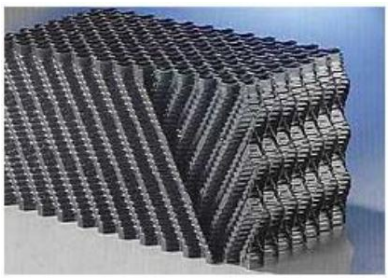


Figura 3.6: Diseño y dimensiones del perno y placa roscada de cierre. Fuente [28].

Además de lo anterior, se usó relleno evaporativo para aumentar la eficacia de humidificación, lo que produce un aumento en la dispersión de las gotas de agua y , a la vez, un aumento del área y el tiempo de contacto entre el aire y el agua. La altura del relleno es de 600[mm] y el diámetro es igual al del estanque utilizado como humidificador.



Ancho de canal	:	**12 mm**
Superficie de intercambio	:	226 m^2/m^3de surcos diagonles cruzados
Material	:	PVC
Dimension máxima	:	300x300x1200 hasta 3000 mm
Temperatura de operación	:	máxima 50°C

Figura 3.7: Imagen y características del relleno evaporativo utilizado. Fuente [28].

En resumen, el humidificador modificado como se muestra en las figuras 3.3 3.4, contiene en su interior una capa de rellenos evaporativos de 600[mm] de altura. Por debajo de este se ubica la entrada de aire al humidificador, la cual se efectúa a travez de un ducto de 6 pulgadas de acero galvanizado. En la parte superior del humidificador se

encuentra una perforación de 12 pulgadas, por donde sale el aire húmedo. La salida del agua del humidificador se produce por una perforación ubicada a 50[mm] de la base, la cual es proporcionada por el fabricante. Finalmente este es cerrado por 6 pernos fabricados en abs como se muestra en la siguiente figura.

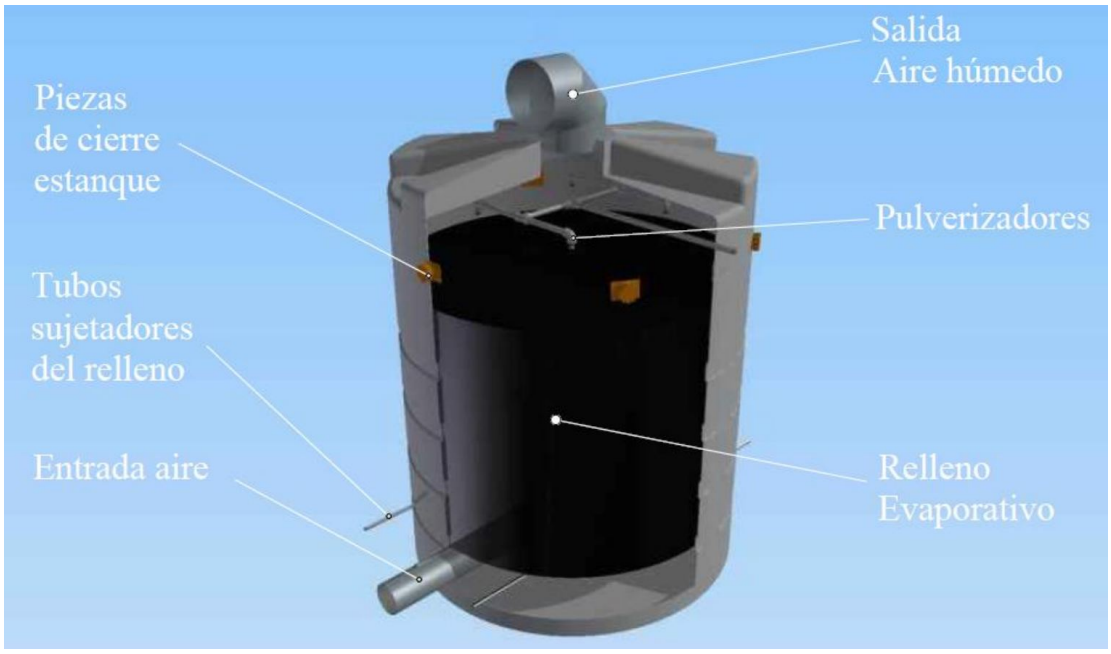


Figura 3.8: Diseño del humidificador completamente ensamblado. Fuente [28].

3.1.2. Pulverizadores

Para la pulverización del agua dentro del humidificador, se genero una estructura tipo h en cuyos extremos se instalaron los pulverizadores. Este arreglo de cañerías fue anclado a la tapa del humidificador mediante Hilos de 1/4 de pulgada los cuales se sostienen por fuera de la tapa mediante pernos tipo mariposa, para la sujeción de las tuberías se utilizaron collarines intervenidos, a los cuales se les fabrico el hilo de 1/4 de pulgada.



Figura 3.9: Arreglo de cañerías en forma de H para los pulverizadores y soportes de éste. Fuente [28].

Los pulverizadores seleccionados son los PJ24 de la marca BETE, nebulizador capaz de generar una nube de aspersión con gotas de un diámetro menor a los 50 micrómetros [28], además de , generar esta nebulización en forma de cono sólido.

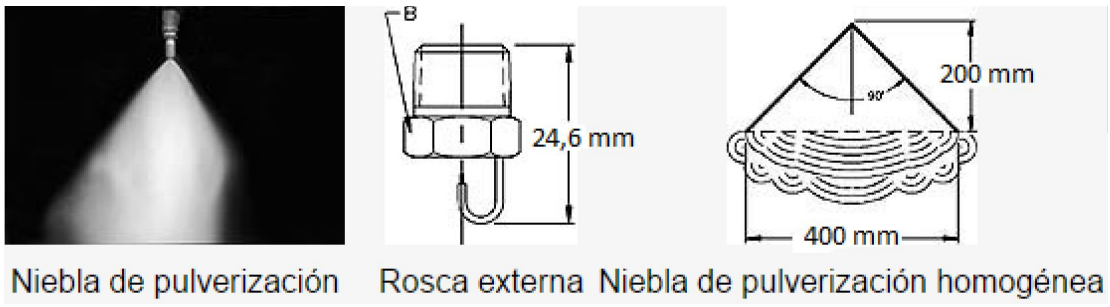


Figura 3.10: Dimensiones de nebulizador BETE PJ24 y características geométricas de cono de aspersión. Adaptado de catálogo BETE [11].

Los nebulizadores entregan un caudal de acuerdo a la presión del sistema mientras que las condiciones geométricas de aspersión se mantienen constantes independiente de la presión o el caudal utilizados. En la tabla presentada a continuación se aprecian los caudales obtenidos según la presión del sistema para el arreglo de 4 nebulizadores instalados en la máquina desalinizadora.

Tabla 3.1: Caudal obtenido según presión del sistema ,extraído de ficha técnica de nebulizador BETE PJ24. [11].

Presión [bar]	2	3	5	10	30	50
Caudal [litros/min.]	1,29	1,58	2,04	2,88	5,00	6,45
Flujo[litros/minuto]=0.228*N^opulverizadores*$\sqrt{bar}$						

La geometría esperada de aspersión con los nebulizadores situados a 200[mm] sobre el relleno evaporativo fue la siguiente:

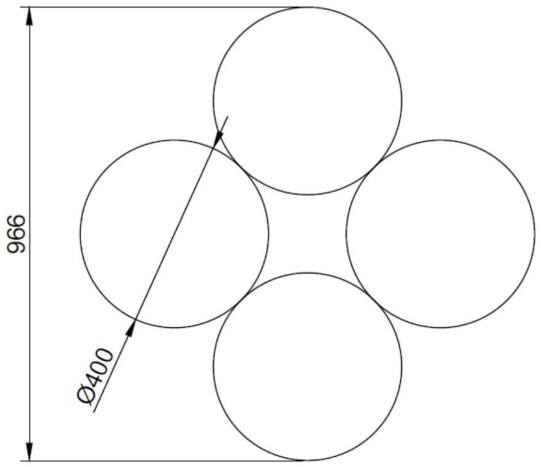


Figura 3.11: Geometría esperada de aspersión [28].

3.1.3. Deshumidificador

El deshumidificador implementado corresponde a un intercambiador de calor de tubo aleteado , el cual, fue utilizado en otro proyecto en el laboratorio de energías renovables, sin embargo se encontraba en desuso por lo que fue utilizado en este proyecto. La configuración geométrica del interior del intercambiador de calor se muestra a continuación.

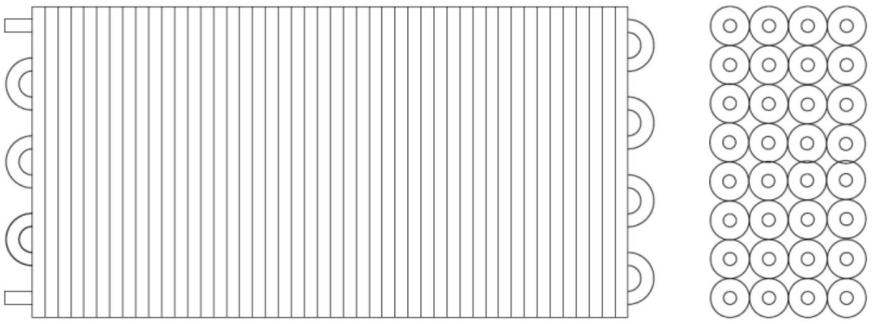


Figura 3.12: Geometría interna del intercambiador de calor utilizado como deshumidificador [28].

Las características constructivas y dimensionales generales del deshumidificador se presentan a continuación.

Tabla 3.2: Características del intercambiador de calor utilizado como deshumidificador [11].

Número de filas	12
Número de columnas	4
Largo del intecambiador [mm]	330
Ancho del intercambiador [mm]	1100
Alto del intercambiador [mm]	470
Diámetro del tubo [mm]	12
Espesor del tubo [mm]	1,25
Paso de las aletas [mm]	3
Número de placas	330
Espesor de las aletas [mm]	0,33
Rugosidad del tubo [mm]	0,0015
Material aletas	Aluminio
Material tubos	Cobre

Para la correcta unión al sistema del intercambiador de calor utilizado como deshumidificador fue necesaria su intervención acoplando 2 campanas de cocina comerciales con una conexión de 12 pulgadas para la entrada del aire húmedo y otra conexión de 6 pulgadas para la salida del aire deshumidificado y la conexión del ventilador encargado de mover el aire dentro del equipo.

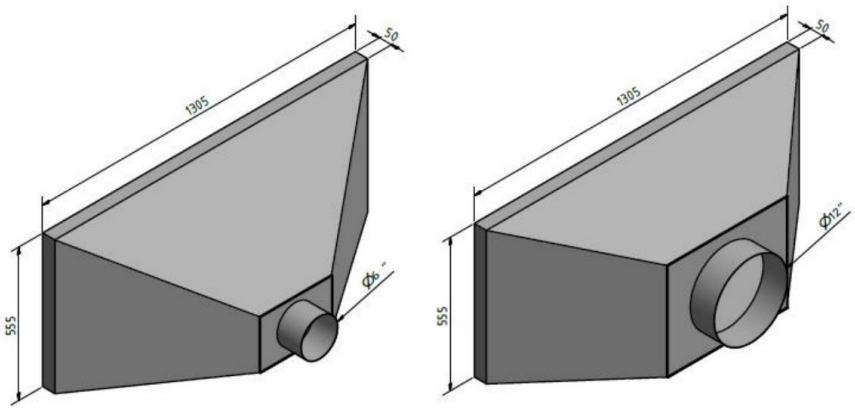


Figura 3.13: Campanas acopladas al intercambiador de calor para armar la estructura del deshumidificador [28].

El funcionamiento de este equipo consiste en bajar la temperatura del aire que entra a este haciendo de esta manera que condense agua que esta contenida en él, pues se espera que éste siempre entre saturado independiente de su temperatura. El enfriamiento del aire se logra mediante el uso del agua salada que alimentara el humidificador, generando al mismo tiempo un precalentamiento de ésta agua salada, aprovechando así la energía liberada por el aire en este proceso. El agua desalinizada producida cae hacia una canaleta de recolección inferior la cuál la dirige hasta una cañería de salida de agua. A continuación se puede apreciar el esquema general del deshumidificador ensamblado.

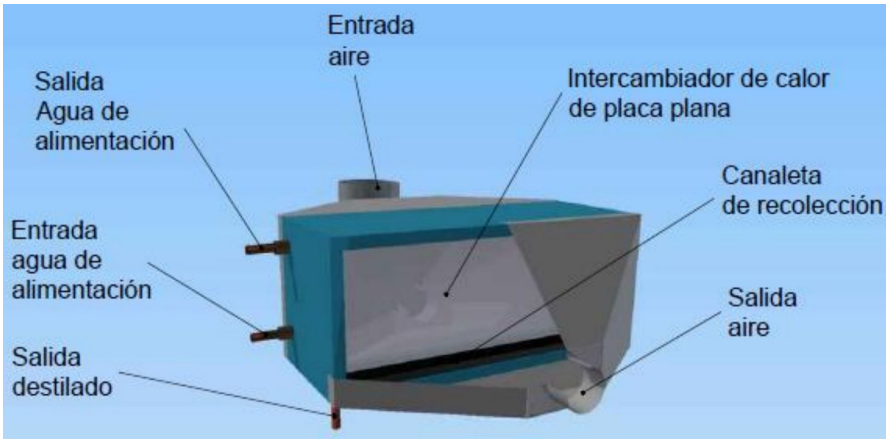


Figura 3.14: Deshumidificador ensamblado [28].

3.1.4. Colectores solares

El tipo de colector seleccionado para este prototipo es el de placa plana dado que su temperatura de trabajo oscila entre los 30 y 90 grados Celcius. Su construcción consiste en una placa plana metálica que actúa como absorvedor, la cual es atravesada por una serie de tubos donde circula el fluido a calentar. En su mayoría están cubiertos por una placa de vidrio, con el objetivo de reducir las pérdidas por convección y aprovechar el efecto invernadero producido por éstas cubiertas como se muestra a continuación.

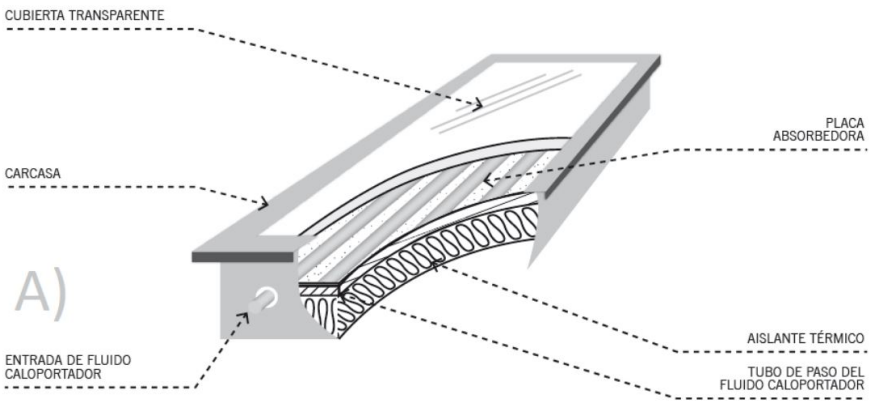


Figura 3.15: Componentes principales de un colector solar de placa plana [28].

Específicamente los colectores utilizados en este prototipo son del tipo placa plana, marca Yazaki, modelo SC-V1020 con doble cubierta de vidrio y envoltura interior para aumentar la eficiencia. A continuación se muestran los datos de estos equipos.

Tabla 3.3: Especificaciones colector solar [28].

Tipo de colector	Placa plana
Construcción de la placa absorbente	Tubo en lámina
Materiales transparentes	Vidrio templado y aislante transparente ondulado en V
Área efectiva$[m^2]$	1,91
Características de la superficie selectiva de la placa absorbente	Superficie selectiva inoxidable negra (la radiación solar absorve $\alpha = 0{,}91 \sim 0{,}94$, emisividad $\varepsilon = 0{,}09 \sim 0{,}12$
Dimensiones externas	1002x2002x77
Máximo flujo de operación en el colector [litros/Hora]	1000
Máxima presión de operación [bar]	3-5,8
Volumen de agua [litros]	2,5
Peso [Kg]	45
Placa absorvente	Acero inoxidable ferrítico ultra bajo en carbono (18Cr+2Mo& Nb)
Placa de cubierta	Vidrio templado (3 [mm] de espesor, transmisividad=0,90)
Aislante ondulado	Teflón transparente (FEP)
Alojamiento	Electrodeposición y pintura electrostática acrílica sobre chapa de acero galvanizado
Aislante	Espalda: 10$[Kg/m^3]$ de fibra de vidrio de 50[mm] de espesor; Lados: 24$[Kg/m^3]$ de fibra de vidrio de 15[mm] de espesor

Para el dimensionamiento del sistema de colectores solares se calculo una eficiencia del colector del 70 % y una efectividad de 0,70, con lo cuál se llego a 4 colectores necesarios para el correcto funcionamiento del sistema de desalinización solar HDH [28].

Los soportes de los colectores solares fueron construidos con perfiles de acero al carbono y son capaces de variar su ángulo de inclinación entre 20 grados para los meses de verano, 30 grados en estaciones de otoño y primavera y 34 grados para los meses de invierno.

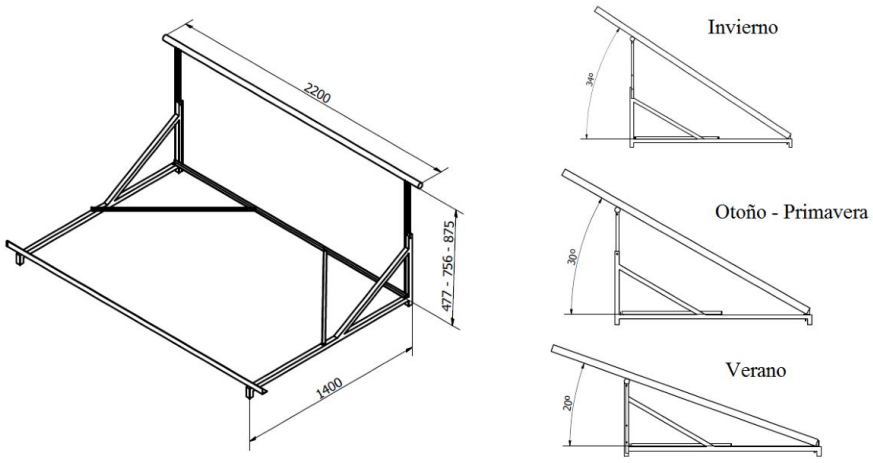


Figura 3.16: Soporte utilizado para los colectores solares con variación de inclinación [28].

3.1.5. Intercambiador de calor sistema termosolar

El intercambiador de calor utilizado para comunicar el sistema de colectores solares con el agua salada de alimentación de la máquina desalinizadora corresponde a un intercambiador de calor de placas, debido a su alta potencia específica de transmisión de calor, pequeño tamaño en relación a su área de transferencia y bajo costo. El método de selección de éste componente consistió en obtener los parámetros de área de intercambio de calor A_s y coeficiente total de transferencia de calor U, además de las condiciones de operación del intercambiador de placas para este equipo utilizando la función desarrollada por Hernández [10].

Tabla 3.4: Condiciones de operación intercambiador de calor de placas en equipo desalinizador obtenidos mediante la función desarrollada por Hernández [10] [28].

Temperatura entrada lado caliente[^{o}C]	70
Caudal lado caliente$[m^3/hr]$	0,6
Temperatura entrada lado frío [^{o}C]	35
Caudal lado frío $[m^3/hr]$	0,12

Los resultados obtenidos para A_s y para U son respectivamente de $0,2525[m^2]$ y $850[W/m^2K]$ [10]. A partir de los datos anteriores se llego a que la efectividad requerida por el intercambiador de calor es $\varepsilon_{min} = 0,71$ [28].

El intercambiador de calor seleccionado corresponde al intercambiador de placas marca Alfa Laval modelo T2 BFG/12H, dado que su efectividad calculada es de $\varepsilon = 0,74$ [28] la cual cumple con el mínimo requerido.

Tabla 3.5: Puntos de operación intercambiador de placas Alfa Laval modelo T2 BFG/12H [28].

Temperatura entrada lado caliente $[^oC]$	80
Temperatura salida lado caliente $[^oC]$	60
Caudal lado caliente $[m^3/hr]$	2,7
Temperatura entrada lado frío [^{o}C]	15
Temperatura salida lado frío [^{o}C]	32
Caudal lado frío $[m^3/hr]$	3

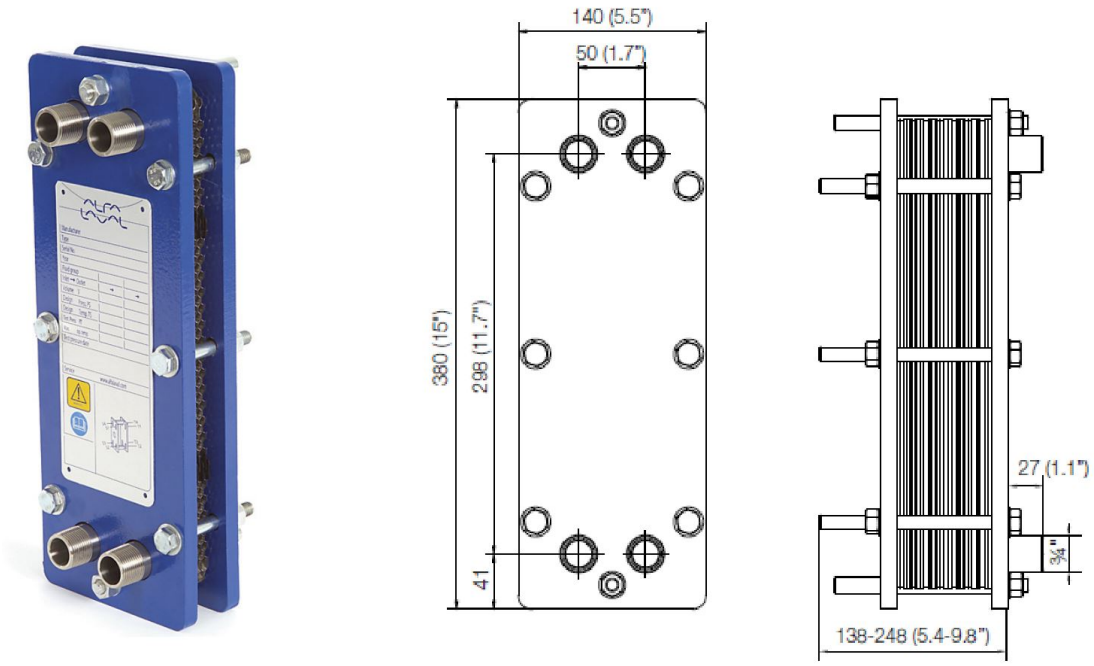


Figura 3.17: Dimensiones generales intercambiador de calor marca Alfa Laval modelo T2 [15].

3.1.6. Sistema fotovoltaíco

Para suministrar energía eléctrica a los sistemas de bombeo y ventilación, se dimensiono e instalo un sistema fotovoltáico. Los consumos de los equipos a alimentar

se muestran a continuación.

Tabla 3.6: Consumo de los equipos eléctricos del desalinizador [28].

Equipo	Consumo [KWh]
Bomba Recirculatoria GRS25/6	263
Bomba Recirculatoria GRS25/6	263
Controlador de carga	9
Ventilador TD-500/150-160	146
Total	680

En función de lo anterior se dimensiono un equipo fotovoltáico, el cuál consta de dos baterías de 200[Ah] de ciclo profundo, modelo Kaise AGM 12V/200Ah, dos módulos fotovoltáicos modelo JA Solar 310[W] policristalino de 72 celdas MC4, con eficiencia de 16 %, cuyas dimensiones son 1956x991x50[mm], un inversor modelo Victron-Phoenix 24/375 VE Direct Schuko, con una eficiencia nominal de salida de 92 % y un controlador de carga para las baterías BlueSolar PWM-PRO 12/24-20A. Con lo anterior el sistema fotovoltaíco alcanza una eficiencia del 7,9 % y debe de ser capaz en su conjunto de alimentar durante todo el año a los aparatos eléctricos que componen la desalinizadora solar HDH.

