

2017

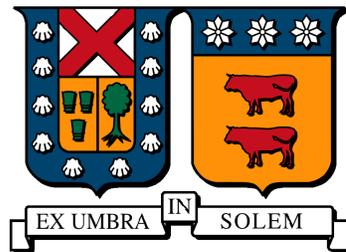
MODELAMIENTO COMPUTACIONAL DE SISTEMA DE DESALINIZACIÓN POR METODO DE HUMIDIFICACIÓN-DESHUMIDIFICADOR (HDH)

HERNANDEZ MORIS, CATALINA JESUS

<http://hdl.handle.net/11673/39951>

Repositorio Digital USM, UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

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



**MODELAMIENTO COMPUTACIONAL DE
SISTEMA DE DESALINIZACIÓN POR
MÉTODO DE
HUMIDIFICACIÓN-DESHUMIDIFICADOR
(HDH)**

CATALINA HERNÁNDEZ MORIS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : PhD. RODRIGO SEBASTIAN BARRAZA VICENCIO
PROFESOR CORREFERENTE : MSc. DAVID JAVIER SALDIVIA SALAZAR

Mayo 2017

Resumen Ejecutivo

Esta memoria tiene la finalidad de desarrollar un programa para la modelación de un sistema de desalinización de agua de mar por el método de humidificación- deshumidificación con la utilización de energía solar. En los últimos años se ha producido un incremento en la utilización de energías renovables no convencionales con el objetivo de reducir el consumo de combustibles fósiles y así aminorar los problemas medio ambientales que estos provocan. Es por esto que se ha aplicado la energía solar en una planta de desalinización, con el fin de producir agua dulce y limpia apta para la agricultura, la industria y también para el consumo humano.

El software utilizado para el modelamiento de la planta de desalinización del tipo CAOW fue “Engineering Equation Solver”, donde se desarrolló el modelo de los componentes principales. Para el modelo completo se construyó una macros la cual hace correr el programa con los tres componentes y así, simular el comportamiento de una planta de desalinización de este tipo.

Los resultados obtenidos a través del modelo son comparados con la planta de desalación instalada en el Laboratorio de Energías Renovables de nuestra universidad ubicada en Avenida Federico Santa María 6090 de la ciudad de Viña del Mar. Al efectuar la comparación se valida el modelo creado dado que los resultados simulados siguen el comportamiento de la planta fabricada y probada.

Abstract

This thesis has the purpose to develop a program for the modeling of a system of desalination of sea water through the method of humidification-dehumidification with the utilization of solar energy. In the past years it's been an increase in the utilization of unconventional renewable energies with the objective of reduce the consumption of fossil fuels and so lessen the environmental problems that these cause. That is why It's been applied the solar energy in a desalination plant with the purpose of produce sweet and clean water suitable for the agriculture, the industry and also for the human consumption.

The software used for the modeling of the desalination plant of the kind CAOW it was "Engineering Equation Solver" where it developed the model of the main components. For the complete model it built a macros which makes the program run with the tree components and so simulate the behavior of a desalination plant of this kind.

The results obtained through the model are compared to the desalination plant installed in the laboratory of renewable energies of our university located in Avenida Federico Santa María in the city of Viña del Mar. When the comparison is made the model created is validated because the simulate result follow the behavior of the manufactured and tested plant.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	2
1.1.1. Objetivo general	2
1.1.2. Objetivos específicos	2
1.2. Conceptos Claves	3
1.2.1. Salinidad y desalación	3
2. Estado del arte	4
2.1. Tecnologías tradicionales de desalación	4
2.1.1. Multi-etapa flash (MSF)	4
2.1.2. Destilación de múltiple efecto (MED)	5
2.1.3. Destilación con compresión de vapor (VC)	6
2.1.4. Ósmosis inversa (OI)	6
2.1.5. Electrodialisis (ED)	6
2.1.6. Resumen de tecnologías para desalinización	7
2.2. Sistema de desalación por humidificación y deshumidificación	7
2.2.1. Sistema HDH, cerrado de aire-abierto para agua con calentamiento de agua	8
2.2.2. Sistema HDH, multiefecto CAOW con calentamiento de agua	9
2.2.4. Sistema HDH, cerrado para aire -abierto para agua (CAOW), con calentamiento de aire	10
2.3. Estado del arte	11
3. Modelo	15
3.1. Metodología	15