3.1.7. Resultado final del equipo

El primer prototipo de desalinizador solar HDH se instala en en Laboratorio de Energías Renobables (LER) de la sede Viña del Mar José Miguel Carrera de la Universidad Técnica Federico Santa María. En la figura 3.18 se aprecia un esquema completo de funcionamiento del equipo desalinizador, con sus principales componentes y accesorios destacados, ademas de señalar los circuitos de aire, agua fría (azul) y agua caliente (rojo).

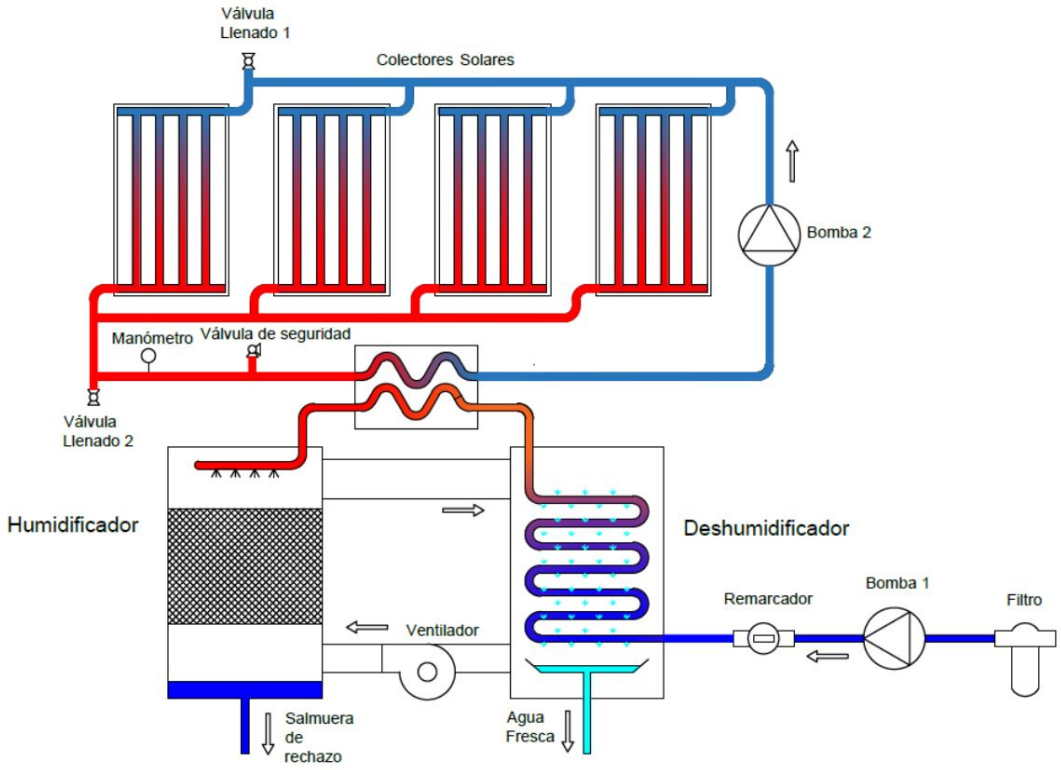


Figura 3.18: Esquema general equipo desalinizdor [28].

El funcionamiento del equipo se detalla a continuación. El agua de mar que alimenta al equipo pasa por un filtro encargado de quitar los sedimentos y contaminación de gran tamaño que pueda arrastrar, para posteriormente entrar al deshumidificador dónde el agua es precalentada. Posteriormente pasa por el intercambiador de calor de placas donde sube aún mas su temperatura, para posteriormente ser pulverizada dentro del humidificador, donde aumenta la temperatura y humedad del aire que circula por este para, finalmente, desechar el resto del agua no evaporada (mayor a un 90 % del porcentaje de agua salada utilizada). El aire ya humidificado y a mayor temperatura, sale por el ducto superior del humidificador, hacia el deshumidificador, donde el agua salada que va entrando al sistema baja la temperatura del aire, haciendo que este libere el agua contenida en el, la cual finalmente es llevada a los depósitos graduados.

El resultado final de este primer prototipo de equipo desalinizador HDH se presenta en las imágenes mostradas a continuación.

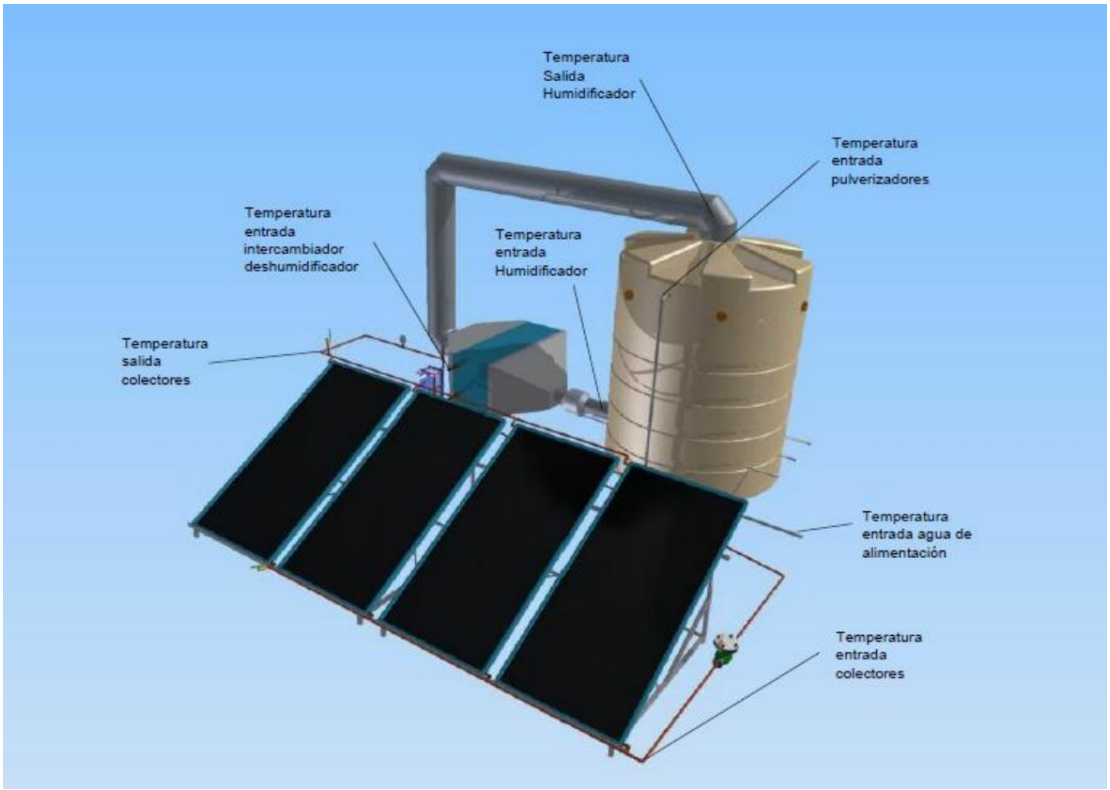


Figura 3.19: Modelo final del equipo desalinizador y puntos de medición importantes [28].

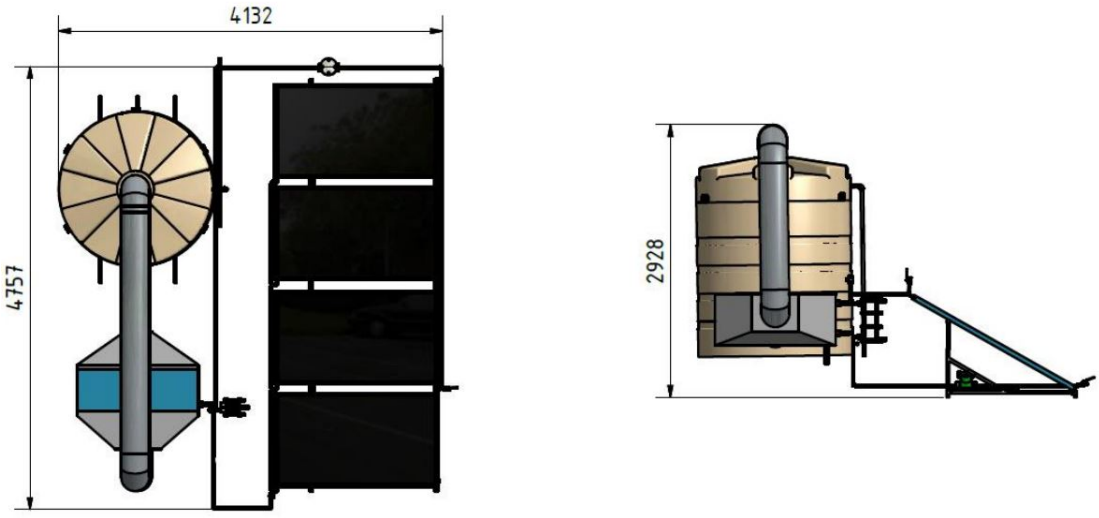


Figura 3.20: Layout equipo desalinizador [28].



Figura 3.21: Equipo desalinizador finalmente armado y en operación [28].

3.1.8. Rendimiento

La producción de agua desalinizada alcanzó un máximo de 14 litros el día 25 de abril del año 2017 [28]. Los instrumentos de medición de temperatura implementados se detallan a continuación.

Sonda PT100 marca Gemini modelo PB-6005-1M5:

- Rango de medición:-50[^{o}C] a 300[^{o}C]
- Clase: A
- Resolución:

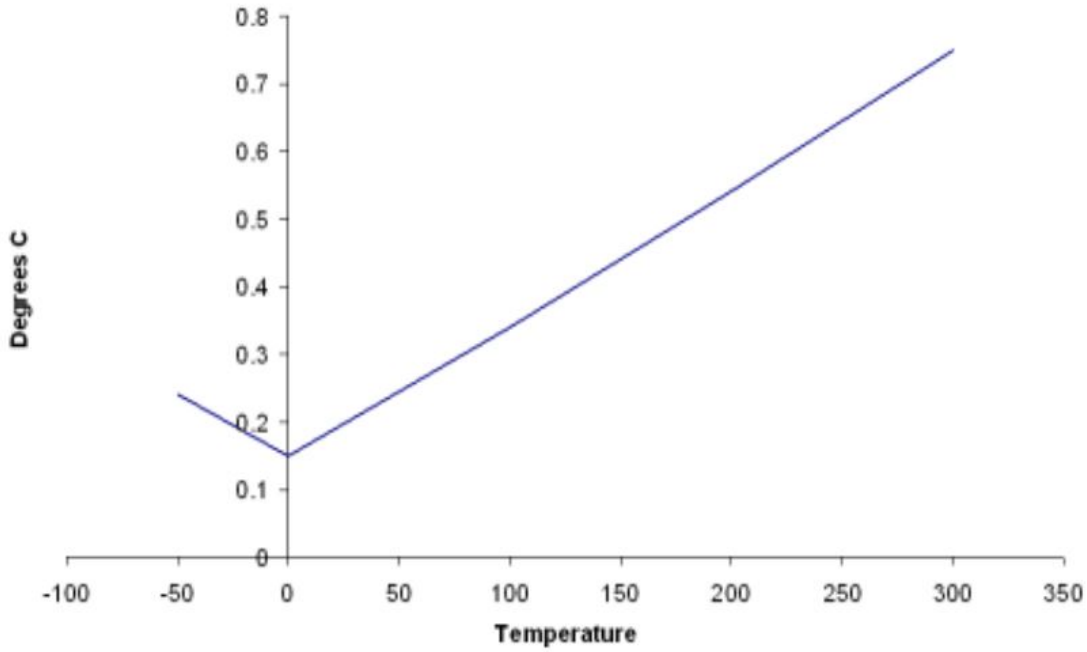


Figura 3.22: Resolucón en función de la temperatura para la sonda PT100 marca Gemini modelo PB-6005-1M5 [18].

Para extraer y almacenar los datos de la sonda PT100 utilizada, se acoplo a esta un datalogger marca Gemini, modelo Tiny Tag Plus2, con capacidad de almacenar 32000 mediciones y tomar una muestra cada 1 segundo [19]. En este caso se configuró para tomar una muestra cada 1 minuto.

Ademas de los equipos anteriores, también fueron usados sensores de temperatura de contacto, situados por fuera de la tuberías, adosados a estas mediante cinta adhesiva de aluminio, sin embargo, por ser equipos muy antiguos no se cuenta con sus correspondientes fichas técnicas.

Capítulo 4

Evaluación del equipo HDH existente, modificaciones operativas y de instrumentación

El equipo descrito en el capítulo anterior se mantuvo sin operar por alrededor de 5 meses, quedando sus componentes a la intemperie. Al momento de inspeccionar el equipo en septiembre del 2017, se encontraron muchos elementos deteriorados, lo que hizo imposible su puesta en marcha en ese estado, por lo que, debido a los trabajos necesarios para poner el equipo nuevamente en operación , se decidió además, intervenir los componentes necesarios con el fin de mejorar su funcionamiento respecto del primer diseño implementado.

A continuación se evaluarán los equipos en mal estado o con problemas de diseño y/o funcionamiento y se presentarán las soluciones implementadas.

4.1. Humidificador

Uno de los primeros equipos analizados fue el humidificador , el cual presentaba claras evidencias de deterioro. Los cierres de la tapa de este no funcionaron y fallaron catastróficamente, presentándose fracturas en los hilos de los pernos de cierre, las cuales se produjeron por la mala elección del material de fabricación de estos, el cual no soportó la carga en corte a la que estuvieron sometidos. Al analizar en profundidad estos pernos, se detectó que su cuerpo presenta vaciados internos, lo cual es comúnmente utilizado para acelerar el proceso de impresión 3D y ahorrar material en éste. Además de

lo anterior el método de impresión 3D en este material solo esta recomendado para prototipado y cargas ligeras en tracción, nunca en corte, de hecho , no se realizan ensayos en ese material bajo ésta solicitación [32]. Es necesario señalar que los datos técnicos del material utilizado para construir los pernos mediante impresión 3D no se pudieron conseguir en detalle, por lo que se proporcionan datos de filamentos comúnmente utilizados en las impresoras 3D ubicadas en el Makerspace de la Universidad Técnica Federico Santa María.

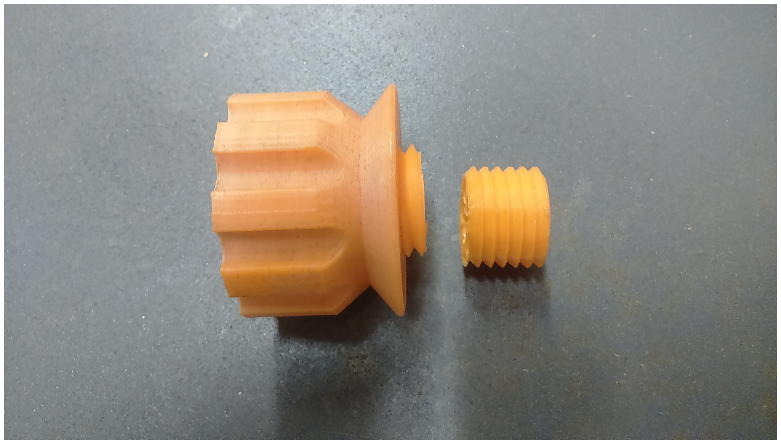


Figura 4.1: Falla presentada por todos los pernos de cierre del humidificador.

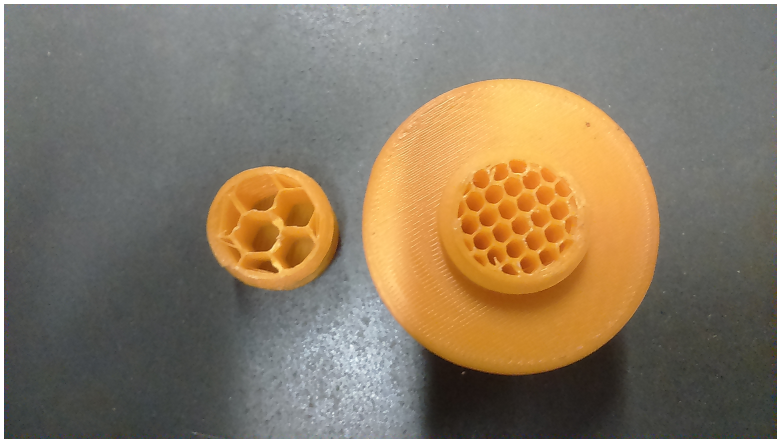


Figura 4.2: Estructura interna de los pernos del humidificador descubierta posterior a la fractura de éstos.

La carga total a soportar en corte por estos pernos se compone de la tapa del humidificador de 25[Kg], el sistema de tuberías de agua de 7[Kg] y el sistema de ductos de aire de 13[Kg] (datos de masas apróximadas obtenidas del diseño de Mauricio Re-

yes [28]), lo cuál da como mínimo 45[Kg] sin agua. En el peor de los casos , cada uno de los pernos deberá ser capaz de resistir esta carga anteriormente mencionada y esto se da en el armado y desarmado del humidificador (al instalar o quitar la tapa habrá un momento en que ésta esté sujetada solo por 1 perno).

El esfuerzo de tracción a la rotura para el ABS en que fueron fabricados los pernos es de 33,9[Mpa] obtenido mediante un método de ensayo según la norma ISO527 [32] y, según los planos, el área transversal de los pernos es de:

$$Área = \frac{\pi * Diámetro^2}{4} = \frac{\pi * 0{,}025^2}{4} = 0{,}000491[m^2] \tag{4.1}$$

Al área obtenida en la ecuación 4.1 se suma el hecho que por lo apreciado en la figura 4.2, el área transversal sólida de estos pernos no es de más del 10 % de toda el área que encierra, por lo que solo quedaría un área resistente efectiva de 0,0000491$[m^2]$. En función de lo anterior la carga máxima a la que puede estar sometido cada perno es de :

$$\tau_{max} = \frac{Fuerza}{Área\, transversal} = \frac{45 * 9{,}81}{0{,}0000491} = 8{,}993[Mpa] \tag{4.2}$$

Según la teoría de esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles, el esfuerzo de corte máximo en un material dúctil tiene un valor de la mitad del esfuerzo de fluencia en tracción. El ABS utilizado posee un valor de 39[Mpa] para su esfuerzo de fluencia en tracción [32], según lo cuál, el esfuerzo cortante máximo que soportara con un factor de seguridad igual a 1 sera de 19,5[Mpa]. Éste valor es claramente mayor al calculado como esfuerzo máximo aplicado a los pernos de cierre, sin embargo existen 2 factores claves que explican su debilitamiento y posterior falla, el primero, están directamente expuestos al sol y a temperaturas sobre los 50$[^oC]$, ante lo cual los datos técnicos del material indican claramente que ”La exposición prolongada a radiación UV puede afectar negativamente a las propiedades de una impresión ABS” [32] y, por otra parte, la impresión 3D fue realizada en otro equipo y no en el cual se realizaron los ensayos informados por el fabricante, por lo cuál, sus propiedades mecánicas pueden tener una variación significativa.

Al comenzar a trabajar en la solución de este problema se descubrió un error de diseño grave, la especificación de la rosca M25X4,5 no es una medida comercial, por lo que, no existen en el mercado pernos que puedan reemplazar a los fracturados, solo quedando la opción de fabricarlos específicamente para este equipo bajo pedido. Para esto se seleccionó el material Technyl poliamida, el cuál posee un esfuerzo a la frac-

tura de 60[Mpa] y un esfuerzo de fluencia de 85[Mpa] [6] con lo cual, es esfuerzo en corte máximo soportado por este material sera de 42,5 [Mpa], además en este caso, la construcción del vástago con hilo del perno será sólida, por lo cual el área resistente aumenta considerablemente, y el esfuerzo en corte al que estará sometido en el estado de máxima solicitación sera de 0.899[Mpa] al estar ejercido sobre un área de 0,000491$[m^2]$, por lo cual, los pernos tienen un factor de seguridad de 47. Éste sobre dimensionamiento en la resistencia no es de importancia, dado el bajo costo de la materia prima para su fabricación y la seguridad que éste ofrece. Los nuevos pérnos fueron fabricados en el taller metalmecánico de la Universidad Técnica Federico Santa María, según especificaciones entregadas en la memoria de Mauricio Reyes, cuyos planos se pueden observar en el apéndice A.1, mediante un proceso de torneado a partir de un trozo cilíndrico de Technyl poliamida de 1000[mm] de largo por 50[mm] de diámetro.



Figura 4.3: Pernos fabricados en Technyl poliamida para el cierre del humidificador.

Continuando con el análisis del humidificador, al poner en funcionamiento el equipo se detectaron múltiples fugas de agua por la rendija que se genera en el solapamiento entre la tapa del humidificador y el cuerpo de este, las cuales están generadas por 2 motivos. El primero es que el cierre instalado no es estanco, por lo cual, debido a la alta humedad presente dentro del humidificador, se generan filtraciones por este lugar hacia afuera del humidificador. Esto se solucionó sellando ese solapamiento con silicona de construcción como se aprecia en la figura 4.3, generando el sello necesario para

evitar las fugas. En segundo lugar , estas filtraciones son generadas debido a que los aspersores pulverizan agua hacia las paredes bastante por sobre el relleno evaporativo al cual se pretendió irrigar en un primer momento, llegando incluso a mojar los pernos de cierre, por lo cual , se hacen necesario un análisis y solución de este problema , pues gran parte del agua de alimentación se esta perdiendo por estas fugas y por mojar las paredes las paredes. Es necesario agregar que todas las conexiones del humidificador presentaron fugas (entrada y salida de aire, soportes de relleno evaporativo, salida de agua salada) , por lo cual fue necesario sellarlas todas de la misma manera, es decir, utilizando silicona de construcción.

Los soportes del sistema de cañerías que se encuentran dentro del humidificador se encontraban en muy mal estado. Uno de los hilos que sostenía este fue sustituido por un alambre que presentaba un avanzado estado de corrosión y al ser intervenido se corto. Uno de los collarines encargados de sujetar las cañerías hacia los hilos de soporte se fracturo, perdiendo los hilos fabricados en este.



Figura 4.4: Estado de deterioro del sistema de tuberías internas del deshumidificador.

Para habilitar nuevamente esta sección del equipo se cambiaron los hilos los cuales tenían una medida de 1/4”por otros de 1/2”, primero por el hecho de usar abrazaderas comerciales para anclarlos a las cañerías, las cuales tienen esta medida de conexión, y segundo, por la necesidad de aumentar la resistencia al pandeo de estos elementos, dado que los hilos anteriormente instalados presentaron marcadas deformaciones por flexión

al ser manipulados. Por lo anterior las tuercas tipo mariposa aumentaron su tamaño y así generan menor presión sobre su apoyo en la tapa evitando el deterioro de ésta.



Figura 4.5: Resultado de la reparación del sistema de soportes de las cañerías interiores del deshumidificador.

La cañería de salida del agua salada de desecho tenía un diámetro de 3/4 de pulgada y una llave de bola instalada en ella, lo que generaba que al utilizar caudales de alimentación altos, el caudal de salida del agua del humidificador fuera menor al de entrada generando acumulación dentro de éste, lo cuál en los casos críticos alcanzaba alturas superiores a los 300[mm], llegando al ducto de entrada del aire y comenzando a inundar éste, lo que pone en riesgo el funcionamiento e integridad del ventilador instalado en este sector. Se retiró la válvula de bola y se reemplazo la cañería de salida por una de 50[mm] de diámetro solucionando éste problema.

El estado general y el funcionamiento del estanque Aquatank 4.0 como humidificador fue deficiente por múltiples razones que se detallan a continuación:

- El material de fabricación del humidificador no es el correcto para el trabajo bajo las condiciones a las que se expone, pues limita demasiado las temperaturas de su interior.

- Las modificaciones e intervenciones que sufrió genera que su estructura en general se debilite, dejándola expuesta a deformaciones que son constantes y difíciles de solucionar.

- Al igual que en el punto anterior, al separar la zona superior del manto para generar la tapa se quita uno de los principales soportes estructurales del estanque, haciendo que ambos (tapa y cuerpo) sufran deformaciones severas producto de la temperatura y la radiación a la que están expuestos, haciendo de esta manera extremadamente difícil su intervención y mantenimiento, dado que al instalar y quitar la tapa se necesita de a lo menos 3 personas para llevarlo a cabo , puesto que hay que forzarlos para hacerlos calzar.

- Las conexiones hacia el humidificador como las cañerías de agua, los ductos de aire y las salidas de agua, fueron hechas de manera artesanal posterior a la adquisición del estanque , lo que dificulta la conexión de los accesorios , su reparación, modificación y el sellado del humidificador.

- El material del estanque dificulta la adhesión y la incorporación de cualquier elemento a él, como sucedió con las placas de cierre, las cuales fueron pegadas utilizando acero líquido, sin embargo se despegan cada cierto tiempo, haciendo necesario el volver a instalarlas.

- La salida de agua está situada a 50[mm] de la base del humidificador, lo que genera que éste constantemente contenga agua en su interior, siendo un potencial foco de contaminación cuando no está en uso.

- Al ser su diámetro demasiado grande, no se tiene control sobre por donde se desplazan los flujos de agua ni de aire, lo cuál dificulta el proceso de humidificación.

- Debido a su gran tamaño, la instalación y remoción del relleno evaporativo es muy difícil, además, las labores de limpieza de este humidificador también lo

son , dado que para lograrlo una persona tiene que entrar a éste, y, para esto es necesario desarmar todo el equipo (máquina desalinizadora solar HDH). Ésta es la causa principal de que nunca se haya hecho limpieza dentro de éste equipo.

4.2. Pulverizadores

Los nebulizadores instalados en el humidificador presentados en la sección anterior sufrieron una serie de problemas, los cuales se presentan a continuación:

- Como se puede apreciar en la tabla 3.1, las presiones necesarias para los distintos caudales de aspersión son en general elevadas y esto se acentúa por los posibles contaminantes que pueden circular por las cañerías haciendo que la presión necesaria para el correcto funcionamiento del pulverizador aumente.
- El pequeño diámetro de la perforación de salida del aspersor (0.8[mm]) genera taponamientos constantes en este, producto de cualquier contaminante presente en el agua, incluso trabajando con agua potable filtrada. Estos taponamientos se producen por lo menos 1 vez al día lo que hace inviable y prácticamente imposible su uso para la pulverización de agua salada.
- La geometría de aspersión diseñada y calculada para el arreglo de los 4 aspersores se hizo considerando una distancia desde estos al relleno evaporativo de 200[mm], sin embargo esta en realidad es de 1400[mm], lo que produce que gran parte del agua que ingresa al humidificador llegue a las paredes de éste y se pierda por la continua apertura del cono de aspersión.
- Debido a la alta solicitud de presión para el funcionamiento de los aspersores no es posible la regulación de caudal mediante estrangulamiento, pues al intentar hacer esto, los aspersores dejan de alimentar el humidificador.
- El pequeño diámetro de las gotas generadas por el aspersor (50 micrómetros o menos) genera una niebla altamente volátil, susceptible de ser arrastrada por el aire que circula dentro del humidificador, sin embargo parte de esta niebla no se evapora arrastrando consigo material salino , haciendo menos efectivo el proceso de desalinización.

Para solucionar los problemas anteriores se probaron 3 opciones. La primera fue utilizar aspersores para regadío de jardín.



Figura 4.6: Instalación de aspersores para riego de jardín como sustituto de easpersores de humidificación.

Tabla 4.1: Caracteristicas técnicas aspersores riego jardín marca Rain Bird. [29].

Marca	Rain Bird
Modelo	MPR 5F
Caudal máximo	1,8[l/min]
Presión mínima	2,1[bar]
Alcance	1,5[m]

Estos aspersores poseen 6 orificios de diámetro 1[mm]. Al ejecutar la prueba de funcionamiento se detectó que nuevamente estos aspersores se taponaban con facilidad, no deteniendo el flujo de agua , pero si decayendo su área de aspersión hasta convertirse simplemente en un chorro vertical sólido. Nuevamente no se pudo variar el caudal de alimentación

La segunda solución probada correspondió a instalar duchas domiciliarias en las salidas de las cañerías para irrigar el relleno evaporativo. La ducha es marca Vessanti y

tiene un plato de diámetro 6”. A diferencia de las 2 opciones implementadas anteriormente, éstas duchas no generan una caída de presión detectable , por lo que el caudal de aspersión puede ser variado desde 0 a 14 litros por minuto.

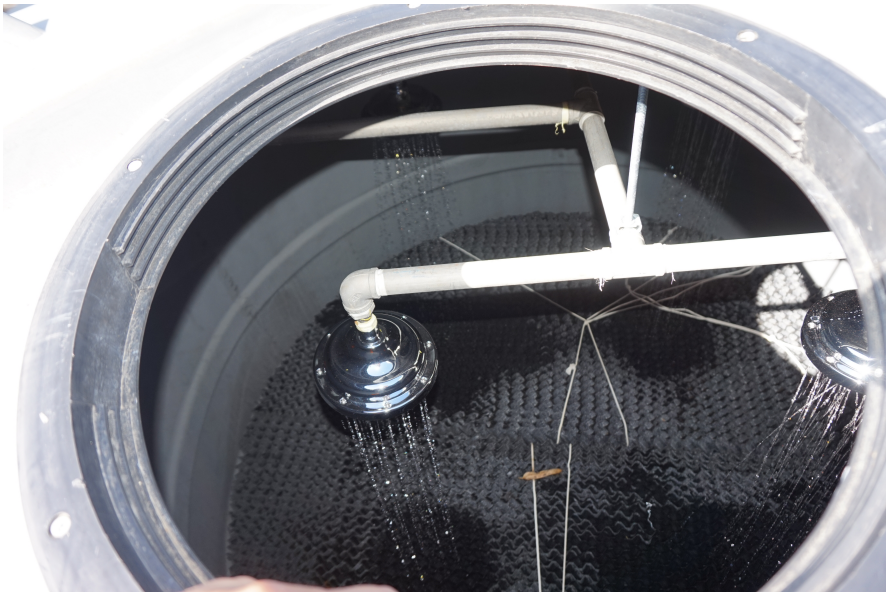


Figura 4.7: Duchas instaladas para aspersión de agua salada en humidificador.

Como se puede apreciar en la figura 4.7, las duchas generan una aspersión irregular, concentrada en 4 puntos bajo ellas, y , al hacer funcionar la máquina desalinizadora, esta no producía agua desalada por lo que debió investigarse cuál fue la razón de ésto.

Al medir las temperaturas y humedades del aire al ingresar y salir del humidificador se constato que eran iguales, siendo la humedad de un 99,9 % y la temperatura de $21[^oC]$, mientras que el agua entraba al humidificador a $30[^oC]$, lo que indica claramente que no esta existiendo una mezcla correcta de los flujos dentro del humidificador y el aire no se esta encontrando con el agua en su trayectoria. La temperatura del água fue medida con los PT100 Gémini descritos anteriormente y la temperatura y humedad del aire fue medida con el higrómetro marca AZ instruments descrito a cintinuación.

Tabla 4.2: Características técnicas higrómetro digital [31].

Marca	AZ Instruments
Modelo	AZ8723
Rango	0-100 %
Resolución	0,1 %



Figura 4.8: Higrómetro digital utilizado para las mediciones [31].

Al volver a revisar el diseño de Mauricio Reyes y el estado del humidificador, se constató que el aire de entrada al humidificador entra libre y directamente por el ducto que termina abruptamente en un corte horizontal generando la salida, sin dirigir el flujo de aire de manera alguna , además tampoco existen difusores de aire instalados para poder asegurar que éste se distribuye de manera homogénea dentro del humidificador.

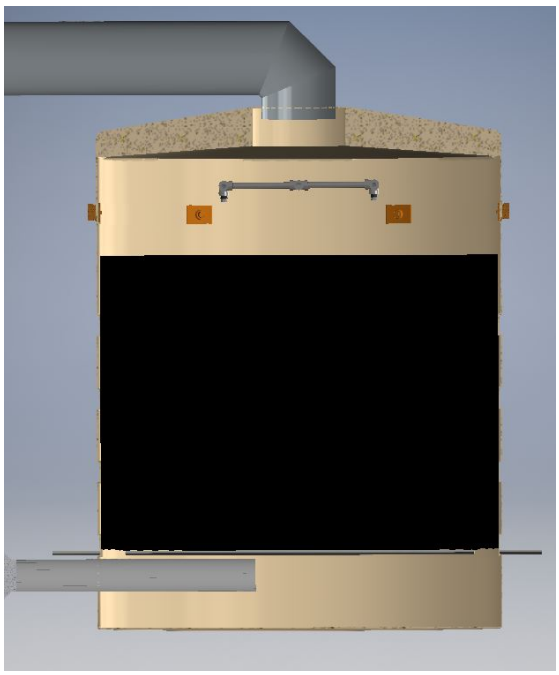


Figura 4.9: Esquema del modelo de Mauricio Reyes en el cual se puede apreciar la posición del tubo de entrada de aire hacia el humidificador [28].

Teniendo en cuenta lo anterior se procedió a implementar la tercera solución a los

problemas de aspersión y humidificación.

Se adquirió un nuevo aspersor industrial con la precaución de generar la geometría deseada, no generar una gran pérdida de carga, soportar el deterioro que le pueda producir el agua salada y no taponarse con ésta. En función de lo anterior se llego a la alternativa de la boquilla pulverizadora Fulljet 1/4GGANVSS11 marca Spraying Systems. ésta tiene un diámetro nominal de 4[mm] y un paso libre de partículas de 3,6[mm], fabricada en acero inoxidable 316, con un caudal variable desde 1,4 a 6 litros por minuto y ángulos desde los 75 a los 85 grados, lo anterior dependiendo de la presión de operación del sistema.



Figura 4.10: Aspersor nuevo instalado en el Humidificador.

Sólo se ocupo una boquilla, por lo que el circuito de cañerías interno debió ser modificado. Mediante pruebas se llego a que los parámetros óptimos de operación para generar una correcta aspersión sobre el relleno evaporativo corresponden a un caudal de 6 litros por minuto y una presión de 2,5[bar]. En éste caso es posible variar el caudal de alimentación , sin embargo , al hacer esto el cono de aspersión se estrecha, lo cuál produce que no se moje toda el área transversal del relleno evaporativo. En la imagen 4.5 se puede apreciar el resultado de esta modificación , donde está la única boquilla instalada generando una asperción completa sobre el relleno evaporativo, logrando de ésta manera solucionar el problema de la mezcla de flujo de agua con el aire ascendente.

Para completar la solución a los problemas anteriores se realizaron 2 modificaciones notables adicionales. La primera consiste en que posterior al deshumidificador, en la línea de alimentación de agua salada, se instalo un filtro tipo Y para evitar el paso de cualquier sedimento que pueda arrastrar el agua. Finalmente, para controlar el caudal de alimentación se instalo un rotámetro marca Veto con válvula de regulación incluida

para reemplazar el conjunto de remarcador domiciliario y válvula de estrangulación , dado su muy baja exactitud al momento de medir el caudal y también al momento de variar éste.

Tabla 4.3: Caracteristicas técnicas rotámetro marca Veto [34].

Marca	Veto
Modelo	N0415501
Caudal	2-18[l/min]
Largo escala	4 pulgadas
Conexión	Macho 1/2”NPT
Material	Polimetil metacrilato
Exactitud	$\pm 4\,\%$
Presión máxima	150[psi]
Temperatura máxima	80[^oC]



Figura 4.11: Rotámetro instalado en la línea de alimentación de agua salada del Humidificador [34].

4.3. Ductos de aire

Los ductos de aire se encontraban en mal estado. Su tamaño y el material del que están fabricados, ademas de la presencia constante de viento en la zona donde se realizan las pruebas genera que el proceso de condensación comience en ellos y no en el deshumidificador, donde es deseado. Posteriormente éste condensado se acumula en la

sección horizontal superior del ducto, volviendo a través de éste nuevamente al humidificador y perdiendo esa posible producción de agua. Parte de esta también se acumula en el codo que se ubica justo antes del deshumidificador, evidenciando los problemas de filtraciones presentes a lo largo de todo este componente.

El primer trabajo para solucionar éstos problemas consistió en recortar el ducto vertical de aire 300[mm], con el fin de cambiar la pendiente del ducto horizontal y así dirigir todo el condensado que se pueda producir en este lugar, hacia el deshumidificador donde será recolectado. Además y en conjunto con lo anterior se forzó el codo de entrada al deshumidificador mediante eslingas para también modificar su pendiente, y evitar la acumulación de agua que se producía en éste. Finalmente se reemplazaron y repararon todos los sellos de las uniones de cada una de las secciones del ducto de aire, cuidando que al momento de aplicar la cinta de aluminio utilizada para esto, no quedaran burbujas de aire en su interior, lo que anteriormente fue causante de problemas de desprendimiento y filtraciones.



Figura 4.12: Poceso de reparación de los ductos de aire.

4.4. Trabajos generales

A continuación se detallan el resto de los problemas detectados en el equipo desalinizador solar y las respectivas soluciones implementadas.

El deshumidificador presenta un avanzado estado de deterioro producto de haber

sido reutilizado desde otro proyecto desarrollado anteriormente en la universidad. El principal problema detectado corresponde a el estado de los componentes internos del deshumificador, su deterioro y liberación de contaminantes al agua que circula a través de él. Pese a haber sido limpiado exhaustivamente, los contaminantes siguen siendo liberados y generando problemas de posibles taponamientos, por lo cual, se instalo un filtro tipo Y a la salida del deshumidificador, específicamente en el ducto de agua, con el fin de atrapar los sedimentos y evitar que estos avancen por el equipo generando problemas en otro punto. El estado de este filtro es monitoreado mediante un manómetro instalado inmediatamente anterior al filtro, con lo cual, se puede saber el estado de éste mediante los aumentos de presión mostrados por el manómetro.

Otro problema presentado por el deshumidificador tiene relación con las modificaciones realizadas a éste para poder ser utilizado en el equipo desalinizador. Las campanas acopladas a éste presentan constantes filtraciones y, además, acumulan agua condensada en su interior, la cuál no se puede extraer, por lo cual se disminuye la producción de agua. La posición del ducto para la recolección de agua desalinizada es muy baja, lo que dificulta la instalación de los contenedores graduados para el agua desalinizada producida.

De los problemas mencionados anteriormente solo se pudo solucionar el correspondiente a las filtraciones, de la misma manera que se solucionó para los ductos de aire, es decir, sellando todas las uniones, dobleces y acoples de las campanas con cinta aislante de aluminio.

El sistema de colección solar en reiteradas ocasiones ha alcanzado temperaturas cercanas a los 100$[^oC]$, lo cuál, se busco evitar en primera instancia. Esto provocó que el aislante instalado en los ductos de agua acoplados a éste sistema se quemaran producto de las altas temperaturas. Por esto se instalo un nuevo aislante marca Armacell, de 19[mm] de espesor, coeficiente de conductividad térmica de 0,039[W/(m*K)] [9] y temperatura de funcionamiente desde -50$[^oC]$ hasta 105$[^oC]$.



(a) Aislante deteriorado por las altas temperaturas.

(b) Cañerías recubiertas con aislante marca Armacell.

Figura 4.13: Cañerías del sistema de colección solar aisladas.

Respecto a la estructura que soporta los colectores solares (figura 3.16), ésta presenta tres problemas principales. El primero consiste en que en la base del soporte se apoyan las cañerías de agua caliente y no la base del colector, generando torceduras en éstas. Se modificó la geometría de éstas cañerías para evitar esfuerzos no deseados. El segundo problema corresponde a la posibilidad de variar el ángulo de inclinación de los paneles mediante la configuración de la estructura, algo que en la teoría se debe poder hacer, en la práctica resulta muy difícil dado la complejidad del manejo de los colectores, la masa de estos y por sobre todo las conexiones a las cañerías las cuales son rígidas, no permitiendo este cambio de inclinación. Por lo anterior se decidió dejar la estructura fija con un ángulo de 34°. Finalmente el tercer problema corresponde a las válvulas de llenado y seguridad instaladas en el circuito de agua de los colectores solares. La válvula de temperatura y presión se encontraba en muy mal estado por lo que fue reemplazada por una nueva, además, la válvula de llenado no estaba diseñada para trabajar con altas temperaturas, por lo que al poco tiempo de uso presento corrosión y filtraciones, por lo que , también fue reemplazada por una válvula nueva, ésta vez, especialmente diseñada para trabajar con sistemas de colección solar. Adicional a lo anterior, fueron modificadas ciertas geometrías del circuito de agua caliente en los colectores, pues presentaban problemas de diseño lo que generaba que longitudes muy grandes de éstas estuvieran en voladizo.



(a) Cañería de agua caliente en voladizo. (b) Modificación de geometría de cañería.

Figura 4.14: Modificación de geometría de cañerías del sistema de colección solar.



(a) Válvula de llenado deteriorada. (b) Válvula de llenado nueva.

Figura 4.15: Reparación de la válvula de llenado del sistema de colección solar.

El intercambiador de calor de placas, encargado de transferir la energía del agua del circuito de colectores solares al agua salada de alimentación se encontraba en buenas condiciones, sin embargo su instalación era deficiente por un problema principal, no contaba con una base para nivelarlo respecto a las cañerías que entraban y salían de él, por lo cuál se instalo como soporte un trozo de madera que no generaba ni la estabilidad, ni seguridad necesarias para el funcionamiento de un equipo tan importante. Producto de lo anterior se fabricó un soporte a la medida en metal, el cual si cumplía con las características necesarias y se adecuaba a la geometría del intercambiador de calor.



(a) Trozo de madera utilizado como soporte.

(b) Soporte nuevo fabricado en metal.

Figura 4.16: Cambio de soporte del intercambiador de calor de placas.

El origen del problema anterior se debió a que en el diseño del equipo no se consideraron ni detallaron , las bases o soportes de los diversos equipos, por lo que , al momento de instalar y ensamblar el equipo desalinizador HDH , su utilizaron los materiales que estaban a disposición para cumplir esta función , no obteniéndose los mejores resultados, sin embargo siendo suficiente para el funcionamiento del equipo.

El sistema fotovoltáico de alimentación para los equipos eléctricos presentó constantes fallas. La raíz de esto está en el cambio de la bomba de alimentación de agua salada del sistema. Producto de la alta pérdida de carga producida por las primeras boquillas pulverizadoras utilizadas, se cambió la bomba con la que fue diseñado el sistema por una cuyas características se presentan a continuación.

Tabla 4.4: Características de la bomba instalada en el sistema de alimentación de agua salada.

Marca	Kin pumps
Modelo	KL-P200
Caudal máximo [l/min]	35
Altura máxima [m]	34
Potencia [W]	370
Rpm	2850

Sin embargo no se modificó nada en el sistema fotovoltáico, y el inversor utilizado marca Phoenix, modelo 24/375, solo entrega una potencia continua de 300[W] a 25$[^oC]$, la cual desciende a 260[W] a 40$[^oC]$ [3], y, dado que la potencia requerida por esta nueva bomba es de 370[W], el sistema fotovoltáico no es capaz de alimentarla. Producto de lo anterior, y además, dado los altos costos que implica adaptar el sistema a estos nuevos requerimientos y el bajo impacto que esto causa en la investigación, se decidió utilizar los equipos eléctricos conectados a la red directamente y descartar, por ahora, un acople con un sistema fotovoltáico.

Respecto a los instrumentos de medición de temperatura, para esta maquina desalinizadora como se menciono anteriormente se usaron 2 tipos, thermistores de contacto y PT100 de inmersión. Al inspeccionar la instalación de los sensores de contacto se constató el mal estado de éstas, además de la dudosa calidad de los datos obtenidos por estos, producto de que se adhieren al exterior de las cañerías de agua, por lo cual no miden directamente la temperatura de ésta.



Figura 4.17: Estado de la instalación de los sensores de temperatura de contacto.

Producto de lo anterior se decidió utilizar solamente sensores del tipo PT100 de inmersión, para lo cual se repararon todas las vainas contenedoras para éstos, y se habilitaron 4 puntos de medición más.

Respecto a la medición de humedad y temperatura del aire dentro del equipo, se utilizaron sensores tipo botón, detallados a continuación.

Tabla 4.5: Características de los sensores Ibutton utilizados para medir humedad y temperatura del aire dentro del equipo [31].

Marca	Ibutton
Rango humedad	0-100 %
Resolución humedad	0,04 %
Rango temperatura	-10+85$[^oC]$
Resolución temperatura	0,5$[^oC]$



Figura 4.18: Sensores Ibutton [31].

Para la medición de la radiación solar se utilizó el siguiente equipo.

Tabla 4.6: Características del piranómetro utilizado para la medición de radiación [31].

Marca	Kipp and Zonen
Modelo	SP Lite 2
Sensibilidad	70,4$[\frac{\mu V}{W*m^{-2}}]$
Radiación máxima	2000[W/m^2]
Temperatura de operación	-40+80$[^oC]$

Con los instrumentos detallados anteriormente, y posicionados de la forma en que se indica en la figura 4.19, se obtuvieron los datos mostrados en la figura 4.20, para el día miércoles 8 de Agosto de 2018.

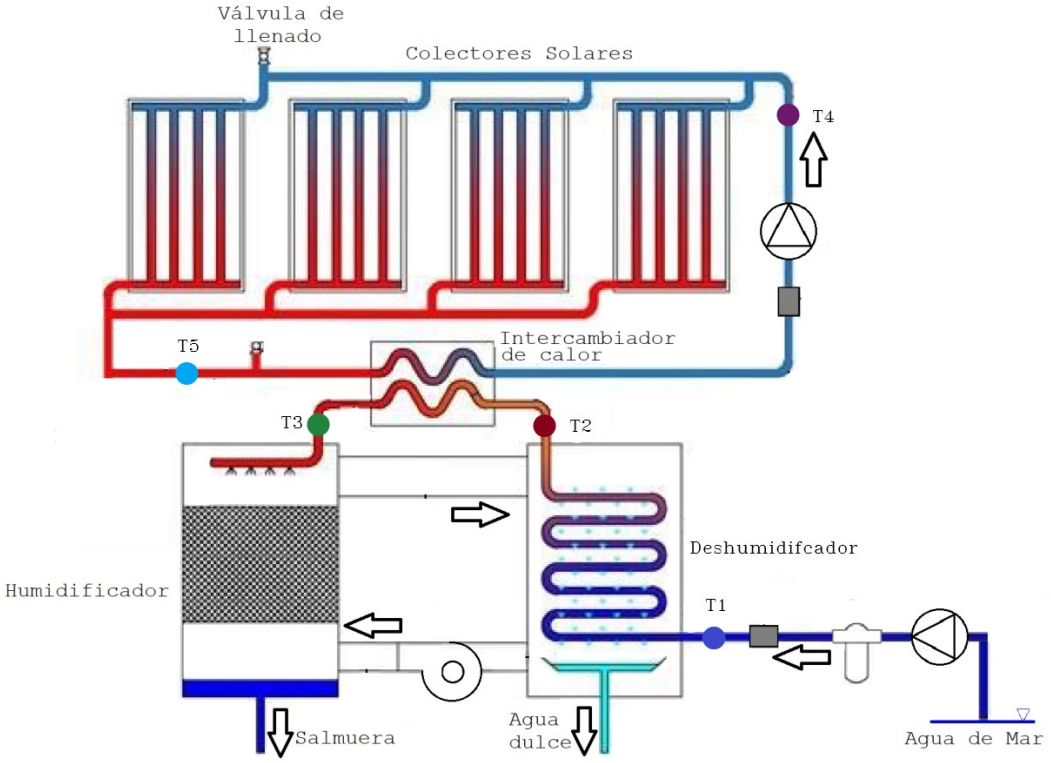


Figura 4.19: Puntos de medición implementados en el equipo desalinizador solar HDH, los cuales se indican mediante círculos coloreados.