3.2.	Software utilizado y principio de funcionamiento	15
3.3.	Características del modelo	16
3.4.	Componentes del modelo	17
3.4.1.	Colector solar	17
3.4.2.	Humidificador	20
3.4.3.	Deshumidificador	25
3.5.	Planta HDH	32
4.	Validación del modelo	34
5.	Resultados	37
5.1.	Efecto de la variación del flujo de aire en la producción de agua limpia .	37
5.2.	Efecto de variación del caudal de alimentación	38
5.3.	Otra configuración	39
6.	Utilidad del modelo	41
7.	Conclusiones	42
A.	Colector solar	47
B.	Calculo de error	50
C.	Código ESS	51

Índice de figuras

1.1. Ciclo de la lluvia. Fuente: [16]	1
2.1. Clasificación de procesos típicos HDH. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]	8
2.2. Proceso HDH CAOW. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]	8
2.3. Proceso HDH-CAOW de multiefectos. Fuente: G.P. Narayan et al. [16] .	9
2.4. Proceso HDH CWOA. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]	10
2.5. Sistema HDH CAOW. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]	10
3.1. Esquema de tecnología de desalinización HDH.	16
3.2. Intercambiador de calor de placas utilizado en el sistema de calenta- miento solar. Fuente: Alfa Laval [11].	18
3.3. Diagrama esquemático de una torre de enfriamiento a contraflujo. . . .	20
3.4. Volumen de control. Fuente: Kloppers et al. [10]	21
3.5. Gráfico de resultados de variación de temperatura del agua y del aire, respecto a la altura de la torre.	23
3.6. Gráfico de humedad relativa del aire en función de la altura de la torre. .	24
3.7. Esquema del deshumidificador. Fuente: [18]	25
3.8. Volumen de control para el análisis del condensador.	26
3.9. Interfaz del programa.	32
3.10. Algoritmo del programa.	33
4.1. Fotografía de la planta de desalinización ubicada en el LER.	35
5.1. Gráfico de variación de flujo de condensado en función flujo másico de aire.	38
5.2. Gráfico de variación de flujo de condensado en función del caudal de alimentación.	39
5.3. Planta de desalinización del tipo abierto para agua y aire.	40

A.1. Curva de eficiencia del colector solar. 47

Índice de tablas

2.1. Resumen de desalinización. Fuente: J. Zúñiga [25]	7
3.1. Parámetros constructivos del colector solar.	17
3.2. Condiciones de entrada del programa. Fuente: Alean et al. [3]	23
3.3. Parámetros constructivos del deshumidificador.	27
4.1. Condiciones de entrada en la interfaz.	36
4.2. Análisis de resultados obtenidos para la validación del modelo.	36
A.1. Parámetros constructivos para el análisis del colector solar.	49

Nomenclaturas

i	Entalpía, $kJ \cdot kg^{-1}$
C_p	Calor específico a presión constante, $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
h_c	Coficiente de transferencia de calor convectivo, $kW \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
h_D	Coficiente de transferencia de masa, $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
z	Altura de la torre de enfriamiento, m
a	Superficie efectiva de transferencia de calor y masa, $m^2 \cdot m^{-3}$
A_t	Área transversal de la torre de enfriamiento, m^2

Símbolos griegos

ω	Humedad absoluta, $kg \cdot kg^{-1}$
----------	--------------------------------------

Abreviaciones

HDH	Humidificador-Deshumidificador
OI	Ósmosis Inversa
ppm	Partes por millón

Subíndices

a	Aire húmedo
a, s	Aire seco
s	Saturado
w	Agua
v	Vapor de agua

Capítulo 1

Introducción

La escasez de agua dulce y limpia en el mundo plantea un serio problema [4]. Es por ello que se hace interesante desarrollar alguna tecnología de desalinización a pequeña escala y de bajo costo. Además, si el proceso de desalinización o desalación se realiza en base a energías renovables la solución puede ser de mayor impacto para producir agua apta para el consumo del hombre, uso industrial y doméstico [16].