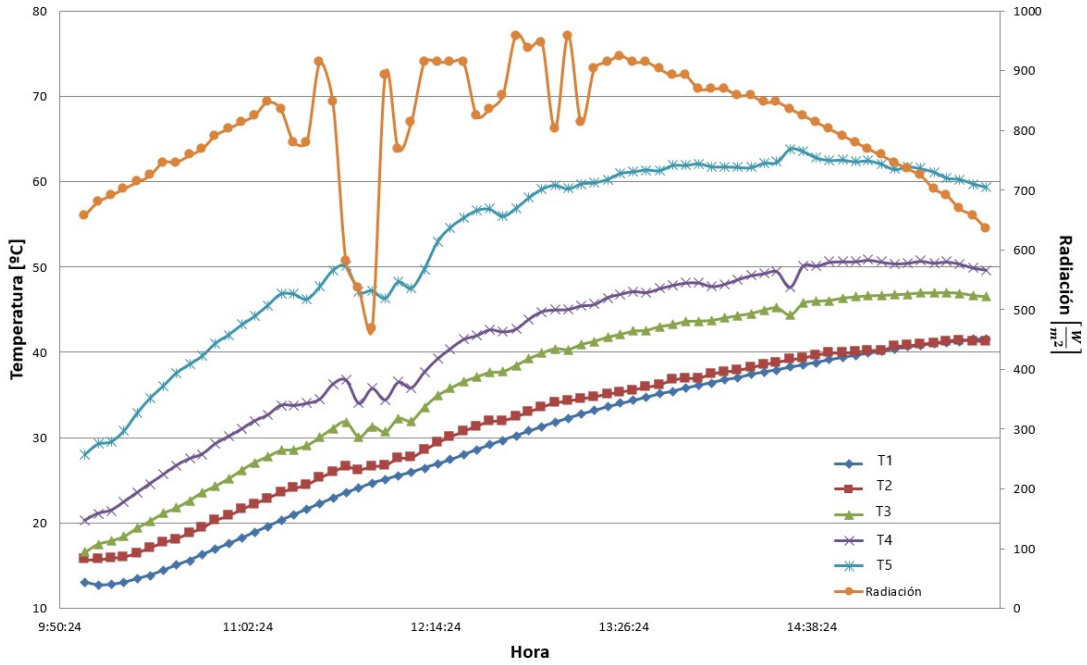


Figura 4.20: Gráfico de los datos obtenidos el día 8 de Agosto de 2018, las curvas corresponden a las temperaturas registradas en los puntos indicados en la figura 4.19.

En las pruebas llevadas a cabo anteriormente a las reparaciones del equipo, los datos obtenidos no eran de fiar y carecieron de todo sentido por lo cual se descartaron. En esta ronda de medición se puede apreciar, que como la lógica dicta, la T1 que corresponde al agua entrando al deshumidificador, es menor a la T2, que es el agua salada que sale de éste precalentada y , a su vez, ésta es menor a la T3, que es el agua salada calentada en el intercambiador de calor de placas. En el circuito de agua de los colectores solares, se puede apreciar claramente que la T4, que corresponde al agua de los colectores entrando a éstos, es menor a la T5 que es el agua saliendo de los colectores, hacia el intercambiador de calor de placas. Además se aprecia que las fluctuaciones de temperatura coinciden con las fluctuaciones de la radiación solar, lo cual es un muy buen indicador de la relación entre estos datos, dado que la fuente de energía de este proceso es la radiación solar.

El cambio de configuración propuesto en el diseño desde CAOW (closed air open water) a OAOW (open air open water) o OACW (open air closed water) no es posible de llevar a cabo ni implementar, principalmente por la dificultad en el cambio de configuración del circuito de aire, la dificultado de su manejo y el trabajo con los materiales en los que fue fabricado, por lo cual se descarta variar esas configuraciones en éste

equipo.

4.5. Conclusión

Como se pudo apreciar en el análisis del equipo y la revisión del estado de este, existieron muchos problemas de diseño y constructivos, sin embargo, pese a esto el resultado obtenido en el primer proceso fue satisfactorio, dado que se pudieron comprobar y verificar los principios de funcionamiento del equipo, generar un primer prototipo funcional de la máquina desalinizadora solar HDH y poner en marcha el proyecto. Además este prototipo sirvió de base para el trabajo de reparación y mejoras llevado a cabo sobre él, permitiendo así un acercamiento más profundo a la tecnología en estudio, un análisis acabado de las fallas que se presentaron, los problemas que se produjeron y la generación de nuevas ideas a implementar. El estado actual del prototipo es bueno, en éste se pueden seguir desarrollando pruebas y recabando datos para su análisis, ya que en la primera etapa esto no pudo ser desarrollado de manera correcta.

Capítulo 5

Dimensionamiento y Especificación de equipos principales

Con los datos y la experiencia adquirida anteriormente, se diseñó un nuevo equipo desalinizador solar HDH, para lo cual se seleccionaron sus nuevos componentes, los cuales serán detallados a continuación.

5.1. Consideraciones

Para el cálculo de todos los equipos empleados en este diseño, se tomaron ciertas consideraciones para poder dimensionar éstos y se plantearon los objetivos a lograr con el equipo desalinizador solar HDH. Muchos de los cálculos númericos necesarios fueron realizados por el modelamiento computacional utilizando el software EES: Engineering Equation Solver, hecho por el ingeniero Esteban Leiva y detallado en su trabajo de memoria: Modelamiento numérico y análisis de configuraciones de sistemas de destilación por humidificación y deshumidificación (HDH).
El objetivo principal de la máquina desalinizadora solar HDH es ser capaz de generar 60 litros de agua desalinizada por día, a partir de agua de mar.

Para el cálculo y la selección de los equipos se plantearon los siguientes supuestos:

- Estado estacionario.
- Las pérdidas hacia el ambiente son despreciables excepto en el caso de colectores solares.
- La transferencia de masa y energía ocurre en el relleno evaporativo solamente.

- El agua desalinizada condensada sale del deshumidificador a la misma temperatura que el aire.
- No se consideran los efectos de la salinidad en las propiedades termo físicas para el agua.
- El aire de trabajo esta constantemente saturado a las distintas temperaturas de éste.
- El aire seco y el vapor de agua son gases ideales.

5.2. Colectores Solares

El colector solar es un dispositivo que absorbe la radiación solar, la convierte en calor y transfiere éste a un fluido de trabajo que circula a través de él. Existen 2 tipos de colectores, los concentradores y los no concentradores. Un colector solar concentrador tiene usualmente superficies reflectantes cóncavas para interceptar y enfocar la radiación del haz de luz solar a un área receptora más pequeña, aumentando así la captación de radiación. Un colector no concentrador no tiene éstas superficies reflectantes, por lo cuál, posee la misma área de absorción y captación de radiación solar.
Pese a que en el prototipo anterior de máquina desalinizadora solar HDH fueron utilizados colectores solares del tipo placa plana, en este nuevo prototipo se decidió utilizar colectores solares de tubo de vacío, dado que, en los tubos al vacío se reducen las pérdidas térmicas, tanto las de convección como las de conducción, al hacerse el vacío en el espacio entre el absorbedor y el tubo exterior, con esto se consigue alcanzar temperaturas elevadas. En el colector solar de placa plana, la eficiencia óptica durante la mañana y la tarde decrece producto del aumento de las pérdidas por reflexión, sin embargo, en los colectores solares de tubo de vacío, éstas pérdidas son reducidas producto de su geometría, la mayor parte del área de absorción esta expuesta de manera quasi-normal a la radiación solar incidente durante un gran periodo del día [37]. En función de lo anterior, los colectores solares de tubo de vacío presentan un mejor aprovechamiento general de la energía solar que llega a éstos en comparación a los de placa plana [14] [1] [20].
Un colector de tubos al vacío está compuesto por un conjunto de tubos, conectados en un distribuidor, cada uno de los cuales está formado por uno o más tubos por donde circula el fluido a calentar y un tubo de vidrio como cubierta y envolvente exterior. El tipo de colector solar de tubo de vacío específico a utilizar es el colector de vacío de

tubos de calor o Heat-Pipe, el cuál se compone de un tubo evacuado, en cuyo interior hay un tubo cerrado que dispone de aletas como absorbedor por ambos extremos (Tubo de Calor), por donde circula un fluido caloportador a la presión adecuada para que se evapore y condense en un rango determinado de temperatura. Al calentarse el tubo absorbedor, se evapora una parte del líquido desplazándose en forma de vapor a la parte superior del tubo donde, en un bloque de transferencia, cede calor a otro fluido de trabajo, se condensa y vuelve a un estado líquido para descender por el tubo hasta que se evapore otra vez.

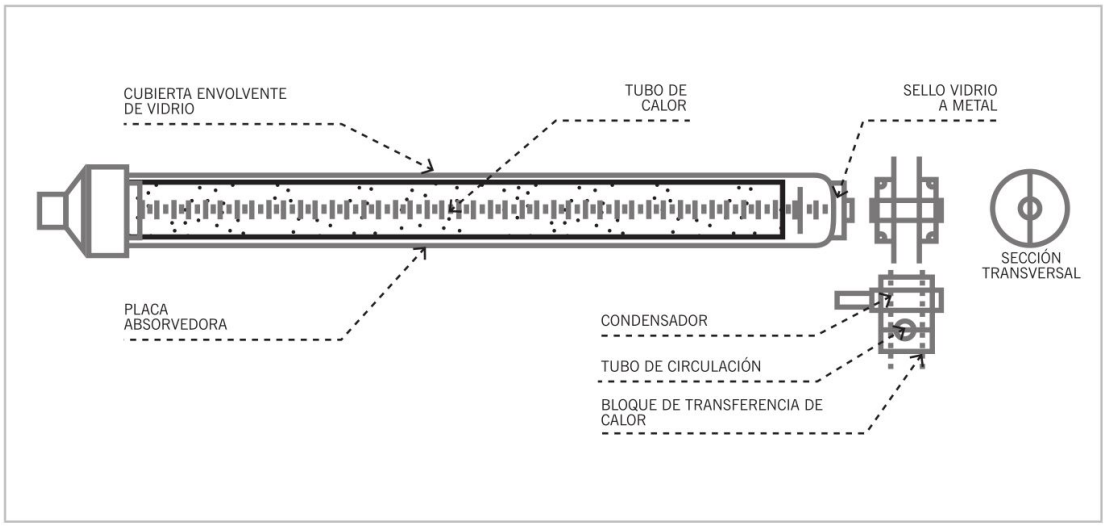


Figura 5.1: Esquema de tubo de vacío utilizado en colectores solares. Fuente [20].

Este tipo de colectores necesita que los tubos tengan una inclinación mínima de 20º para funcionar correctamente. Cuando la temperatura del distribuidor es superior a la de evaporación del fluido del tubo de calor , se produce la evaporación total y se paraliza la transferencia de calor a través del fluido; únicamente actúa la conducción directa a través del tubo metálico.
Los colectores solares específicos a utilizar corresponden a colectores solares de tubo de vacío marca Prismasolar de 30 tubos cada uno.

Tabla 5.1: Características técnicas del colector de tubos de vacío marca Prismasolar. [8].

Número de tubos heat pipe	30
Dimensiones Tubo	58X1800[mm]
Largo de Absorción	1715[mm]
Porcentaje de abcorción	mayor a 92 %
Porcentajer de emisión	menor a 8 %
Largo/ancho/alto [mm]	2020X2655X155
Conexiones manifold	38[mm]/34[mm]
Presión de trabajo	0,6[Mpa]
Temperatura de estancamiento	200,3$[^OC]$
Máxima temperatura de servicio	95$[^OC]$
Peso neto colector	114[Kg]
Área de apertura	2,84$[m^2]$
Eficiencia optica	71,4 %
Pérdida lineal	1,08$[W/m^2K]$

Para dimensionar la cantidad de superficie de colección necesaria, es decir, el número de colectores que se usara es necesario definir un parámetro llamado GOR (gained output ratio).

- $\mathrm{GOR,\ Gained\ Output\ Ratio}$[-]:Es el principal parámetro de rendimiento utilizados en sistemas térmicos de desalinización. Corresponde a la razón entre la energía requerida para evaporar la cantidad de agua producida (es decir, es el flujo másico de destilado por su calor latente de vaporización) y la energía inyectada al sistema. En general, es mayor a uno y mientras mayor sea es mejor, ya que indica que se produjo más agua con un menor uso de energía primaria. Para el rango típico de las plantas de desalinización el calor latente de vaporización es aproximadamente constante (2300[Kj/kg]) [30].

En este caso la fuente de energía del sistema corresponde a la captada y suministrada por los colectores solares, por lo cual, la fórmula para el GOR en éste caso queda como sigue:

$$GOR = \frac{\dot{m}_{agua} * \lambda}{\dot{Q}} \tag{5.1}$$

Donde $\dot{m}_{agua}$ corresponde al flujo másico de agua desalinizada por día, es decir 100[kg/día], λ corresponde al calor latente de vaporización y $\dot{Q}$ corresponde a la potencia entregada por los colectores solares. Asumiendo la peor de las condiciones, en cuyo caso el valor del GOR sería igual a 1, la ecuación 5.1 queda como sigue.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{agua} * \lambda \tag{5.2}$$

Reemplazando los datos anteriores en la ecuación se obtiene que la potencia suministrada por los colectores solares debe ser de $2257 * 10^5[J/d\acute{i}a]$. Para caracterizar la radiación solar incidente en los cálculos, se utilizarán los valores proporcionados por la página Explorador Solar [7], para una ubicación de latitud -33,08 y longitud -71,66, que corresponde a una localidad costera de Laguna Verde, en la Región de Valparaíso. Para éste caso la radiación global a 33^O es de $5,33[\frac{Kwh}{m^2 d\acute{i}a}]$. Al dividir el valor de potencia suministrada por los colectores por la radiación global, se obtiene el valor bruto de superficie de colección necesaria, es decir, sin tomar en cuenta los parámetros de eficiencia del colector. La superficie bruta necesaria es de 11,76$[m^2]$.

Como se aprecia en la tabla 5.1, los colectores solares no transforman toda la radiación solar recibida en energía utilizable, es decir, poseen una eficiencia , la cuál se calcula como sigue.

$$Eficiencia = Eficiencia\,óptica - Pérdida\,lineal * \frac{T_{ent} - T_{amb}}{radiación\,global} \tag{5.3}$$

Dónde T_{ent} corresponde a la temperatura del agua que entra al colector solar, por experiencia del prototipo anterior, en condición estacionaria ésta temperatura es de 50$[^oC]$, T_{amb} es la temperatura ambiente del lugar en donde está instalado el equipo, se usará 14,1$[^oC]$, la cuál es la temperatura promedio de Laguna Verde [7] y como radiación global se usara el promedio de la radiación global a 33^O para el día 21 de Septiembre de 2018 en Laguna Verde de 620,7$[W/m^2]$, lo que se aproximará a 600$[W/m^2]$ para cálculos conservadores [7]. Reemplazando éstos datos en la ecuación 5.3, se obtiene una eficiencia de 64,93 %, por lo tanto, el área real necesaria de colección solar es de 18,2$[m^2]$.

Según la tabla 5.1, el área de apertura del colector es de 2,84$[m^2]$, por lo que se necesitan 6,37 paneles para suministrar la energía al sistema. Como se supuso la peor de las condiciones, ésto es que el GOR=1, se aproximará la cantidad de colectores

solares a 6.

5.3. Deshumidificador

Como deshumidificador se utilizarán intercambiadores de calor de tubo y carcasa, dado que dentro de los tipos existentes posibles de utilizar para la aplicación, éstos presentan las mejores características:

- Los tipos de conexiones disponibles así como la disposición de éstas conexiones para los fluidos de trabajo facilita su acoplamiento al restos de los equipos del sistema.

- Los tubos corrugados utilizados para fabricar el intercambiador de calor de tubo y carcasa generan que haya una mayor superficie de transferencia de calor hacia el lado de la carcasa, que es donde circulará el aire húmedo, es decir , el fluido con menor capacidad calorífica.

- La disposición de la salida del fluido que circula por la carcasa es adecuada para usarla también como salida del agua desalinizada producida.

Las características del intercambiador de calor utilizado son las siguientes:

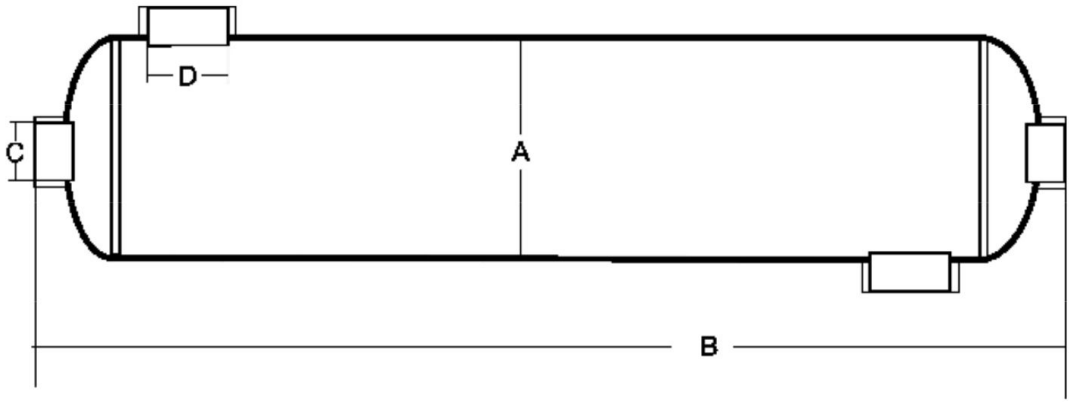


Figura 5.2: Dimensiones de intercambiador de calor de tubo y carcasa utilizado como deshumidificador [27].

Tabla 5.2: Características técnicas del intercambiador de calor de tubo y carcaza utilizado como deshumidificador. Los parámetros A,B,C y D están referidos a la figura 5.2 [27].

Modelo	SP-1200K
Potencia	352[Kw]
Área de transferencia de calor	2,01$[m^2]$
A	133[mm]
B	900[mm]
C	2”
D	2 1/2 ”
Número de tubos	84
Diámetro interior tubos	7,825[mm]
Diámetro exterior tubos	9,525[mm]
Longitud Tubos	760[mm]

Una característica adicional que es necesario conocer para realizar un correcto análisis del equipo a utilizar, es el coeficiente global de transferencia de calor, el cual se define como sigue:

$$\frac{1}{U * A_c} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{1}{h_o * A_o} \tag{5.4}$$

Donde U corresponde al coeficiente global de transferencia de calor, A_c es el área de intercambio de calor indicada por el fabricante, h_i es el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua salada, A_i es el área del manto interno de los tubos por donde circula el agua salada, h_o es el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire húmedo y A_o es el área del manto externo de los tubos por donde circula el agua salada. . Cabe destacar que se ignora el coeficiente de transferencia de calor de la pared del intercambiador de calor por el hecho de que ésta se considera delgada y además su conductividad térmica es alta (16,3$[\frac{W}{mK}]$ para el acero AISI 316).

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor es necesario conocer el coeficiente de transferencia de calor por convección para ambos fluidos de trabajo. Para ésto se asume que el aire ingresa al deshumidificador a una temperatura de 45$[^oC]$ y el agua a 17$[^oC]$, la cuál es la temperatura promedio histórica del agua marina superficial en la región de Valparaíso [35], además esta tiene un flujo másico de 3 litros por minuto.

Tabla 5.3: Popiedades del agua a $17[^oC]$

Temperatura T_{wi}	$17[^oC]$
Viscosidad cinemática ν	$1,005 * 10^{-6}[\frac{m^2}{s}]$
Densidad ρ	998,66$[\frac{Kg}{m^3}]$
Conductividad térmica K	0,5944$[\frac{W}{m*K}]$
Número de Prandtl Pr	7,658
Calor específico Cp	4183$[\frac{J}{Kg+K}]$
Flujo másico $\dot{m}_w$	0,05$[\frac{Kg}{s}]$

Tabla 5.4: Popiedades del aire húmedo a $45[^oC]$

Temperatura T_{ai}	$45[^oC]$
Densidad ρ	1,069$[\frac{Kg}{m^3}]$
Entalpía h	214,13$[\frac{Kj}{Kg}]$
Humedad relativa	100 %
Humedad específica ω_1	0,06539$[\frac{Kg\,agua}{Kg\,aire\,seco}]$
Flujo másico $\dot{m}_a$	125$[\frac{Kg\,aire\,seco}{s}]$

El coeficiente de transferencia de calor para ambos fluidos se determinó utilizando el número de Nusselt.

Para el agua, el área transversal por dónde se desplaza corresponde al área interna de los tubos del intercambiador de calor la cuál es de $4,809 * 10^{-5}[m^2]$, y dado su caudal , se obtiene una velocidad de 1,0411$[\frac{m}{s}]$. Con los datos determinados, es posible calcular el número de Reynolds bajo esas condiciones mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \tag{5.5}$$

Dónde V corresponde a la velocidad del fluido y D es la dimensión característica de la geometría, la cuál es para este caso la longitud de los tubos del intercambiador del calor. Con lo anterior se obtiene un valor del número de Reynolds de 729252, el cuál entra en la categoría de flujo turbulento por lo cual es necesario determinar el factor de fricción y el número de Nusselt.

El factor de fricción de la tubería bajo las condiciones dadas se determina mediante la siguiente expresión:

$$f = (0,790 * ln(Re) - 1,64)^{-2} \tag{5.6}$$

Cuyo resultado en éste caso es de 1,5527, con lo cuál ya se conocen todos los factores para determinar el número de Nusselt mediante la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * (\frac{f}{8})^{0,5} * (Pr^{2/3} - 1)} \tag{5.7}$$

Al reemplazar los valores se obtiene un numero de Nusselt para el agua bajo éstas condiciones de 63141,8.

Finalmente es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua h_w a partir de la siguiente expresión:

$$h = \frac{K * Nu}{D} \tag{5.8}$$

Dónde nuevamente D corresponde al la dimensión característica de la geometría, en este caso el largo de los tubos. Con lo anterior se obtuvo un coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua de $h_w = 49383,6[\frac{W}{m^2}]$.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire húmedo e necesario conocer primero el valor de su calor específico, dado que, al ser una mezcla de fluidos, éste no se puede tratar como aire puro. Para lo anterior se utilizará la relación planteada en la memoria de Leiva [17]:

$$Cp = \frac{h_h - h_c}{T_h - T_c} \tag{5.9}$$

Dónde h_h corresponde a la entalpía del aire húmedo a $45[^oC]$ y h_c corresponde a la misma pero a la temperatura de salida del deshumidificador, ésta se asumirá en $40[^oC]$. Con lo anterior se obtiene un valor para el calor específico del aire húmedo en las condiciones de trabajo de Cp=9520$[\frac{J}{Kg}]$, además de lo anterior, es necesario conocer ciertas propiedades intensivas del aire húmedo, calculándolas mediante la relación de humedad absoluta, éstas son la conductividad térmica y la viscosidad cinemática.

$$X = X_{aire} + \omega * X_{vapor} \tag{5.10}$$

Donde X es la propiedad que se desea conocer a la temperatura de estudio para el aire seco y para el vapor de agua saturado a esa temperatura. La temperatura de trabajo sera de $42,5[^oC]$, púes es la temperatura promedio entre la entrada y la salida

del deshumidificador para este caso. Con lo anterior las propiedades del aire húmedo analizado se muestran a continuación:

Tabla 5.5: Popiedades del aire húmedo a 42,5$[^oC]$

Temperatura	42,5$[^oC]$
Entalpía	189$[\frac{Kj}{Kg}]$
Viscocidad cinemática	$1,9295 * 10^{-5}[\frac{m^2}{s}]$
Viscosidad dinámica μ	$1,726 * 10^{-5}[\frac{Kg}{m*s}]$
Conductividad térmica	0,02662$[\frac{W}{m*K}]$
Densidad	1,118$[\frac{Kg}{m^3}]$

Y el número de Prandtl se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{Cp * \mu}{K} \tag{5.11}$$

El cuál a reemplazar los datos resulta de Pr=6,823.

El resto del análisis para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire húmedo es exactamente igual al proceso para el agua, con la salvedad de que en éste caso el área por donde circula el fluido es el área de la carcasa menos 84 veces el área interna de los tubos del intercambiador de calor. En consecuencia se obtiene un valor del número de Reynolds de Re=406001, número de Nusselt Nu=1994,74 y coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire húmedo de $h_o = 72,8161[\frac{W}{m^2}]$.

Ingresando los valores de los coeficientes de transferencia de calor de ambos fluidos a la ecuación número 5.4, se obtiene finalmente como valor del coeficiente total de transferencia de calor del deshumidificador bajo las condiciones de trabajo especificadas de U=69,0814$[\frac{W}{m^2*k}]$.