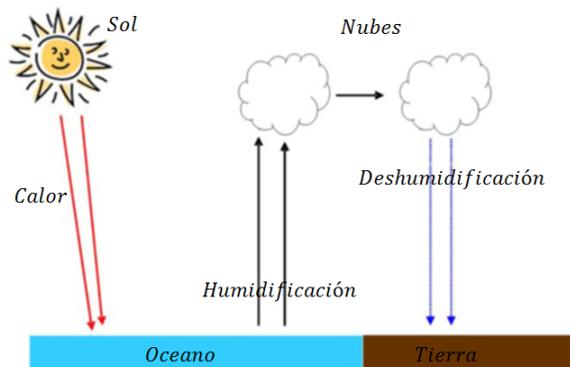


Figura 1.1: Ciclo de la lluvia. Fuente: [16]

Uno de los métodos para la desalación de agua de mar es el proceso de humidificación-deshumidificación (HDH) que simula el ciclo natural del agua (figura 1.1), donde la energía utilizada para evaporar el agua de mar es la solar. En este ciclo, el sol transfiere energía al agua de mar, calentandola. Luego el agua humedece el aire cerca de la superficie que actúa como gas portador. Al aumentar su contenido de humedad, el aire se eleva formando nubes, que al enfriar deshumidifican en forma de lluvia; las cuales luego de precipitar (de alguna u otra manera) llegan al mar, repitiendo el ciclo.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo general

Modelar numéricamente un sistema de desalinización humidificación-deshumidificación (HDH) en la plataforma del software “Engineering Equation Solver (EES)”, que sea capaz de responder a varias configuraciones HDH permitiendo ajustar diferentes parámetros de entrada dentro de un rango de convergencia previamente establecido.

1.1.2. Objetivos específicos

Para cumplir con el objetivo general se establecen los siguientes objetivos específicos:

- Realizar un estado del arte de las experiencias experimentales y modelos computacionales de “Desalinización por método de humidificación-deshumidificación (HDH)”.
- Construir un modelo numérico que tenga la capacidad de simular funcionamiento del desalinizador HDH según propiedades y dimensiones físicas a definir en un rango de convergencia especificado.
- Validar el modelo numérico para generar una herramienta confiable de referencia ingenieril.
- Generar un modelo autónomo con interfaz gráfica en virtud de mejorar la claridad para el usuario cuando interactúe con el modelo.

1.2. Conceptos Claves

1.2.1. Salinidad y desalación

La salinidad es una propiedad del agua que indica la cantidad de sales disueltas en un volumen determinado que, generalmente, se mide en mg/L. Por otro lado, la desalación o desalinización es definida según la International Desalination Association (IDA) en el texto “Desalinización: Tecnologías, usos e impacto ambiental” [5] como “el proceso de eliminación de sales disueltas en agua, produciendo de este modo agua dulce a partir de agua de mar o agua salobre”. Inclusive, la Comisión Nacional de Riego (CNR) en el mismo documento define la desalación como “el proceso por el cual el agua de mar, que contiene 35.000 partes por millón (ppm) de sales, y las aguas salobres, que contienen de 5.000 a 10.000 ppm, se convierten en agua apta para el consumo productivo, humano e industrial”. Más precisamente, la desalación se entiende como la disminución de sales disueltas de 38.000 mg/L (agua de mar) a menos de 500 mg/L (agua potable).

Capítulo 2

Estado del arte

2.1. Tecnologías tradicionales de desalación

El tema de desalinización no es nuevo en el mundo. El uso de estas técnicas se remontan a experimentos de Aristóteles y otros genios de la antigua Grecia con la destilación y actualmente está muy desarrollado. La desalinización del agua salada puede ser realizado por evaporación o por el uso de una membrana semi-permeable que separa el agua dulce de un concentrado. Dentro de los procesos más importantes para desalinizar agua son los térmicos, tales como el proceso de destilación de multi-etapa flash (MSF), destilación de efecto múltiple (MED) y compresión de vapor (CV), en estos procesos el cambio de fase o la destilación se produce por una adición de calor que puede ser en base a combustibles fósiles, energía nuclear o energías renovables no convencionales como la solar; en los procesos de membrana se utiliza electricidad para suministra agua salobre a alta presión o para el establecimiento de campos eléctricos para separar iones [16].

2.1.1. Multi-etapa flash (MSF)

El proceso MSF o también conocido como evaporación súbita por efecto flash, es un método de desalación que se basa en el principio de reducir abruptamente la presión del agua de mar por debajo del valor de su presión de vapor de equilibrio produciendo evaporación súbita o una ebullición explosiva de la misma. Solo un pequeño porcentaje del agua se evapora, de forma que la producción de la planta se logra mediante la operación de sucesivas etapas que funcionan a presiones que se van reduciendo progre-

sivamente.

Esto normalmente se logra introduciendo agua de mar previamente calentada a la temperatura de ebullición con vapor de una fuente externa, en una cámara a baja presión a través de un orificio de forma tal que se provoca una caída de presión suficientemente menor a la de saturación a esa temperatura, evaporando parte del agua salada. Debido a la naturaleza violenta y turbulenta de la evaporación, el área de la superficie del agua expuesta aumenta beneficiando la producción de vapor. El vapor así producido pasa a través de mallas que separan el vapor de gotas de salmuera arrastrada por el flujo, redireccionando el vapor a un precalentador de salmuera de alimentación, entregando calor al agua de mar entrante y al mismo tiempo condensando el agua pura desalinizada.

2.1.2. Destilación de múltiple efecto (MED)

Al igual que el proceso MSF, el proceso de destilación de múltiples efectos consta de varias etapas en serie para disminuir la temperatura y la presión en forma consecutiva. Su diferencia radica en la forma en que se lleva a cabo la evaporación. En este caso el vapor de agua se genera calentando el agua de mar a una presión dada en cada una de las cámaras. El vapor generado en una etapa, se utiliza para calentar la salmuera en la siguiente etapa, que está a una presión más baja, es por ello que el rendimiento térmico es proporcional al número de etapas.

En el proceso MED la evaporación sobre la salmuera ocurre debido al aprovechamiento del calor latente disponible en el vapor producido en el efecto anterior. Es por esto que las condiciones de presión y temperatura disminuyen a medida que avanzan los efectos hasta un punto límite definido por la temperatura del fluido encargado de condensar el producto (destilado) y por las capacidades de los equipos asociados en el proceso.

Para el caso particular del primer efecto existe una fuente externa de vapor que entrega el calor para el cambio de fase dentro de la etapa cuyas características definen la temperatura máxima de operación dentro de todo el sistema que son también limitadas por efectos de incrustaciones salinas en los equipos, considerando que la capacidad para contener sales disueltas disminuye a medida que la temperatura incrementa.

2.1.3. Destilación con compresión de vapor (VC)

El sistema de compresión de vapor produce agua limpia debido a la destilación del agua salobre. El agua de mar ingresa a una cámara donde coexiste agua de mar en fase líquida y vapor. El vapor se extrae por medio de un compresor, el cual incrementa la temperatura y la presión del vapor. El vapor condensa al transferir el calor a la cámara para producir la destilación dentro de la cámara. Luego el agua condensada (o destilada) se retira del sistema. Vale mencionar que este proceso se puede realizar de dos formas, a través de termo-compresión (TVC) o compresión mecánica (MVC).

2.1.4. Ósmosis inversa (OI)

El proceso de desalación de agua de mar por ósmosis inversa requiere de una membrana semipermeable, generalmente de poliamida o acetato de celulosa [7]. Esta membrana permite el paso de agua pero no de sales, existiendo un flujo natural de agua de la parte menos concentrada a la parte más concentrada. Entre ambos lados de la membrana se produce un diferencial de presión denominada presión osmótica.

El proceso de ósmosis inversa requiere revertir el proceso natural por medio de accionar una bomba que aumenta la presión del agua de alimentación hasta el valor requerido. Las bombas son normalmente accionadas eléctricamente. Este proceso es igual de competitivo con el proceso de destilación MSF para la desalinización de agua de mar a gran escala [16]. Una desventaja significativa respecto a los procesos térmicos es que esta tecnología exige que los niveles de sólidos en suspensión y materia viva (materias, algas, etc.) sean lo más pequeños posibles para evitar un rápido desgaste de la membrana, por lo que se necesita un sistema de pre-tratamiento semejante al utilizado en las plantas de tratamiento y producción de agua potable [7].

2.1.5. Electrodiálisis (ED)

El proceso de electrodiálisis al igual que el proceso de ósmosis inversa requiere electricidad para producir la separación de los iones a través de membranas adecuadas para el intercambio iónico. Este proceso permite la desmineralización de aguas salobres a través de la separación de iones de distinto signo a través de membranas selectivas dispuestas una al lado de la otra, utilizando un campo electromagnético para generar la migración de los iones que las atraviesan. Vale mencionar que estos dos últimos procesos (OI y ED) son muy útiles para la desalinización de agua salobre [7], [16].

2.1.6. Resumen de tecnologías para desalinización

Con la información recopilada, se elabora el siguiente cuadro resumen.