Para corroborar los parámetros del equipo y que éstos se ajusten a el desempeño deseado dentro del sistema se utilizará el método de de efectividad y el número de unidades de transferencia NTU. El aire húmedo se hace circular por el lado de la carcasa, entrando por el punto D señalado en la figura 5.2, mientras que el agua entrara a contraflujo, por los tubos, es decir, por la conexión ubicada frente al punto C. Para lo anterior se definieron ciertos parámetros de entrada al equipo, los cuales se detallan a continuación.

Tabla 5.6: Propiedades del agua a una temperatura media asumida de $25[^oC]$

Temperatura promedio agua	$25[^oC]$
Densidad	$997[\frac{Kg}{m^3}]$
Calor específico	$4180[\frac{J}{Kg}]$
Conductividad térmica	$0{,}607[\frac{W}{m*K}]$

El primer paso en éste proceso es definir la capacidad calorífica de los fluidos de trabajo, utilizando los valores de las tablas 5.6 y 5.5 para el agua y el aire respectivamente, la cuál se calcula como sigue:

$$c[\frac{W}{^oC}] = \dot{m} * cp \tag{5.12}$$

Donde el valor obtenido para el aire de entrada es de $1190[\frac{W}{^oC}]$ el cuál corresponderá a la capacidad calorífica máxima $C_{máx}$, y a $209[\frac{W}{^oC}]$ para el agua, el cuál corresponderá a la capacidad calorífica mínima $C_{mín}$. Con los datos determinados anteriormente se procede a calcular la tasa de transferencia de calor máxima posible para éste intercambiador de calor bajo las condiciones de operación definidas:

$$\dot{Q}_{máx} = C_{mín}(T_h - T_c) \tag{5.13}$$

Dónde T_h corresponde a la temperatura del aire de entrada, es decir $45[^oC]$ y T_c corresponde a la temperatura de entrada del agua de $17[^oC]$ respectivamente. En función de lo anterior se obtiene que la tasa de transferencia de calor máxima $\dot{Q}_{máx}$ es de 5852[W].

Se define la relación de capacidades C y el número de unidades de transferencia de calor NTU como:

$$C = \frac{C_{mín}}{C_{máx}} \tag{5.14}$$

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{mín}} \tag{5.15}$$

Dónde U corresponde al coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador de calor en estudio, el cuál tiene un valor de $69{,}0814[\frac{W}{m^2*K}]$ como se indicó anteriormente, y A_s, corresponde al área de transferencia de calor que, como se indica en la tabla 5.2 es de $2{,}01[m^2]$. Con lo anterior se obtiene un valor de 0,664371 para el

NTU y de 0,17563 para C.

Para conocer la tasa de transferencia de calor real del intercambiador de calor en estudio bajo las condiciones dadas, es necesario conocer la efectividad de éste, la cuál se determina como sigue, para intercambiadores de calor de doble tubo a contraflujo:

$$\varepsilon = \frac{1 - exp[-NTU(1-C)]}{1 - C * exp[-NTU(1-C)]} \tag{5.16}$$

efectividad que alcanza un valor de $\varepsilon = 0,469387$, y al multiplicar este valor por la tasa de transferencia de calor máxima, se obtiene la tasa de transferencia de calor efectiva $\dot{Q}_{ef}$ del intercambiador la cual es de 2746,86[W]. Conociendo éste valor es posible determinar las temperaturas de salida del agua y del aire del intercambiador de calor mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m}_a * cp_a * (T_{ain} - T_{aout}) \tag{5.17}$$

$$T_{aout} = T_{ain} - \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{m}_a * cp_a} \tag{5.18}$$

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m}_w * cp_w * (T_{wout} - T_{win}) \tag{5.19}$$

$$T_{wout} = T_{win} + \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{m}_w * cp_w} \tag{5.20}$$

Dónde T_{ain} y T_{aout} corresponden a las temperaturas de entrada y salida del aire húmedo y T_{win} y T_{wout} a la del agua. Las ecuaciones 5.17 y 5.18 son usadas para determinar la temperatura de salida del aire, la cual es de $42[^oC]$, y las ecuaciones 5.19 y 5.20 determinan la temperatura de salida del agua, la cuál alcanza un valor de 30,14$[^oC]$. A $42[^oC]$ y una humedad relativa de 100 %. La razón de agua por kilogramo de aire seco es de ω_2=0,05510 kilogramos de agua por kilogramo de aire seco, con lo cuál se puede determinar la producción de condensado de agua en el intercambiador de calor.

$$\dot{m}_c = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2) \tag{5.21}$$

Dónde $\dot{m}_c$ corresponde al flujo másico de agua condensada, ω_1 es la razón de agua por kilogramo de aire seco del a la entrada del intercambiador de calor y $\omega 2$ es la razón

de agua por kilogramo de aire seco del a la salida de éste, según lo cuál, se alcanza una producción de condensado de 0,001286[kg/s] o 4,6305[Kg/hr], suponiendo un funcionamiento de 8 horas del equipo desalinizador solar HDH, en la primera etapa, funcionando de manera independiente, se alcanzará una producción de 37[Kg/día] de agua destilada, y, al ser capaces de funcionar las 2 etapas de manera independiente la producción de agua desalinizada será el doble , es decir de 74[Kg/día], con lo cuál se supera la meta de producción fijada en 60[Kg/día], por lo tanto el intercambiador de calor de tubo y carcasa seleccionado funcionará de manera correcta como deshumidificador en el sistema de desalinización solar HDH.

5.4. Intercambiador de calor de placas

Para acoplar el sistema de colectores solares al sistema desalinizador solar HDH, evitando el paso de agua salada por éstos y así previniendo los daños que eso pudiera provocar, se conectarán mediante un intercambiador de calor.

El tipo de intercambiador de calor a utilizar será un intercambiador de calor de placas, dado que los 2 fluidos de trabajo son agua, con capacidades caloríficas similares, y por esto, el intercambiador de calor de placas ofrece un área de intercambio de calor igual para ambos fluidos, además de que ésta es grande tomando en cuenta el tamaño del intercambiador de calor, el cuál es reducido y por ende es mas manejable para su instalación y disposición dentro del sistema desalinizador solar HDH. Específicamente el intercambiador de calor de placas seleccionado es el modelo T5 de 12 placas, marca Alfa Laval, cuyos datos técnicos se detallan a continuación:

Tabla 5.7: Características técnicas intercambiador de calor de placas marca Alfa Laval modelo T5 [16].

Marca	Alfa Laval
Modelo	T5
Placa bastidor	Acero al carbono pintado con epoxi
Placas intercambiadoras de calor	Acero inoxidable AISI 316
Boquillas de conexion	Acero inoxidable rosca 2”
Juntas	Nitrilo, EPDM
Presión de diseño y temperatura	1,6[MPa] a 160$[^oC]$
Superficie de intercambio de calor	4,4$[m^2]$
Distancia entre placas	2,9[mm]

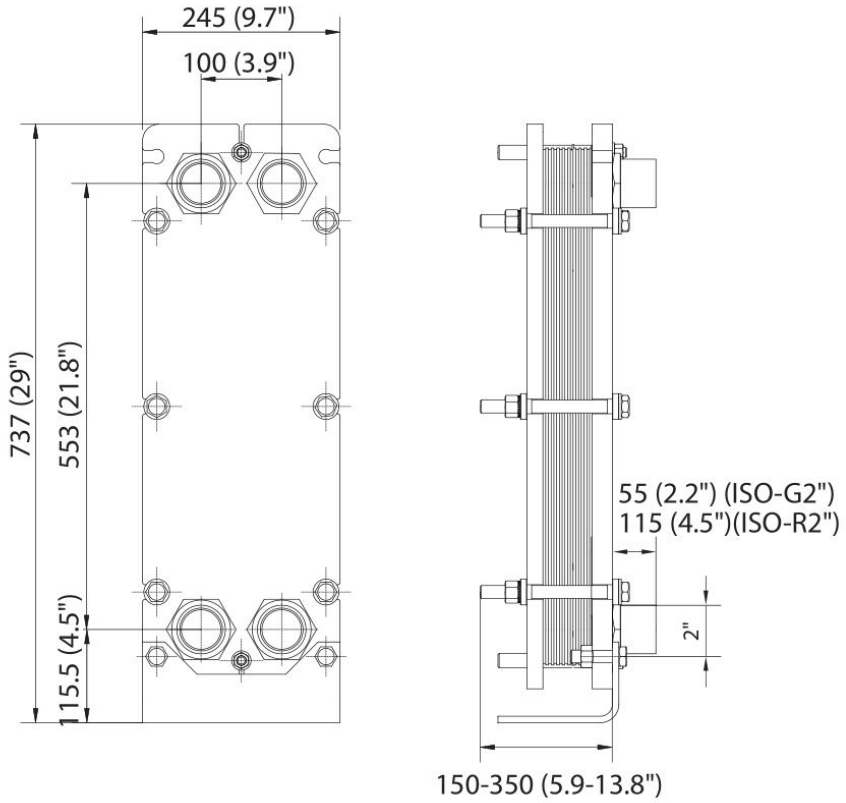


Figura 5.3: Dimensiones de intercambiador de calor de placas modelo T5 marca Alfa Laval, medidas principales en milímetros (pulgadas en paréntesis) [16].

Nuevamente se corroborará el uso de este intecambiador de calor en el sistema de

desalinización solar HDH mediante el método de la efectividad-NTU. Asumiendo una radiación incidente de 600$[\frac{W}{m^2}]$, con la eficiencia de los colectores solares de 64,93 % y el área total de éstos de 17,04$[m^2]$, se puede calcular el flujo de calor efectivo que ingresa al intercambiador de placas y que se transfiere desde el agua del sistema de colectores hacia el agua salada de alimentación mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\varepsilon} = \varepsilon_{colector} * A_{colector} * rad \tag{5.22}$$

Donde $\varepsilon_{colector}$ corresponde a la eficiencia de los colectores, $A_{colector}$ es el área total de colección solar y rad es la radiación solar incidente, con lo que se obtiene un flujo de calor efectivo de 6603,68[W].

Para el análisis del flujo de agua salada de alimentación es necesario conocer el número de Reynolds, el área transversal a través de donde circulan los fluidos en este intercambiador es de ancho 100[mm] como se aprecia en la figura 5.3 y la altura de este rectángulo corresponde a la distancia entre placas señalada en la tabla 5.7, con lo que se obtiene un área transversal de $2,9 * 10^{-4}[m^2]$ y manteniendo el flujo másico con el que se trabajó anteriormente de 0,05$[\frac{Kg}{s}]$ se obtiene una velocidad de flujo de 0,1737[m/s]. En este caso la dimensión característica a utilizar corresponde al diámetro hidráulico del intercambiador de calor, el cual viene dado por:

$$D = \frac{2 * a * b}{a + b} \tag{5.23}$$

Donde a y b corresponden al ancho y a la distancia entre placas del intercambiador de calor de placas respectivamente, con lo cual se obtiene un diámetro hidráulico de 0,005637[m].

Se necesita llegar a una temperatura de agua salada de 50$[^oC]$, por lo que, teniendo en cuenta la temperatura de salida de ésta desde el deshumidificcador de 30$[^oC]$, se establece una temperatura promedio de agua salada de 40$[^oC]$ cuyas propiedades son:

Tabla 5.8: Propiedades del agua a $40[^oC]$.

Temperaturta T	$40[^oC]$
Densidad ρ	992,1$[\frac{Kg}{m^3}]$
Calor específico Cp	4179$[\frac{J}{Kg*K}]$
Conductividad térmica K	0,631$[\frac{W}{m*K}]$
Viscosidad dinámica μ	$0,653 * 10^{-3}[\frac{Kg}{m*s}]$
Número de Prandtl Pr	4,32
Flujo másico $\dot{m}$	0,05$[\frac{Kg}{s}]$
Viscosidad cinemática ν	$6,582 * 10^{-7}[\frac{m^2}{s}]$

Utilizando nuevamente la ecuación 5.5, se determina el número de Reynolds para el agua salada que circula dentro de este intercambiador de calor, el cuál tiene un valor de 1488,36, por lo tanto es un flujo laminar lo que hace necesario calcular su longitud de entrada termodinámica a través de la siguiente expresión:

$$L_t = 0,05 * Re * Pr * D \tag{5.24}$$

De dónde resulta una longitud de entrada termodinámica de 1,81[m], mucho mayor a la longitud del intercambiador de calor, por lo que se tiene un flujo laminar no desarrollado. Para calcular el número de Nusselt en este caso es necesario utilizar la ecuación para flujo laminar no desarrollado entre 2 placas, la cual se muestra a continuación:

$$Nu = 7,54 + \frac{0,03 * (D/L) * Re * Pr}{1 + 0,016[(D/L) * Re * Pr]^{2/3}} \tag{5.25}$$

De donde se obtiene un valor del número de Nusselt de 9,1, con el cuál , utilizando la ecuación 5.8, se obtiene un valor para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua salada en el intercambiador de calor de placas de $h_{sw} = 1018,69[\frac{W}{m^2}]$.

El análisis del flujo de agua caliente del sistema de colectores es igual al realizado para el flujo de agua salada dentro del intercambiador de placas. Se asume una temperatura promedio de $55[^oC]$, con lo que las propiedades del agua del sistema de colectores son las siguientes:

Tabla 5.9: Propiedades del agua a 50$[^oC]$.

Temperaturta T	50$[^oC]$
Densidad ρ	985,2$[\frac{Kg}{m^3}]$
Calor específico Cp	4183$[\frac{J}{Kg*K}]$
Conductividad térmica K	0,649$[\frac{W}{m*K}]$
Viscosidad dinámica μ	$0,504 * 10^{-3}[\frac{Kg}{m*s}]$
Número de Prandtl Pr	3,25
Flujo másico $\dot{m}$	1,6667$[\frac{Kg}{s}]$
Viscosidad cinemática ν	$5,1157 * 10^{-7}[\frac{m^2}{s}]$

El área transversal por dónde circula el fluido es la misma que para el agua salada, con lo que se obtiene una velocidad de 0,5833[m/s] , el diámetro hidráulico también es igual al del agua salada, con lo que a partir de la ecuación número 5.5, se obtiene un número de Reynolds de Re=64278,9, el cuál entra en la categoría de turbulento. A partir de la ecuación 5.6 se obtiene el coeficiente de fricción de f=0,0198 y, mediante la ecuación 5.7, se obtiene el número de Nusselt de Nu=290,158, con lo que finalmente a partir de la ecuación 5.8 se obtiene el coeficiente de transferencia de calor para el agua de sistema de colectores bajo las condiciones dadas de $h_c = 33406,5[[\frac{W}{m^2}]]$. En este caso para determinar el coeficiente global de transferencia de calor nuevamente se ignoran los efectos de las paredes de acero, y , al solo conocer el área de transferencia de calor indicada por el fabricante, se procede a determinar dicho coeficiente a través de la siguiente relación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{sw}} + \frac{1}{h_c} \tag{5.26}$$

Con lo que se obtiene un valor para el coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador de calor de placas modelo T5 de 988,546$[\frac{W}{m^2*k}]$.

Se determinan las capacidades caloríficas para el agua salada y el agua del sistema de colectores a partir de la ecuación 5.12, con lo cual se obtiene un valor de 208,95$[\frac{W}{^oC}]$ para el agua salada, la que corresponde a $c_{mín}$ y 697,306$[\frac{W}{^oC}]$ para el agua del sistema de colectores, la que corresponde a $c_{máx}$, con lo que a partir de la ecuación 5.14 se determina la razón de capacidades caloríficas, la cual da un resultado de C=0,2996. Con los datos anteriores mediante la ecuación 5.15 se determina un número de Nusselt de Nu=9,5093, con el cuál utilizando la ecuación 5.16 se calcula la efectividad del intercambiador de calor de placas, la cual tiene un valor de $\varepsilon = 99,91\,\%$.

La tasa máxima de transferencia de calor para éste intercambiador de calor es de:

$$\dot{Q}_{máx} = \frac{\dot{Q}_{\varepsilon}}{\varepsilon} \tag{5.27}$$

Con lo cuál $\dot{Q}_{máx} = 6609,61[W]$ con lo cuál a partir de las siguientes temperaturas se determinan las temperaturas de trabajo por conocer para el agua salada y el agua del sistema de colectores:

$$T_{cin} = T_{swin} + \frac{\dot{Q}_{máx}}{c_{mín}} \tag{5.28}$$

$$T_{cout} = T_{cin} + \frac{\dot{Q}_{\varepsilon}}{c_{máx}} \tag{5.29}$$

$$T_{swout} = T_{swin} + \frac{\dot{Q}_{\varepsilon}}{c_{mín}} \tag{5.30}$$

Dónde la temperatura de entrada al intercambiador de calor para el agua del sistema de colectores se determina a partir de la ecuación 5.28, la cual es de $T_{cin} = 61,67[^oC]$, la temperatura de salida del agua del sistema de colectores se determina con la ecuación 5.29 y es de $T_{cout} = 52,20[^oC]$ y finalmente la temperatura de salida del agua salada del intercambiador de calor de placas se determina a partir de la ecuación 5.30 y es de $T_{swout} = 61,6[^oC]$, la cuál es mayor a la temperatura fijada como mínima para el funcionamiento del sistema de $50[^oC]$, por lo que el intercambiador de calor de placas modelo T5 marca Alfa Laval, funcionará de manera correcta dentro del sistema de desalinización solar HDH.

5.5. Humidificador

El proceso de intercambio de masa y calor entre los fluidos de trabajo, es decir entre el agua salada y el aire ocurre dentro de éste equipo, el humidificador. Su función principal es aumentar la temperatura y humedad del aire que ingresa desde la parte inferior para luego salir a alta temperatura y con alto contenido de humedad hacia el deshumidificador para ser condensado posteriormente. Éste Será alimentado mediante agua salada calentada , la cual será pulverizada sobre el relleno evaporativo instalado en su interior, cuya función es aumentar el tiempo de residencia del agua en el equipo y, además, aumentar el área de contacto entre el agua y el aire. Las gotas caerán por

el relleno evaporativo a la vez que se hará circular aire a contraflujo a través de este mismo elemento. El aire de alimentación entra saturado pero a baja temperatura, y, en la medida que éste asciende a través del humidificador entra en contacto con el agua salada caliente, dónde el aire comienza a calentarse y a aumentar su capacidad de almacenar agua, en consecuencia, su humedad absoluta aumenta.

Para modelar esteequipo se establece un volumen de control, el cual esta detallado en la figura 5.4. Este volumen de control tiene una altura dZ y un área transversal igual al área transversal del humidificador A_h. Esquemáticamente ,toda el agua dentro del volumen de control está agrupada en el lado izquierdo de éste mientras que todo el aire húmedo está agrupado a la derecha. El área de contacto entre los 2 fluidos viene dada por el área diferencial efectiva representada por :

$$dA = a * dV = a * A_h * dZ \tag{5.31}$$

Dónde a corresponde al área superficial efectiva por unidad de volumen $[\frac{m^2}{m3}]$ y dV es el diferencial del volumen de control.

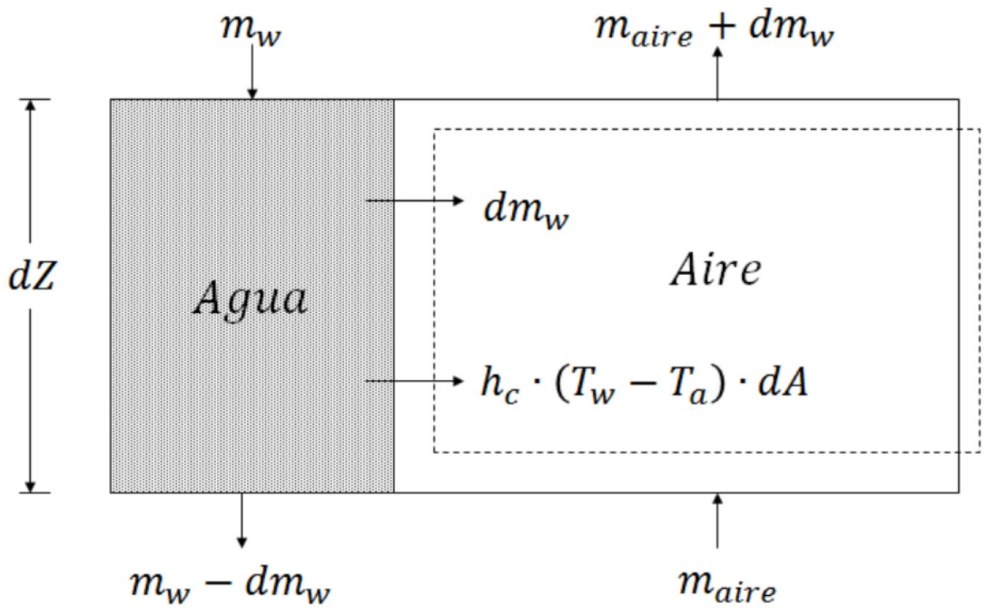


Figura 5.4: Volumen de control utilizado para el modelamiento matemático del humidificador [17].

El agua dentro del humidificador se enfría producto de los efectos de la transferencia de calor y masa que ahí ocurren. El proceso de transferencia de calor ocurre debido

a la diferencia de temperatura entre el aire y el agua que ingresan al equipo humidificador, además, parte de la disminución de temperatura se debe a la evaporación que sufre parte del agua que ingresa al humidificador que obtiene la energía necesaria para la evaporación del agua caliente. La transferencia de masa ocurre debido a la diferencia de concentración de agua (Humedad) entre el agua pulverizada (saturada) y el aire que entra saturado, pero al aumentar su temperatura, aumenta su capacidad de almacenar agua como humedad.

El balance de masa para el agua esta definido por el cambio de humedad absoluta en el aire dentro del humidificador. Además , la razón de transferencia de masa desde el agua salada hacia el aire es definida por la ecuación de transferencia de masa. Ambas ecuaciones se presentan en sus formas diferenciales a continuación:

$$\frac{dm_w}{dZ} = \frac{d\omega}{dZ} * m_a \tag{5.32}$$

$$\frac{dm_w}{dZ} = h_D * (a * A_h) * (\omega_{s,w} - \omega) \tag{5.33}$$

Dónde m corresponde al flujo másico, T es la temperatura y ω corresponde a la humedad absoluta. Los subíndices a y w corresponden al aire y al agua respectivamente. $\omega_{s,w}$ corresponde a la humedad absoluta en la interfaz aire-agua, dónde se asumen condiciones de saturación. h_D representa el coeficiente de transferencia de masa.

El balance de energía para el aire y el agua y la ecuación de transferencia de calor se presentan a continuación:

$$\frac{d(m_a i_a)}{dZ} = \frac{d(m_w i_w)}{=}\frac{dQ}{dZ} \tag{5.34}$$

$$dQ = h_c * (a * A_h * dZ)(T_w - T_a) \tag{5.35}$$

Dónde Q_c y Q_m representan el flujo de energía asociados a la convección y a la transferencia de masa, i es la entalpía específica y h_c es el coeficiente de transferencia de calor el agua pulverizada y el aire ingresado al humidificador.

El coeficiente de transferencia de masa es calculado usando el número de Lewis, el cual relaciona la transferencia de masa con la transferencia de calor, el cuál fue calculado para esta aplicación a partir de la correlación de Kloppers and Kröger [13]:

$$Le = 0,865^{2/3} * \frac{\frac{\omega_{s,w}+0,622}{\omega+0,622} - 1}{ln(\frac{\omega_{s,w}+0,622}{\omega+0,622})} \tag{5.36}$$

Las ecuaciones planteadas anteriormente y que modelan los fenómenos de transferencia de calor y masa que ocurren dentro del humidificador se resolvieron utilizando el software EES: Engineering Equation Solver y se puede revisar este procedimiento en detalle en la memoria desarrolladoa por Leiva [17].