Características	MSF	MED-TVC	CV	OI	ED
Tipo de energía	Térmica	Térmica	Mecánica	Eléctrica	Eléctrica
Tecnología o proceso	Cambio de fase	Cambio de fase	Cambio de fase	Membrana	Membrana
Consumo energético primario (kJ/kg)	Alto (>200)	Alto/Medio (150-200)	Medio (100-150)	Bajo (<80)	Bajo (<30)
Capacidad de producción ($m^3/día$)	Alta (>50.000)	Media (<20.000)	Baja (<5.000)	Alta (>50.000)	Media (<30.000)
Desalación agua de mar	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí
Calidad de agua desalada (ppm)	Alta (<50)	Alta (<50)	Alta (<50)	Media (300-500)	Media (<300)
Porcentaje de usos (%) [2]	40	4	3	44	6

Tabla 2.1: Resumen de desalinización. Fuente: J. Zúñiga [25]

2.2. Sistema de desalación por humidificación y deshumidificación

La mayoría de las plantas de desalinización que utilizan las tecnologías anteriormente descritas, son en base a combustibles fósiles; lo que se traduce en huellas de carbono, además de la sensibilidad al precio y la disponibilidad del combustible. Para reducir estos problemas, las tecnologías de desalinización basados en energías renovables son deseables. Los sistemas de desalinización solares se clasifican en dos categorías principales: sistemas directos e indirectos. Como su nombre lo indica, los sistemas directos utilizan la energía solar para producir destilado directamente utilizando el colector solar, mientras que en los sistemas indirectos, utilizan dos sub-sistemas (uno para la generación de energía térmica a partir de energía solar y otro para la desalación). La tecnología que se desarrolla en el presente documento correspondiente a humidificación-deshumidificación, corresponde a un sistema solar indirecto.

La clasificación de los tipos de sistemas de humidificación-deshumidificación es la que se presenta en la figura 2.1, en la cual también se señalan variaciones entre ellas, las que se estudian en este mismo capítulo.

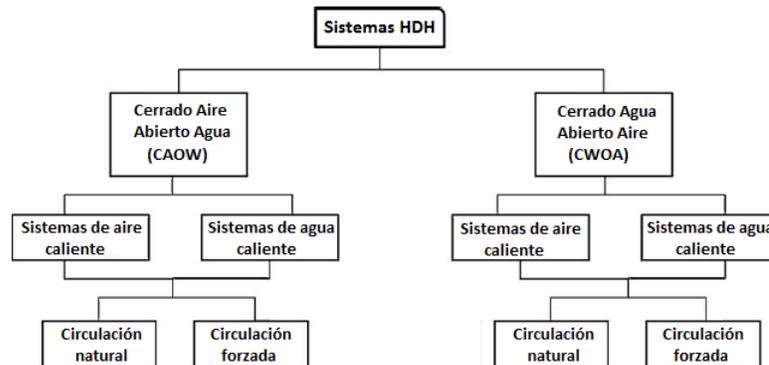


Figura 2.1: Clasificación de procesos típicos HDH. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]

2.2.1. Sistema HDH, cerrado de aire-abierto para agua con calentamiento de agua

El sistema CAOW¹ se muestra en la figura 2.2. En el humidificador el agua caliente cae por gravedad en contra flujo respecto al aire. El aire mientras se calienta y aumenta su contenido de humedad. A continuación, el aire húmedo pasa al deshumidificador y se enfría en un intercambiador de calor usando el agua de mar como refrigerante. Durante el enfriamiento del aire, éste se seca produciendo un flujo de condensado (agua pura). El agua se pre-calienta en el deshumidificador, y aumenta aún mas su temperatura al circular por una fuente de calor (colector solar, Q_{in}) antes de rocearse en el humidificador. La corriente de aire seco luego de pasar por el deshumidificador, se hace circular nuevamente por el humidificador [16], [15].

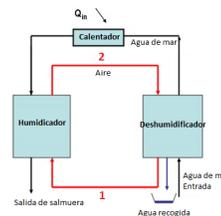


Figura 2.2: Proceso HDH CAOW. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]

¹Closed-air Open-water

2.2.2. Sistema HDH, multiefecto CAOW con calentamiento de agua

Con el fin de mejorar la recuperación de calor se propone utilizar el esquema anterior incluyendo multiefectos para el flujo del aire. En este sistema se realizan extracciones en varios puntos del humidificador y se inyectan al deshumidificador, tal como se muestra en la figura 2.3.