El humidificador del nuevo prototipo de maquina desalinizadora solar HDH fue diseñado bajo las siguientes premisas:

- Debe ser de un tamaño apropiado para su fácil transporte e instalación.
- Debe ser posible de instalar y mantener solo por una sola persona.
- Las conexiones hacia los distintos equipos y accesorios que irán conectados a él deben venir instaladas y estar incluidos en el diseño, no se aceptarán modificaciones posteriores.
- El tipo de conexiones a ductos y tuberías, debe ser a través de accesorios comerciales y de medidas comunes, con el fin de que sean fácilmente reemplazables.
- Su diámetro y sistemas de irrigación así como de ventilación estarán diseñados con el fin de tener un conocimiento claro de el desplazamiento de los fluidos dentro del humidificador, con el propósito de generar las interacciones entre los fluidos de trabajo donde se desea.
- El humidificador no almacenara agua en su interior para así evitar posibles contaminantes que se puedan acumular o generar de ésta manera.
- El material de construcción de éste humidificador debe ser capaz de soportar el agua salada caliente sin sufrir deterioros, por lo que se utilizará acero AISI 304-L.
- Se recomienda una relación altura diámetro lo mas baja posible para maximizar el área de contacto entre los fluidos, lo cual se soluciona mediante la utilización de relleno evaporativo [22].

En función de los objetivos anteriormente planteados se construyeron 2 unidades de humidificador a partir de los planos detallados en el apéndice B.1, B.2 y B.3. Como se puede apreciar en los planos anteriormente mostrados, éstos humidificadores poseen

un diámetro de 600[mm] y una altura de manto de 1[m] y consta de 3 piezas, el cuerpo principal , el cual contendrá el relleno evaporativo y por donde se produce el ingreso del aire y la salida del agua no desalinizada, la tapa por donde ingresa el agua salada caliente y sale el aire húmedo y una pieza llamada base de packing, la cuál es la encargada de soportar el peso del packing, es decir, el relleno evaporativo y ademas a la cuál se anclara un difusor del aire de entrada del tipo gorro chino. La tapa se une al cuerpo mediante 3 pernos situados cada uno a 120^o y se genera el cierre hermético mediante un sello de goma puesto entre ellos. A continuación se presenta el humidificador ensamblado.



Figura 5.5: Humidificador.

Tabla 5.10: Características del humidificador.

Altura	2132[mm]
Diámetro	600[mm]
Material	Acero inoxidable 340-L
Masa tapa	15[Kg]
Masa Cuerpo	35,6[Kg]
Masa Base packing	800[gr]
Masa total	52,4[Kg]

Como se puede apreciar en las ecuaciones anteriormente planteadas, el área superficial efectiva por unidad de volumen juega un rol fundamental dentro del diferencial de área definido, y para maximizar eso se utiliza el relleno evaporativo Modelo CF1200BT, marca ACU-PAC, el cuál posee un área superficial por unidad de volumen de 226$[\frac{m^2}{m^3}]$ [12].

5.6. Bombas y Ventiladores

Existen 3 circuitos de agua que es necesario mover mediante bombas: el circuito de colectores, el circuito principal de humidificadores y el circuito secundario de humidificadores.

El circuito de colectores no presenta mayores pérdidas de carga por accesorios, pero si es el con mayor longitud de cañerías. Sus características se presentan a continuación:

Tabla 5.11: Características del circuito de agua de colectores solares.

Longitud de cañerías	37,056[m]
Tee	13
Codo	26
Copla	2
LLave bola	10
IDC palcas	1
Diferencia altura	1,895[m]
Diámetro interno tubería	0,020599[m]

La teemperatura promedio que circula en este circuito es de 56,5$[^oC]$, con lo que

su densidad ρ es de 984,63$[\frac{Kg}{m^3}]$ y su viscosidad dinámica μ es de $0,4929 * 10^{-3}[\frac{Kg}{m*s}]$. Se trabajará con el caudal máximo permitido por el rotámetro seleccionado, el cuál es de 18 [l/min], con lo cuál se obtiene un flujo volumétrico y una velocidad de $\dot{v} = 3,05 * 10^{-4}[\frac{m^3}{s}]$ y V=0,9149[m/s] respectivamente, con lo que se calcula su numero de Reynolds mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{V * \rho * D}{\mu} \tag{5.37}$$

Luego ,reemplazando los datos en la ecuación anterior se obtiene un valor para el numero de Reynolds de Re=37647,3, el cual muestra un flujo turbulento.

Para tuberías de cobre, el coeficiente de rugosidad es de 0,0015[mm], con el cuál se calcula el factor de fricción a través de la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * ln(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re * \sqrt{f}}) \tag{5.38}$$

Al reemplazar los datos correspondientes para este sistema se obtiene un factor de fricción de f=0,005159, con lo que la pérdida de carga por tuberías queda:

$$P = \frac{f * L * \rho * V^2}{2 * D} \tag{5.39}$$

Lo cuál da como resultado una perdida de presión por longitud de tubería de P_1=384,106[Pa]. Para el cálculo de las pérdidas por accesorios es necesario conocer el coeficiente de pérdida K asociado a cada uno, el cuál se extrae de la figura presentada en el apéndice C.1, con lo cuál se puede conocer la suma total de los coeficientes de pérdida del sistema de K=50,06, por lo tanto la pérdida debido a accesorios es de:

$$h = \frac{K * V^2}{2g} \tag{5.40}$$

Dónde g es el valor de ala aceleración de gravedad de 9.81$[\frac{m}{s^2}]$, lo cual da como resultado 2,1356[mca], lo que es equivalente a P_2=20629,1[Pa]. La diferencia de altura estática del circuito de cañerías en el equipo es de 1,895[mca] lo que es equivalente a P_3=18304,2[Pa]. El intercambiador de calor de placas genera una pérdida de carga de P_{idc}=40,51[Pa], calculado mediante la función desarrollada por Leiva [17], con lo que la pérdida de carga total es de :

$$P_{total} = P_1 + P_2 + P_3 + P_{idc} \tag{5.41}$$

Lo cuál da como resultado una pérdida total de carga deP_{total} = 39357,9[Pa] y mediante la siguiente ecuación se obtiene su valor en metros columna de agua:

$$h_{total} = \frac{P_{total}}{\rho * g} \tag{5.42}$$

Lo que da una altura total de h_{total}=4,07[m], dato el cuál , junto con el caudal requerido, sirve para seleccionar la bomba a utilizar. A continuación se presenta la curva característica de la bomba seleccionada:

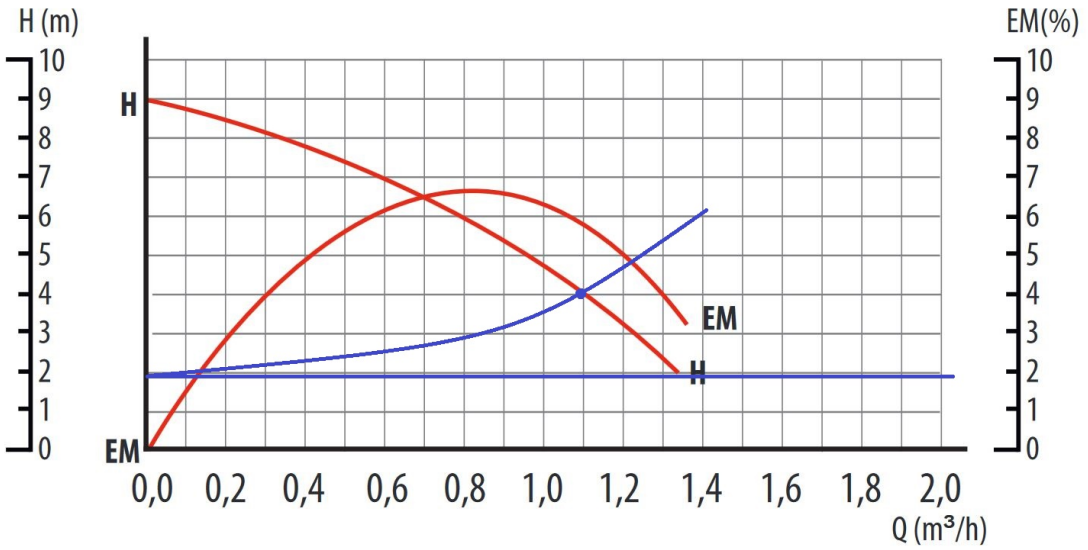


Figura 5.6: Curva característica de la bomba marca Bestflow modelo RS12/9G seleccionada. En rojo se puede apreciar la curva de la bomba mientras que en azul la curva del sistema , el punto de intersección será el punto de operación el cual cumple exactamente con los requísitos de diseño del sistema. Adaptado de [2].

Para el subsistema humidificador-deshumidificador se trabajará bajo las mayores solicitudes que podría recibir la bomba, ésto es trabajando con ambos sistemas en paralelo al máximo caudal permitido por los rotámetros, esto es 8 [l/min] por cada humidificador, lo que resulta en un total de 16[l/min]. El análisis se dividirá en 2 partes, desde la bomba hasta la bifurcación de la tubería hacia los humudificadores y desde la bifurcación hasta la boquilla de pulverización:

Tabla 5.12: Características del circuito de agua del subsistema humidificador-deshumidificador hasta la división hacia los humidificadores.

Longitud de cañerías	14,628[m]
Tee	2
Codo	24
Reducción	10
IDC tubo y carcasa	2
Diferencia altura	0,5[m]
Diámetro interno tubería	0,020599[m]

Repitiendo el análisis hecho para el sistema de colectores, con una temperatura promedio de agua de 47$[^oC]$, se tiene una densidad $\rho = 989,3[\frac{Kg}{m^3}]$y una viscosidad dinámica $\mu = 0,5764 * 10^{-3}[\frac{Kg}{m*s}]$. A partir del flujo másico se obtiene un flujo volumétrico y una velocidad de $\dot{v} = 2,7 * 10^{-4}[\frac{m^3}{s}]$ y V=809843[m/s], con lo que el número de Reynolds es igual a Re=28632, lo que indica un flujo turbulento. El material de las cañerías nuevamente es cobre , por lo que el factor de fricción se obtiene a partir de la ecuación 5.38 y es igual a f=0,005526. A continuación se presentan los factores y las pérdidas para éste análisis:

Tabla 5.13: Pérdidas subsistema humidificador-desumidificador desde la bomba hasta la división del caudal.

Pérdidas por longitud de cañerías	1273,37[Pa]
Coeficiente de pérdida K	28,6
Pérdida por accesorios	9278,24[Pa]
Pérdida IDC tubo y carcasa	1392,89[Pa]
Pérdida IDC placas	23,29[Pa]
Pérdida total	16820,3[Pa]

Los datos para la segunda sección de ésta linea de agua se presentan a continuación:

Tabla 5.14: Características del circuito de agua del subsistema humidificador-deshumidificador desde la división de caudal hacia los boquillas.

Longitud de cañerías	2,803[m]
Tee	2
Codo	10
Copla	3
Lave de bola	1
Boquilla pulverizadora	1
Diferencia altura	1,768[m]
Diámetro interno tubería	0,020599[m]

Cabe destacar que como las 2 líneas paralelas son exactamente iguales, el flujo másico se divide por 2 y por lo tanto la velocidad de flujo se reduce a la mitad, siendo ésta de 0,404922[m/s], con lo que el número de Reynolds y el factor de fricción resultan en Re=14282 y f=0,006651 respectivamente. A continuación se presentan las pérdidas de carga respectivas para éste subsistema:

Tabla 5.15: Pérdidas subsistema humidificador-desumidificador desde la a división del caudal hasta la boquilla pulverizadora.

Pérdidas por longitud de cañerías	74,4015[Pa]
Carga por diferencia de altura	17158,5[Pa]
Coeficiente de pérdida K	13,29
Pérdida por accesorios	1077,87[Pa]
Pérdida Boquilla pulverizadora	300000[Pa]
Pérdida total	335144[Pa]

Por lo tanto, la suma de ambas pérdidas es igual a 347112[Pa], lo que es equivalente a 35,7[mca]. la bomba seleccionada se presenta a continuación.

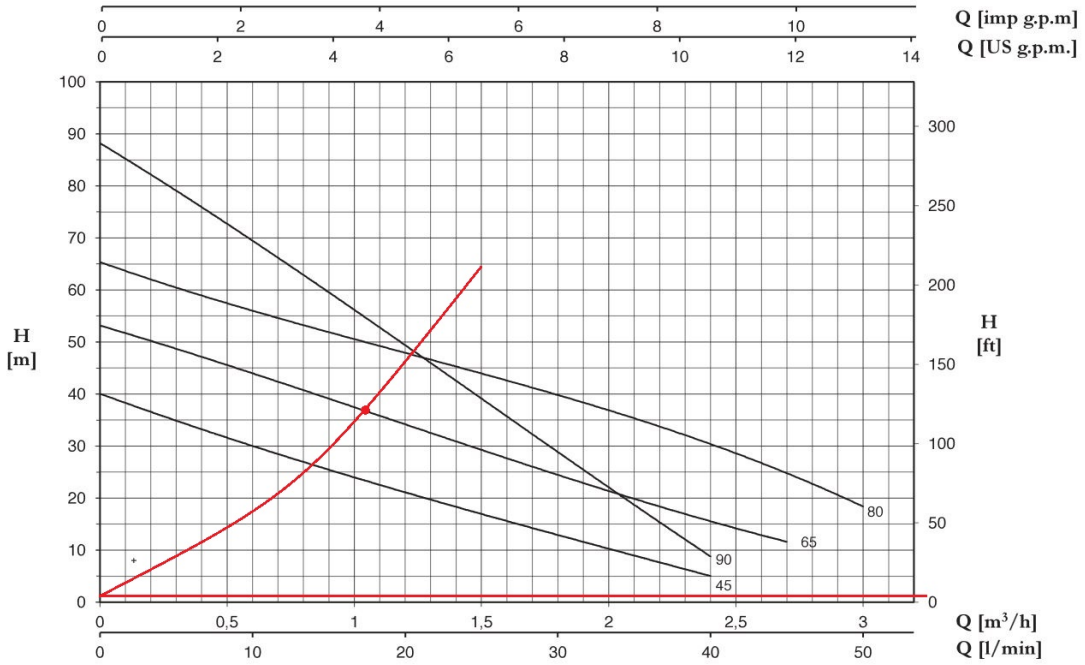


Figura 5.7: Curva característica de la bomba marca Pentax modelo PM65 seleccionada. En negro se puede apreciar la curva de la bomba mientras que en rojo la curva del sistema , el punto de intersección será el punto de operación el cual ofrece un mayor caudal que el requerido, pero como por los rotámetros ésto no es posible, se llegara a una mayor presión de trabajo. Adaptado de [26].

El tercer subsistema corresponde a la bomba de apoyo que funcionará al conectarse los humidificadores en serie, por lo que éste es exactamente igual al presentado en la tabla 5.15, con la diferencia que el solicitado a ésta bomba será la mitad del requerido a la bomba para el sistema anterior, es decir, de 8[l/min]. La pérdida de carga total será por lo tanto de 335144[Pa], lo que equivale a 34,5[mca], por lo que la bomba seleccionada para ésta caso se presenta a continuación:

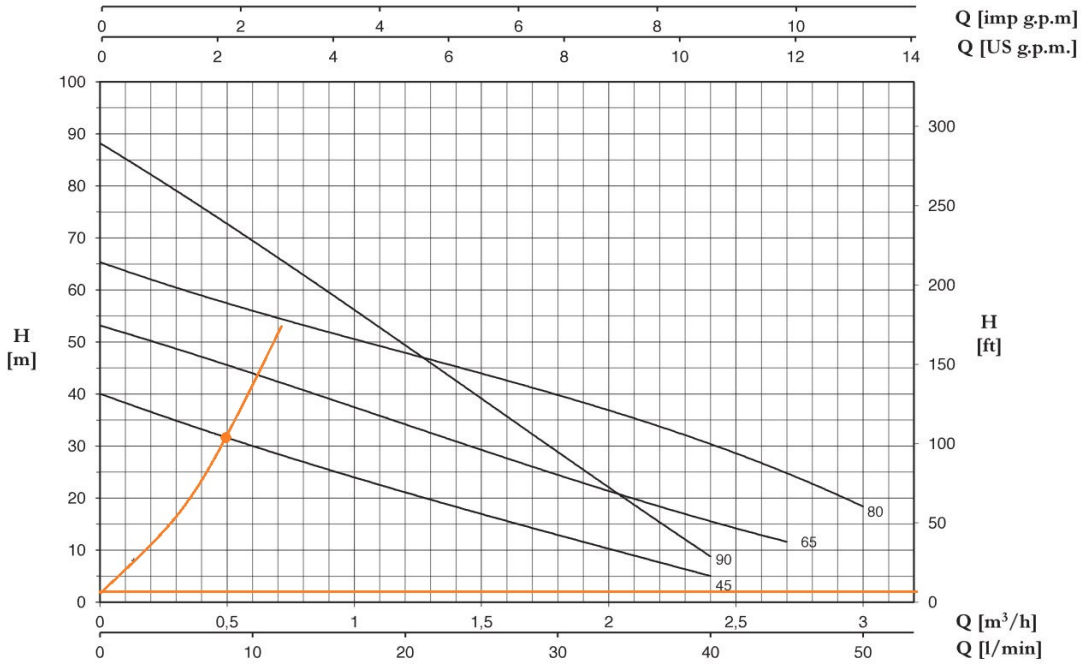


Figura 5.8: Curva característica de la bomba marca Pentax modelo PM45 seleccionada. En negro se puede apreciar la curva de la bomba mientras que en naranja la curva del sistema , el punto de intersección será el punto de operación el cual ofrece un caudal levemente debajo del requerido, pero que es aceptable para la aplicación a desarrollar. [26].

Para la selección de los ventiladores solo se utilizo el criterio de diseño de que fueran fácilmente acoplables al sistema de ductos por dónde se desplaza el aire y que fueran capaces de mover un caudal que fluctúa entre 300-500$[\frac{m^3}{h}]$. El ventilador seleccionado bajo éste requerimiento corresponde al modelo TD-500/160 SILENT, marca S&P, con variador de velocidad incluído, lo que permite mover un caudal de aire de 350 a 550$[\frac{m^3}{h}]$ [25] .

5.7. Pulverizadores

Los pulverizadores seleccionados para alimentar el humidificador con agua salada son los Spiraljet modelo 1/4HHSJ-SS1207 de la marca Spraying Systems cuyos datos se detallan a continuación:

Tabla 5.16: Características de boquilla marca Spraying Systems [5].

Modelo	1/4HHSJ-SS1207
Conexión	1/4”
Ángulo de aspersión a 0,7 bar	120^o
Tamaño	07
Diámetro nominal orificio	2,4[mm]
Diámetro máximo paso libre	2,4[mm]
Capacidad a 0,7 bar	2,7[$\frac{litros}{minuto}$]
Capacidad a 3 bar	5,5[$\frac{litros}{minuto}$]
Material	Acero inoxidable AISI 316

Éstos aspersores generan una irrigación de cono lleno , logrando cubrir el diámetro del humidificador de 600[mm] con una distancia de 173[mm] libre desde la salida de la boquilla hasta el relleno evaporativo con un solo aspersor. Gracias a su gran diámetro de paso libre de 2,4[mm] son muy difíciles de obstruir y su material de fabricación hace que sea resistente a los deterioros que pudiera ocasionarle el agua salada caliente.



Figura 5.9: Boquilla de aspersión modelo HHSJ marca Spraying Systems [5].

5.8. Aislante

En gran parte del sistema de desalinización solar HDH se trabaja con fluidos que están a mayor temperatura que la del ambiente, y, al estar este equipo instalado a la

intemperie, se producen perdidas por transferencia de calor desde las tuberías hacia el exterior. Para resolver éste problema es que se instalará aislante térmico en todos los ductos por los que circule fluido a mayor temperatura que la de ambiente, esto quiere decir, circuito de colectores solares, conexión de agua desde el deshumificador hasta el humidificador y conexión de aire entre el humidificador y el deshumidificador.

Según la guía para el diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones , aparatos y equipos [21], las pérdidas de calor con aislante deben ser un 85 % a un 90 % menores que las pérdidas sin éste, por lo que el proceso para su selección consistirá en calcular las pérdidas de calor en cada uno de los subsistemas sin aislante y con aislante en el peor de los casos, para posteriormente comparar sus valores y corroborar si el aislante seleccionado es el indicado. Para esto se utilizará el aislante Armaflex de la marca Armacell, con las siguientes características:

Tabla 5.17: Características técnicas del aislante a utilizar [9].

Marca	Armacell
Modelo	Armaflex
Temperatura interior mínima	105$[^oC]$
Temperatura interior Máxima	-50$[^oC]$
Conductividad térmica	0,039$[\frac{W}{m*K}]$

El primer sistema a analizar será el más crítico en este apartado por su temperatura de trabajo , el cual corresponde al sistema de colectores solares. Se analizará una temperatura de trabajo de 100$[^oC]$ para el agua que circula dentro de las tuberías que conectan los colectores, la cuál es la temperatura máxima que puede alcanzar ésta, además de suponer que la pared interna de los tubos que transportan esta se encuentra a la misma temperatura, es decir 100$[^oC]$. las condiciones ambientales se asumirán como una temperatura ambiente de 14,5$[^oC]$ y una velocidad de viento de 3[m/s], que son las condiciones promedio anuales de Laguna Verde. Las tuberías de cobre seleccionadas son del tipo M, de medida 3/4", con un diámetro externo de 22,225[mm] y un diámetro interno de de 20,599[mm]. Las características de los materiales de trabajo a analizar se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 5.18: Características y datos para la selección del aislante.

Viscosidad cinemática del aire	$1,46 * 10^{-5}[m^2/s]$
Conductividad térmica del aire	0,024686$[\frac{W}{m*K}]$
Numero de Prandtl del aire	0,73256
Conductividad térmica del cobre	401$[\frac{W}{m*K}]$

Para el modelamiento matemático del fenómeno de transferencia de calor, se utilizara el modelo de resistencias térmicas. A continuación se detalla el modelo de resistencias térmicas para la transferencia de calor en las cañerías de cobre sin aislante.

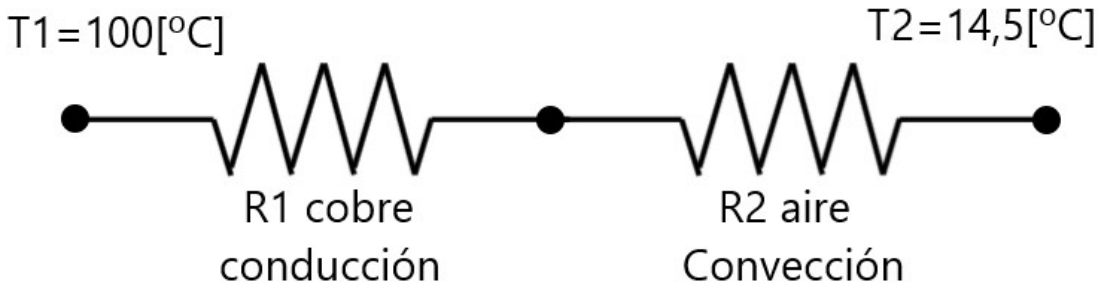


Figura 5.10: Circuito de resistencias para la transferencia de calor en las cañerías de cobre sin aislar.

Para determinar la potencia de calor perdida por unidad de longitud en la cañería es necesario determinar todos los factores que intervienen en la ecuación mostrada a continuación:

$$\dot{q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{total}} \tag{5.43}$$

Dónde $\dot{q}$ corresponde a la potencia perdida por unidad de longitud de cañería, $T_1 - T_2$ corresponde a la diferencia de temperaturas entre el interior de la cañería de cobre y el ambiente y R_{total} corresponde a la resistencia térmica total involucrada en el fenómeno, que para este caso es:

$$R_{total} = \frac{e_{cobre}}{A_i * K_{cobre}} + \frac{1}{A_e * h} \tag{5.44}$$

Donde e_{cobre} es el espesor de la pared de la cañería de cobre,A_i es el área del manto interno de la tubería y A_e es el área del manto externo de ésta, dejado en función de la longitud de cañería , K_{cobre} corresponde a la conductividad térmica del cobre y h corresponde al coeficiente de transferencia de calor por convección del aire exterior, el cuál es necesario determinar.

Para determinar el coeficiente h, es necesario calcular el numero de Reynolds mediante:

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \tag{5.45}$$

Dónde V es la velocidad del aire, D es el diámetro externo de la tubería y ν corresponde a la viscosidad cinemática del aire, con lo anterior se obtiene que el número de Reynolds para el aire bajo éstas condiciones es Re=4563,03. Una vez conocido éste número se determina el numero de Nusselt como sigue:

$$Nu = 0,193 * Re^{0,618} * Pr^{1/3} \tag{5.46}$$

Dónde Pr es el número de Prandtl del aire descrito en la tabla 5.18, con lo cual se obtiene un número de Nusselt de 31,7632. Finalmente es posible determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire mediante la siguiente ecuación:

$$h = \frac{K * Nu}{D} \tag{5.47}$$

Dónde K es la conductividad térmica del aire y D es el diámetro externo de la cañería de cobre, con lo cual se obtiene un valor de h=35,284$[\frac{W}{m^2 * K}]$. Con valores para A_i y A_o de 0,06726 y 0,069822 metros cuadrados por metro de cañería, la resistencia total es de 0,4059[K/W], con lo cuál , según la ecuación 5.43, la potencia perdida por unidad de longitud es de 210,622[W/m].

Ahora bien, al aislar la cañería de cobre se agrega una resistencia más al circuito de resistencias térmicas, quedando este como se muestra a continuación:



Figura 5.11: Circuito de resistencias para la transferencia de calor en las cañerías de cobre con aislante.

Donde la resistencia total en éste caso queda determinada por:

$$R_{total} = \frac{e_{cobre}}{A_i * K_{cobre}} + \frac{e_{aislante}}{K_{aislante} + A_e} + \frac{1}{A_{eaislante} * h} \tag{5.48}$$

Dónde se ahora se agrega una resistencia térmica la cuál corresponde a la del aislante térmico, con su correspondiente espesor de pared el cuál es de 0,009[m], que es el mínimo espesor disponible por catálogo, además ahora para el cálculo de éstas resistencias se utiliza en la resistencia del aire, el área exterior del cilindro de aislante, la cuál es de 0,126371 metros cuadrados por metro de cañería. Repitiendo el procedimiento anterior se llega a que para éste caso el número de Reynolds, el número de Prandtl y el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire son 8258,62, 45,8304 y 28,126$[\frac{W}{m^2 * k}]$ respectivamente, con lo que la resistencia térmica total de este sistema es de 3,62[K/W], con lo que la potencia de pérdida de calor por unidad de longitud es de 23,5958[W/m], la cuál es un 87 % menor a la pérdida de calor sin aislante.

Producto de lo anterior se puede asegurar que el espesor mínimo de aislante disponible en el comercio, de 0,009[m], funcionará de manera correcta en todos los ductos que necesitan de aislante en el sistema , dado que éste aislante cumple con el objetivo de reducir en un 85 % como mínimo la pérdida de calor en el sistema , habiéndose evaluado en el punto mas crítico, es decir el que trabaja a mayor temperatura, y con los supuestos más pesimistas, por lo que se asegura que para el resto de puntos a aislar este componente funcionara de manera correcta.

5.9. Filtros

Debido a la naturaleza del agua salada, ésta arrastra consigo muchos sedimentos y contaminantes que, como se corroboró en el primero prototipo de equipo desalinizador solar HDH, complican e incluso son capaces de detener el funcionamiento del equipo. Para evitar lo anterior es que se instalaran 2 filtros en la linea principal de agua salada. El primer filtro sera un filtro tipo Y con una malla tamaño 10, capaz de atrapar contaminantes de tamaño mínimo 2[mm], con lo cual se asegura que no se obstruyan las salidas de las boquillas. El segundo filtro a instalar será un filtro de malla lavable de tamaño 250 micrones, el cuál será el encargado de atrapar las partículas mas pequeñas que puedan haber pasado por el primer filtro. Cabe destacar que este tipo de filtros generan una caída mínima de presión por lo cual son ideales para ésta aplicación.

5.10. Medidores de caudal

Para los distintos circuitos de agua presentes en el equipo desalinizador solar HDH es necesario regular el caudal que circula por ellos, para lo que se utilizarán rotámetros con válvula de estrangulación incluida marca Veto. Para el sistema de colectores solares se utilizará el rotámetro detallado en la tabla 4.3,ya que éste cumle con las características de caudal necesarias para éste sistema determinadas mediante la función desarrollada por Leiva [17] , y para los humidificadores se utilizará el siguiente modelo:

Tabla 5.19: Caracteristicas técnicas rotámetro marca Veto para el circiíto de agua salada [34].

Marca	Veto
Modelo	N0415307
Caudal	1-8[l/min]
Largo escala	3 pulgadas
Conexión	Macho 1/2”NPT
Material	Polimetil metacrilato
Exactitud	$\pm 4\,\%$
Presión máxima	150[psi]
Temperatura máxima	80[^oC]

Destacar que físicamente son exactamente iguales y su imagen se puede apreciar en

la figura 4.11.

Capítulo 6

Propuesta de Diseño

El diseño final De equipo desalinizador solar HDH se presenta a continuación a través de cada uno de sus subsistemas. Éste posee múltiples configuraciones capaces de ser seleccionadas mediante el uso de válvulas. Puede funcionar como circuito de aire abierto o cerrado así como circuito de agua abierto o cerrado. Además posee 2 sistemas de humidificación-deshumidificación, los cuales pueden funcionar de forma independiente, paralelo o en serie.

6.1. Humidificador

El sistema del humidificador esta compuesto por el humidificador como tal, el relleno evaporativo, las entradas y salidas de agua y de aire. A continuación se muestra una vista en corte donde se pueden apreciar todos éstos accesorios instalados en el humidificador.



Figura 6.1: Vista en corte del equipo humidificador.

En la figura 6.1 se puede apreciar en blanco el relleno evaporativo, en la zona superior la unión por brida a la salida de aire construído en PVC sanitario blanco de 160 milímetros, inmediatamente debajo de éste está la entrada de agua fabricada en acero inoxidable , la que termina en la boquilla pulverizadora. En la zona inferior se encuentra el difusor tipo gorro chino para el aire de entrada, y la entrada de aire que se combina con la salida de agua, también fabricados en PVC sanitario blanco de 160 milímetros unidos por bridas apernadas.

La sujeción de las cañerías de agua se realiza mediante una brida ciega perforada por la cual pasa un tubo roscado de acero inóxidable de 3/4”, el cuál en sus 2 extremos tiene coplas las cuales al roscarse se aprietan contra la brida ciega, siendo capaces de sujetar los 20[cm] de tubería en voladizo que entra dentro del equipo. Además al instalar sellos de goma entre la brida y las coplas , se genera el cierre hermético necesario para el correcto funcionamiento del humidificador.

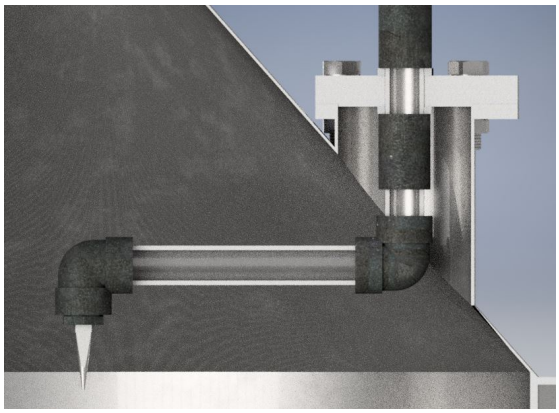


Figura 6.2: Anclaje de cañerías de alimentación de agua al humidificador.

6.2. Humidificador-Deshumidificador

El sistema de Humidificador deshumidificador se conecta mediante ductos de PVC y se compone de 2 sistemas independientes, los cuales mediante el uso de válvulas pueden trabajar de manera independiente, en serie y en paralelo para la alimentación de agua, el circuito de aire es siempre independiente para éstos subsistemas. El Húmidificador conecta su circuito de aire hacia el deshumidificador usando tuberías de pvc sanitario blanco de 160[mm] de diámetro, mientras que la conexión de agua entre éstos 2 sistemas se realiza mediante cañerías de cobre de 3/4".



Figura 6.3: Sistema de humidificador-deshumidificador.

Mediante la selección de la posición de la válvula de mariposa del sistema de aire, se puede seleccionar el tipo de circuito de aire. Si la válvula se encuentra abierta, el circuito de aire es cerrado, en cambio, si la válvula se encuentra cerrada el circuito será abierto.

La sálida de agua de desecho así como del agua desalinizada producida se producen a través de ductos por los que también circula aire, con lo que para evitar la entrada de aire desde el exterior de la máquina se utilizarán sistemas de trampas de agua o cifones.

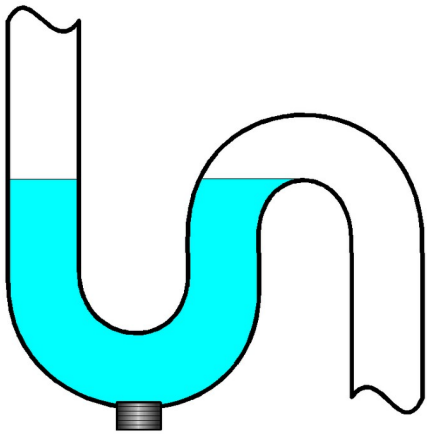


Figura 6.4: Sistema de trampa de agua o cifón.

La circulación de aire por éstos ductos es impedida por el agua que se acumula en ellos, generando de ésta manera el cierre para la circulación de aire por ellos, no así para el agua que se desea desplazar.

La salida del agua desalinizada del deshumidificador se produce por el mismo ducto por donde sale el aire deshumidificado, para ser recolectada por un contenedor situado a la salida de este ducto, simplificando de esta manera las conexiones de los equipos y además disminuyendo la cantidad de los mismos.

6.3. Colectores solares

Los colectores solares serán conectados en paralelo y además se tendrá la posibilidad de seleccionar con cuantos se trabajara en cada momento mediante válvulas instaladas entre ellos. El intercambiador de calor encargado de entregar la energía captada por estos colectores hacia el agua salada de alimentación será uno solo , por lo tanto ambas etapas del sistema de desalinización solar compartirán una línea de alimentación de agua salada hasta la salida de éste equipo donde se separarán o se mantendrán unidas según la configuración de funcionamiento adoptada.

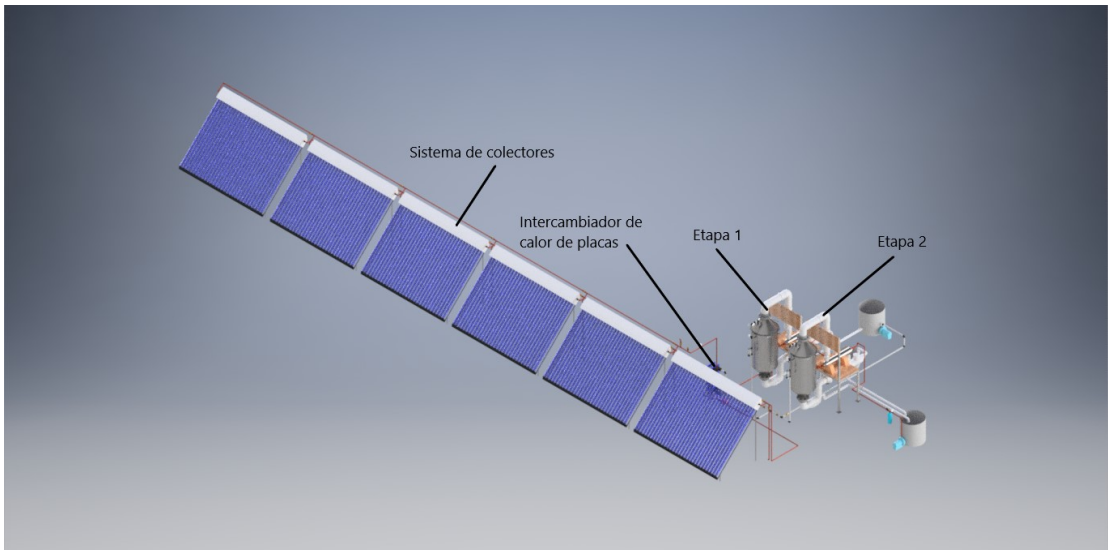


Figura 6.5: Vista isométrica del sistema de desalinización solar HDH.

6.4. Funcionamiento General

Como se mencionó anteriormente este prototipo de sistema de desalinización solar HDH deberá ser capaz de producir 60 litros de agua desalinizada por día. Además en el se podrán probar distintas configuraciones tanto de circuitos de agua como de aire además de funcionamiento en serie, paralelo e independiente de sus 2 etapas. Finalmente se muestra a continuación las dimensiones generales del equipo.

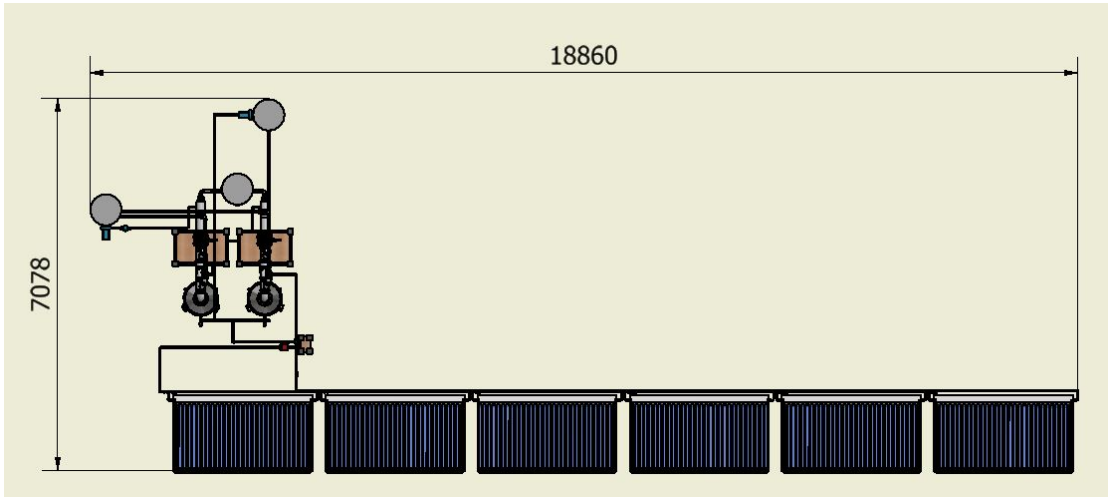


Figura 6.6: Vista superior del equipo desalinizador solar HDH.

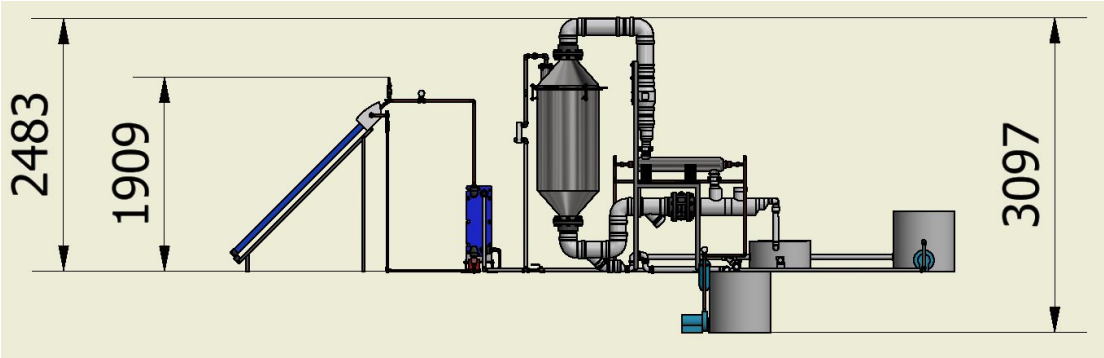


Figura 6.7: Vista lateral del equipo desalinizador solar HDH.

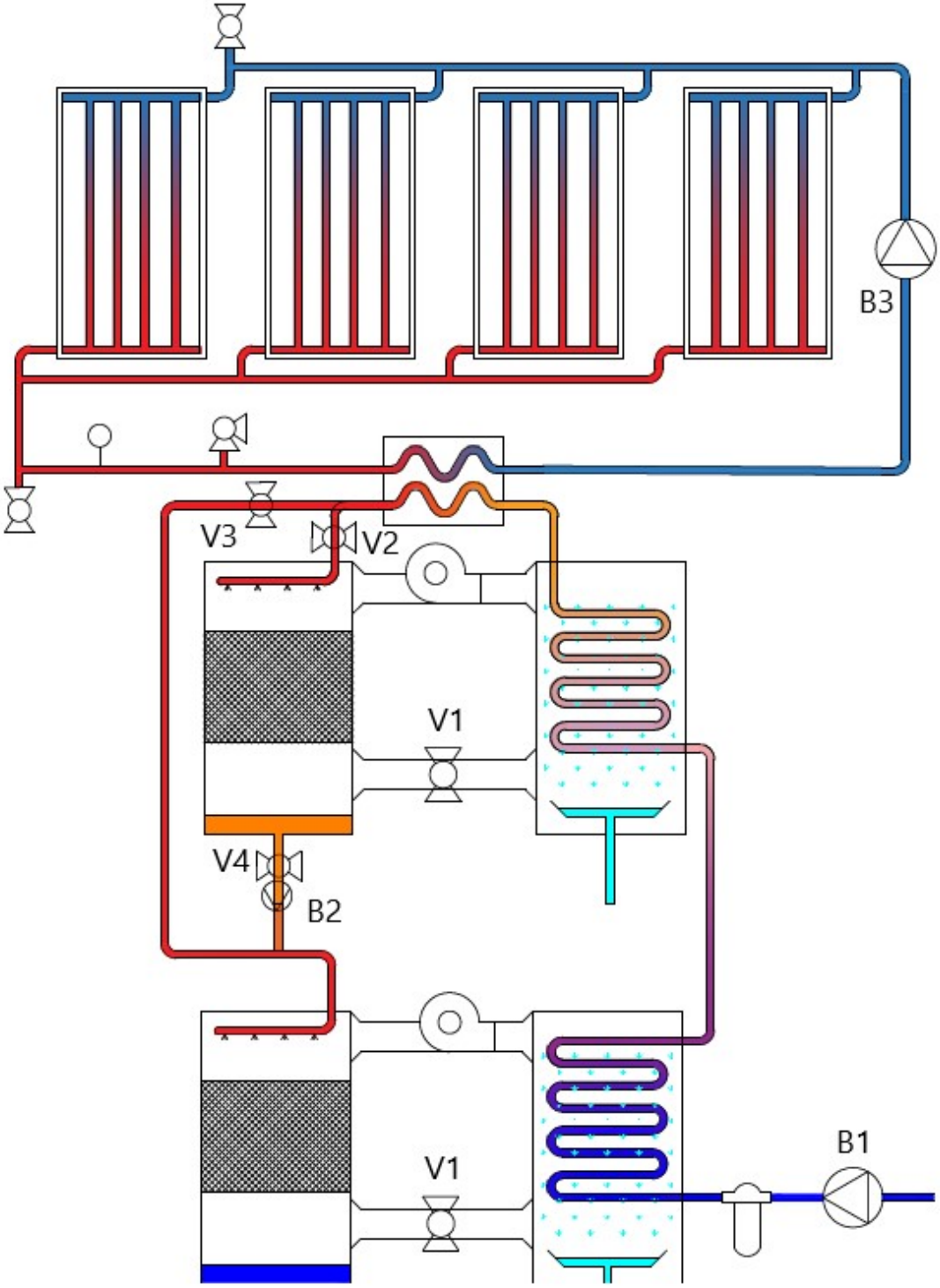


Figura 6.8: Esquema de funcionamiento general sistema desalinizador solar HDH.

Como se puede apreciar en la figura 6.8, el equipo desalinizador solar HDH se compone de 2 etapas, las cuales según las posiciones de las válvulas V2, V3 y V4, será el tipo de funcionamiento que adoptarán los subsistemas de humidificador-deshumidificador:

- V2 abieto, V3 y V4 cerrado: solo funcionará la primera etapa de manera independiente.
- V2 y V3 abierto, V4 cerrado: Funcionarán ambos subsistemas en paralelo, es decir , cada uno de manera independiente.
- V2 y V4 abiertos, V3 cerrado: Funcionarán los sistemas en serie, el segundo deshumidificador se alimentará del agua de desecho del primero por medio de la bomba B2.
- V2 y V4 cerrados, V3 abierto: Funcionará el segundo subsistema de manera independiente, mientras que el otro se encorará detenido.

Además de lo anterior , como se puede observar en la figura 6.8, en el sistema de aire para ambos subsistemas, al estar abierta la válvula V1, el circuito de aire será cerrado mientras que si esta se cierra. el circuito de aire será abierto. Para los circuitos de agua solo basta con decidir si el agua de desecho de los humidificadores se almacenará y volverá a inyectar al sistema para tener un circuito de agua cerrado o, por el contrario, ésta se desechará y se ingresará agua salada nueva, para tener un circuito de agua abierto.

En conclusión el diseño del equipo permitirá analizar muchas configuraciones distintas de funcionamiento, lo que permitirá corroborar los modelos matemáticos desarrollados y contribuirá de manera significativa a la adquisición de datos y desarrollo del conocimiento de la tecnología en estudio.

Capítulo 7

Conclusiones

La tecnología de desalinización por humidificación-deshumidificación es muy prometedora sobre todo por su potencial y facilidad de se acoplada a sistemas de energías renovables como la solar, o sistemas de energías térmicas residuales. Su principio de funcionamiento es fácil de aplicar y replicar por lo que su complejidad constructiva es baja.

Dentro de las configuraciones que se pueden adoptar para los diversos equipos a diseñar, existe una clara tendencia en la literatura a concluir que el sistema CAOW, es decir cerrado de aire abierto de agua, con calentamiento de agua es el que da mejores resultados, sin embargo, resulta interesante probar en sistemas de más de una etapa , el comportamiento y la productividad alcanzada , mezclando distintos tipos de ciclos y comparando sus resultados.

Como se pudo apreciar en el análisis del primer prototipo y la revisión del estado de este, existieron muchos problemas de diseño y constructivos, sin embargo, pese a esto el resultado obtenido en el primer proceso fue satisfactorio, dado que se pudieron comprobar y verificar los principios de funcionamiento del equipo, generar un primer prototipo funcional de la máquina desalinizadora solar HDH y poner en marcha el proyecto. Además este prototipo sirvió de base para el trabajo de reparación y mejoras llevado a cabo sobre él, permitiendo así un acercamiento más profundo a la tecnología en estudio, un análisis acabado de las fallas que se presentaron, los problemas que se produjeron y la generación de nuevas ideas a implementar. Una de las conclusiones más importantes extraídas de este proceso, es la importancia y la criticidad de ciertos parámetros y consideraciones en el proceso de diseño y construcción de un nuevo equipo, según lo anterior , las 3 mas importantes son:

- Diseño del humidificador: Como se apreció en el primer prototipo, pese a contar con un humidificador de grandes dimensiones apoyado por un relleno evaporativo instalado en su interior, éste no ha tenido un correcto funcionamiento, principalmente por el poco control de las corrientes de los fluidos de trabajo en su interior, dado que por sus grandes dimensiones, muchas veces el aire con el agua no entran en contacto dentro de éste, bajando el rendimiento del equipo de manera muy importante.

- Pérdidas de calor: Es necesario identificar y solucionar las grandes pérdidas de calor que puedan afectar al equipo, dado que esto representa una fuga de energía hacia el exterior , evitando así su correcto uso, además , muchas veces estos fenómenos no deseados generan otros efectos adversos, como la pérdida de agua desalinizada producida por la condensación el lugares equivocados.

- Pulverización: Contar con un sistema de pulverización adecuado del agua dentro del humidificador es crucial, producto de la dificultad de esto al trabajar con agua de mar. La mala selección de éste factor puede detener completamente el funcionamiento del equipo.

El estado actual del prototipo es bueno, en éste se pueden seguir desarrollando pruebas y recabando datos para su análisis, ya que en la primera etapa esto no pudo ser desarrollado de manera correcta, sin embargo, no es posible mejorar en mayor medida su desempeño, debido a problemas graves de diseño y construcción. Además, el sistema de alimentación fotovoltáico de accesorios eléctricos no fue habilitado debido a la alta inversión económica que esto requiere, y al poco valor para la investigación que esto aportaría, dado que el foco del sistema de desalinizaciación-deshumidificación se centra en los procesos de transferencia de calor y masa.

El diseño del nuevo prototipo cumple con los requerimientos establecidos al principio del proyecto, sus equipos fueron seleccionados en base a los balances de energía y masa señalados en este informe, y su construcción fue diseñada teniendo como objetivos principales la seguridad en su operación, la facilidad constructiva y de configuración . Sus múltiples modos de funcionamiento y configuraciones cumplen con la finalidad de obtener la mayor cantidad posible de datos de este equipo y poder analizar diversos puntos de interés que pueda ser necesario y a su vez esto se ve potenciado gracias a su modularidad y fácil modificación, pues al ser sus componentes seleccionados de catálogos comerciales, cualquier cambio que se desee hacer en el equipo, reparación,

intervención o reacondicionamiento resulta muy sencillo. Los supuestos y parámetros bajo los cuales se trabajo son conservadores , por lo cuál se obtendrá la producción deseada de 60 litros de agua desalinizada por día. Al ser un prototipo experimental , se centraron los esfuerzos de diseño y recursos en los parámetros y equipos clave dentro del proceso de desalinización ,por lo cual nuevamente no se implementó una alimentación eléctrica fotovoltáica, sino que en este apartado el equipo está diseñado para funcionar conectado a la red eléctrica, sin embargo resulta sencillo acoplar un sistema solar de alimentación eléctrica dado que los consumos de los equipos son conocidos.

Como conclusión general se espera que el nuevo prototipo de desalinización solar por método de humidificación deshumidificación , sea mas sencillo de construir, mantener, operar y monitorear que el existente y además, producto de sus múltiples configuraciones, sea una gran fuente de información sobre la tecnología que se está desarrollando.

Bibliografía

[1] L.M. Ayompe, A. Duffy, M. Mc Keever, M Conlon, and S.J. McCormack. Comparative field performance study of a flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (etcs) for domestic water heating systems in a tempertate climate. Energy 36, page 3370.

[2] Bestflow. Bestflow Serie Rs, 2008.

[3] Victron Energy B.V. Inversores Phoenix, 2015.

[4] Yunus A. Cengel, GEF, and John M. Cimbala. Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones, volume 1. IMcGraw-Hill Interamericana, 2006.

[5] Spraying Systems Co. Referencias Técnicas, 2008.

[6] COSMOPLAS. COSMOPLAS lista de precios 2016-2017, 2016.

[7] Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile. Explorador solar, 2017.

[8] ESOL. Ficha técnica colector solar presurizado heat pipe, 2014.

[9] Armacell Enterprise GmbH. Armaflex IT, 2015.

[10] Catalina Hernández Moris. Modelamiento computacional de sistema de desalinización por método de humidificación-deshumidificador(hdh). B.S. thesis, Santiago/Universidad Técnica Federico Santa María, 2017.

[11] Bete Fog Nozzle Inc. Bete Engineered Spraying Solutions, 2013.

[12] Brentwood Industries. ACCU-PAC Film Fill Media, 2008.

[13] J. C. Kloopers and D. G. Kroöger. A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers. Int. J. Heat Mass Transf. 48, page 765.

[14] Abdulkadir Kocer, Ibrahim Atmaca, and Can Ertekin. A comparison of flat plate and evacuated tube solar colectors with f-chart method. Isi Bilimi Ve Teknigi Dergisi 35, page 77.

[15] Alfa Laval. Intercambiadores de calor para HVAC e insdustria, 2015.

[16] Alfa Laval. T5 Intercambiador de calor de placas, 2015.

[17] ESteba Ignacio Leiva Flores. Modelamiento numérico y análisis de configuraciones de sistemas de destilación por humidificación y deshumidificación(hdh). B.S. thesis, Santiago/Universidad Técnica Federico Santa María, 2018.

[18] Gemini Data Loggers. PT100 Probe for use with TGP/TV-4104(-50 to +300 C) B-6005-1M5/3M datasheet, 2017.

[19] Gemini Data Loggers. Tinytag Plus 2 Temperature Logger for Thermistor Probe (-40 to +125 C) datasheet, 2018.

[20] MINERGIA, GEF, PNUD, and CDT. Sistemas Solares Térmicos II, volume 1. Imprenta Macal Ltda., 2010.

[21] turismo y comercio Ministerio de industria. Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones , aparatos y equipos, volume 1. IDAE, 2007.

[22] G. Prakash Narayan, John H. Lienhard, Maximus G. St. John, and Sayed M. Zubair. thermal design of the humidification dehumidification desalination system: An experimental investigation. International Journal of Heat and Mass Transfer, pages 740–748, 2013.

[23] G. Prakash Narayan, Mostafa H. Sharqawy, John H. Lienhard, and Syed M. Zubair. Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. Desalination and Water Treatment 16, page 339.

[24] G. Prakash Narayan, Mostafa H. Sharqawy, Edward k. Summers, John H. Lienhard, Syed M. Zubair, and M.A. Antar. The potential of a solar-driven humidification-dehumidification desalination for small-scale decentralized water

production. Elsevier Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, pages 1187–1201, 2009.

[25] Soler Palau. Ventiladores Helicocentrífugos in-line Ultrasilenciosos, 2008.

[26] Pentax-Pumps. PM Perifericas, 2008.

[27] Stainless Steel Pool and Spa Heat Exchangers. Stainless Steel Pool and Spa Heat Exchangers, 2010.

[28] Mauricio Antonio Reyes Valenzuela. Diseño y construcción de sistema de desalinización solar por método de humidificación-deshumidificación (hdh) acoplado con energía solar. B.S. thesis, Santiago/Universidad Técnica Federico Santa María, 2017.

[29] Rhodia. TECHNYL Product Datasheet, 2007.

[30] David Javier Saldivia Salazar. Simulación computacional de sistema térmico de desalinización acoplado con energía solar. B.S. thesis, Valparaíso/Universidad Técnica Federico Santa María, 2015.

[31] Diego Sobarzo Bastías. Implementación para medciones. Technical report, Universidad Técnica Federico Santa María, 2018.

[32] ABS Ultimaker. Ficha de datos técnicos ABS, 2017.

[33] Neil M. Wade. Distillation plant development and cost update. Elsevier Desalination 136, pages 3–12, 2000.

[34] Veto y CIA. LTDA. Rotámetros, 2008.

[35] Servicio Hidrográfico y Oceanográfico de la Armada. Temperatura superficial del mar (tsm), 2018.

[36] Guofeng Yuan, Zhifeng Wang, Hongyong Li, and Xin Li. Experimental study of a solar desalination system based on humidification-dehumidification process. Elsevier Desalination, pages 92–98, 2011.

[37] E. Zambolin and D Del Col. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuate tube solar collectors in stationery standard and daily conditions. Solar Energy 84, page 1382.

Anexo A

Perno de cierre Humidificador

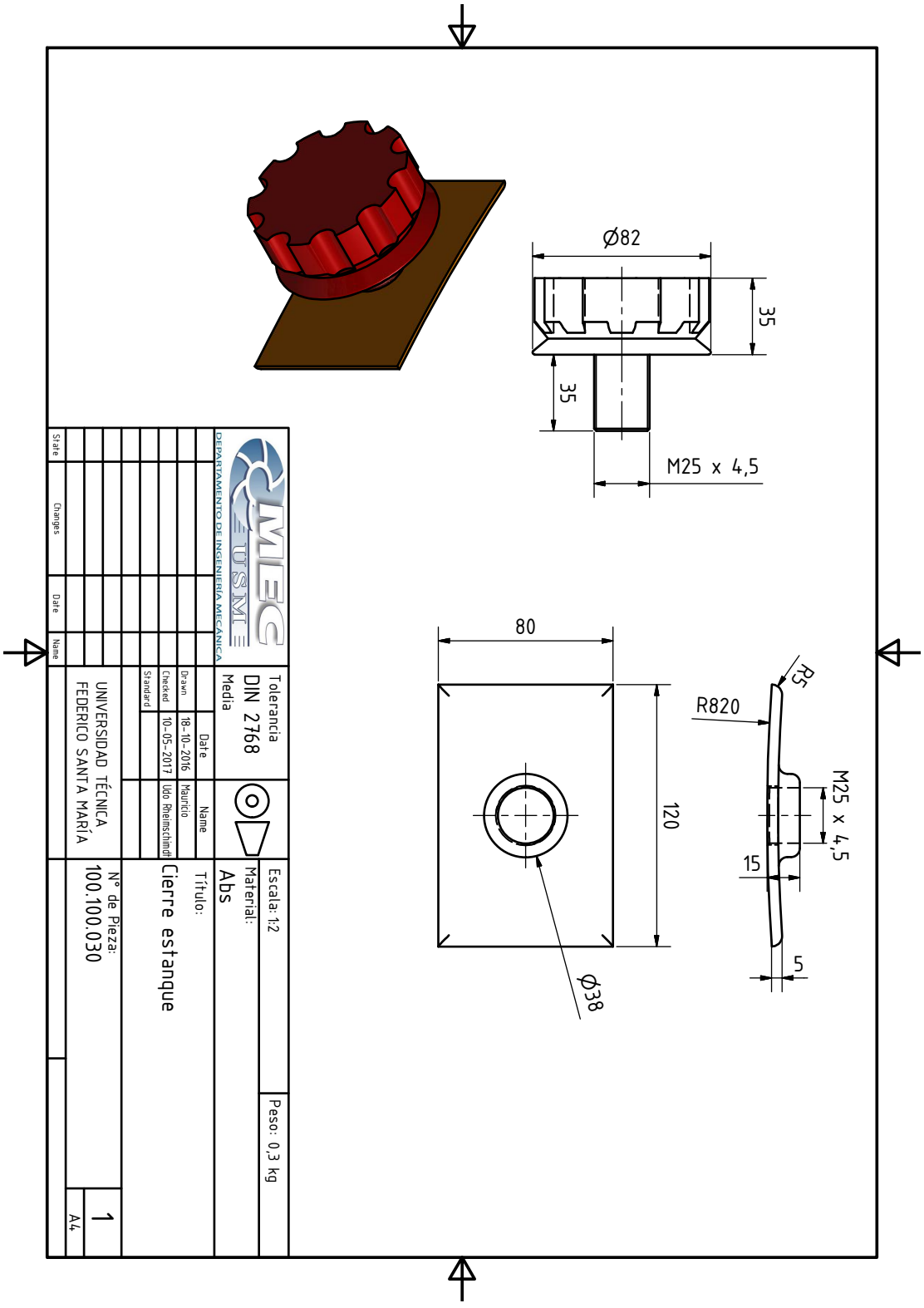


Figura A.1: Plano de fabricación pernos cierre humidificador [28].

Anexo B

Planos de construcción Humidificador

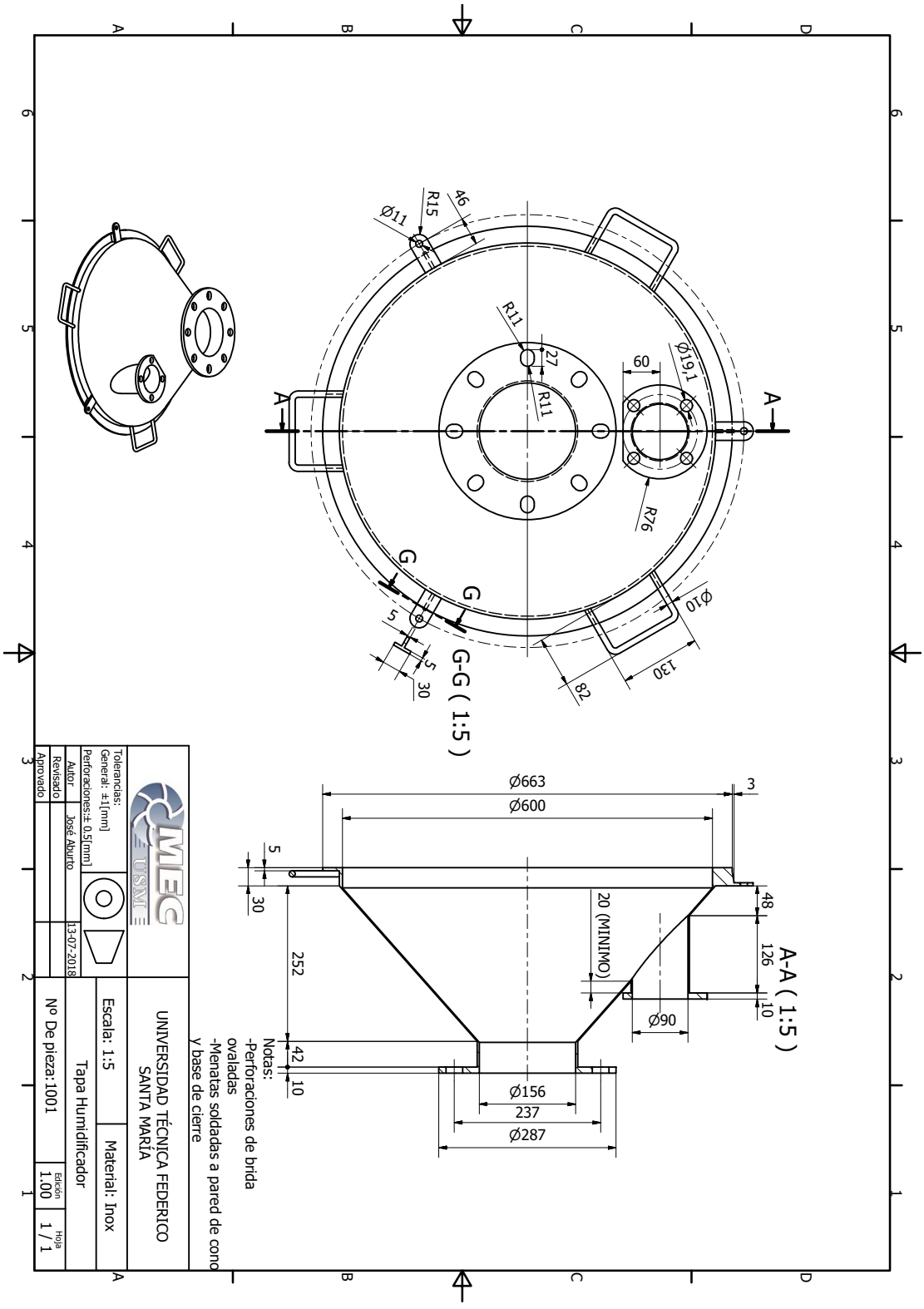


Figura B.1: Plano de fabricación de tapa del humidificador.

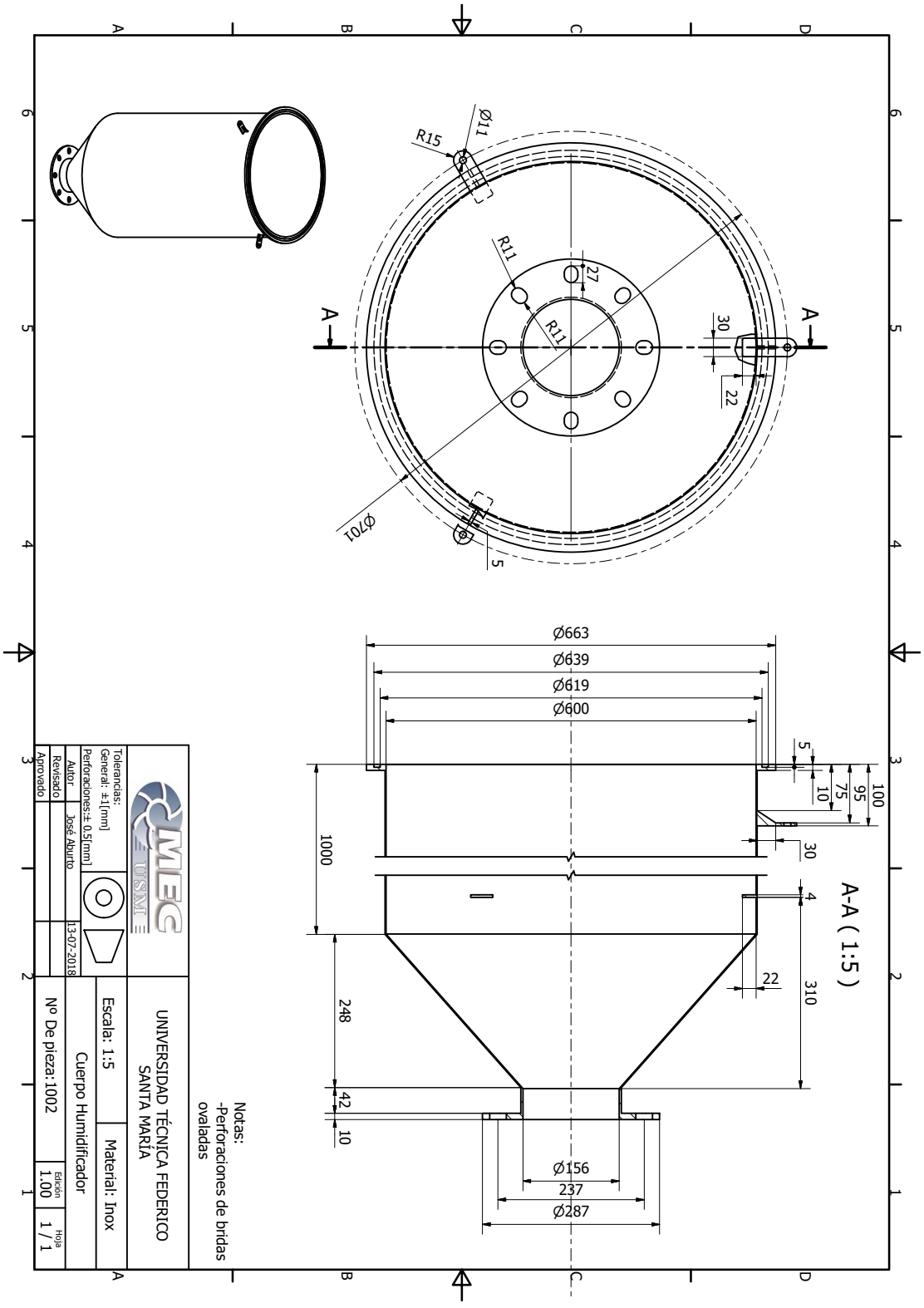


Figura B.2: Plano de fabricación cuerpo del humidificador.

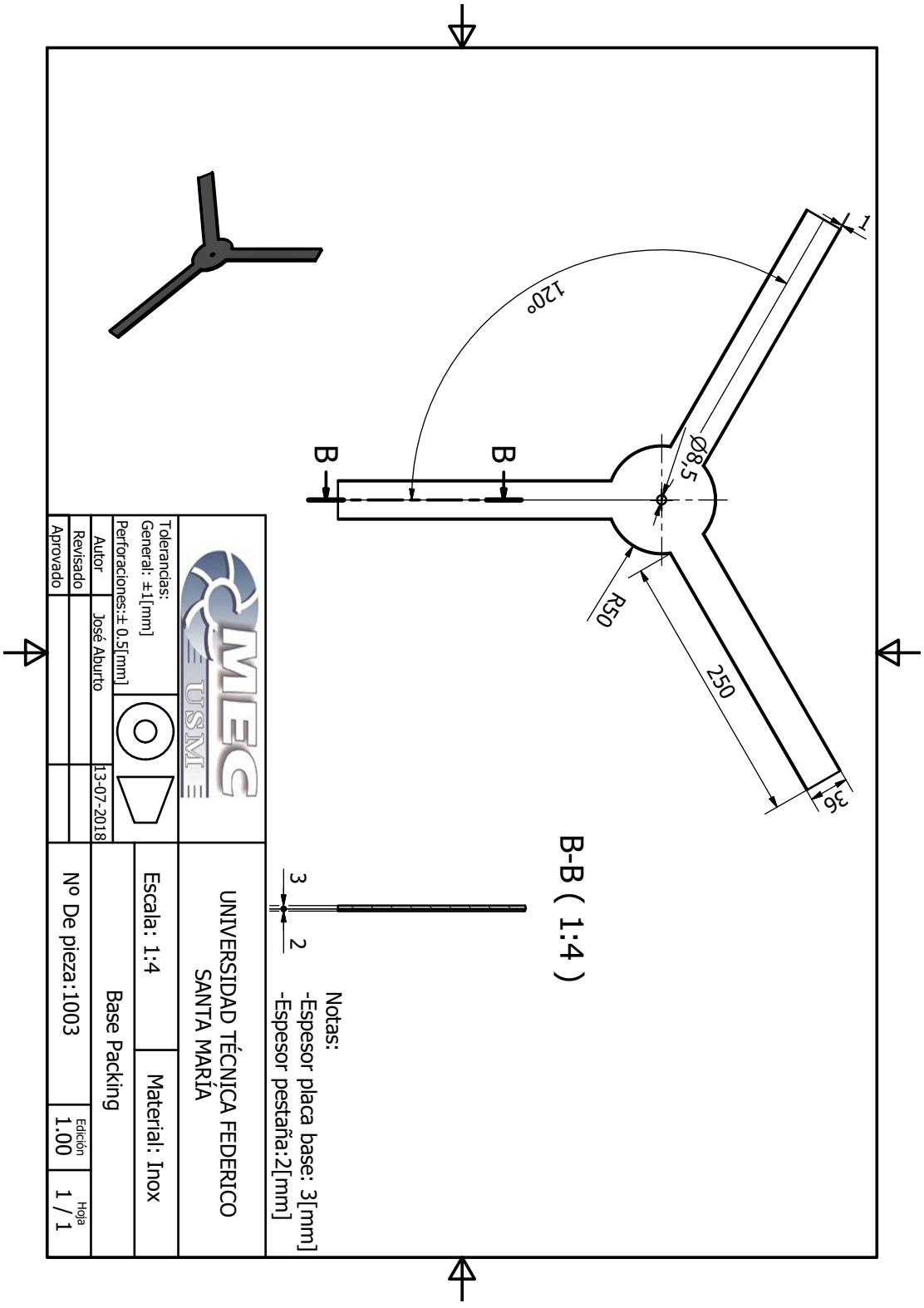


Figura B.3: Plano de fabricación base packing del humidificador.

Anexo C

Coeficientes de pérdida K de varios accesorios de tubería para flujo turbulento [4]

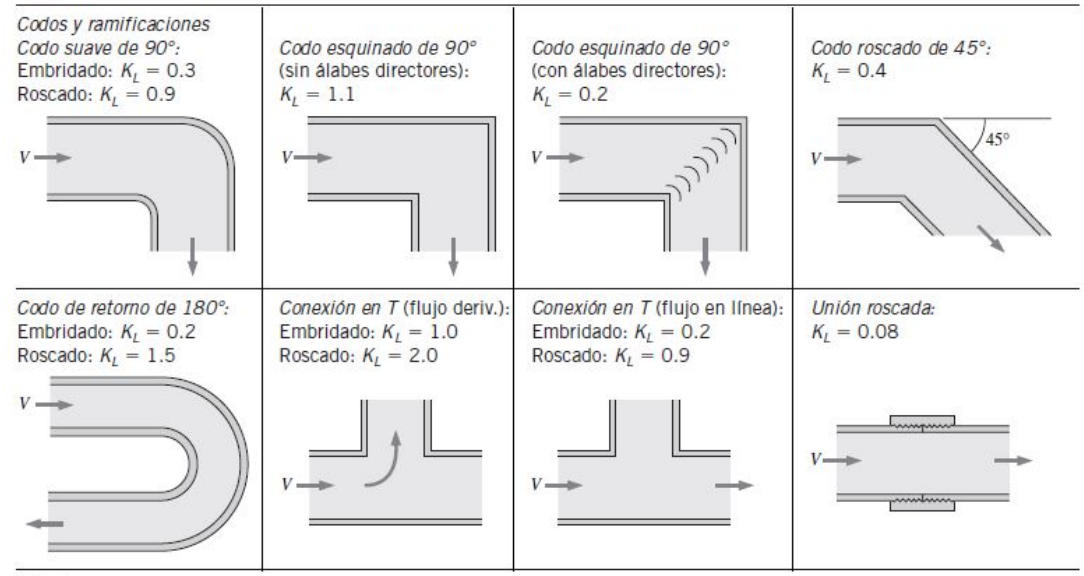


Figura C.1: Coeficientes de pérdida K.