La idea detrás de este sistema es fraccionar el humidificador y deshumidificador en un número de piezas más pequeñas con diferentes valores de relación de caudal másico. Idealmente, la proporción de la tasa de flujo másico debe ser seleccionada de manera tal que cada una de estas partes más pequeñas debe funcionar muy cerca de un HCR² igual a 1 (de forma tal que la producción de entropía en el humidificador y deshumidificador sea minimizada) [15].

Esta configuración da lugar a una recuperación de calor más alta desde el deshumidificador. De hecho, la mayor parte de la energía necesaria para el proceso de humidificación se recupera desde el deshumidificador [16].

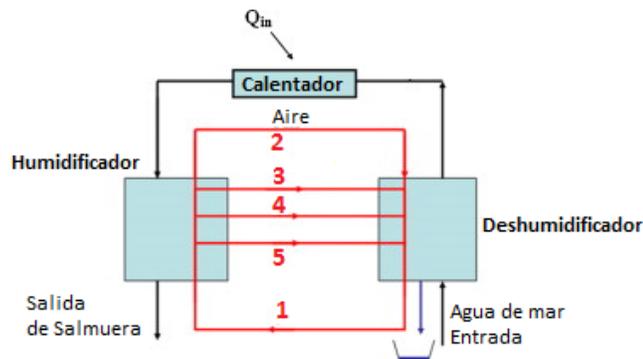


Figura 2.3: Proceso HDH-CAOW de multiefectos. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]

2.2.3. Sistema HDH, cerrado para agua -abierto para aire (CWOA³), con calentamiento de agua

En esta configuración el circuito de aire es abierto y el de agua es cerrado. En esta configuración, el aire proveniente del exterior es calentado y humedecido en el humidificador debido a que se expone a una corriente a contra flujo de agua caliente proveniente del colector solar. Luego, el aire húmedo se seca en el deshumidificador,

²Capacidad de calor modificada, relación entre el máximo cambio de entalpía posible de la corriente fría y el máximo cambio de entalpía posible de la corriente caliente.

³Closed-water Open-air

produciendo agua pura (condensado). El agua circula en circuito cerrado. Finalmente, el aire deshumidificado se libera al ambiente.

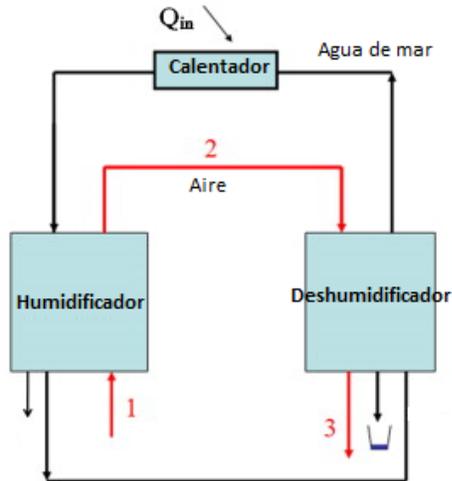


Figura 2.4: Proceso HDH CWOA. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]

2.2.4. Sistema HDH, cerrado para aire -abierto para agua (CAOW), con calentamiento de aire

Existen dos tipos de sistemas CAOW: individual y de múltiples etapas. La figura 2.5 presenta un sistema HDH CAOW de una sola etapa (individual), en donde el aire se calienta en colectores solares a una temperatura de 80 a 90°C y se envía al humidificador. Allí, el aire se enfría y se satura, para luego ser dirigido al deshumidificador donde se enfría y seca .

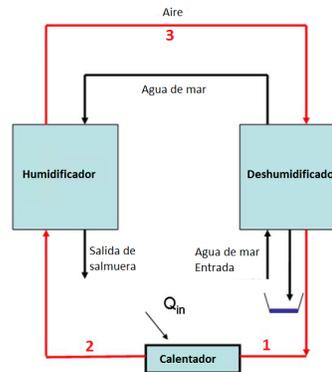


Figura 2.5: Sistema HDH CAOW. Fuente: G.P. Narayan et al. [16]

En el sistema CAOW de múltiples etapas, el aire es calentado en un colector solar y luego humidificado en el humidificador, para posteriormente pasar por otro colector solar y luego por otro humidificador para alcanzar una mayor humedad. Las etapas se pueden organizar para alcanzar valores de humedad absoluta del 15 % o más. Operar a temperaturas más altas en los colectores solares se traduce en mayores pérdidas. Sin embargo, desde un punto de vista de la eficiencia energética, no hay mayor ventaja, pues el aumento de producción de agua dulce viene dada por un mayor aporte de energía en comparación con los sistemas de una sola etapa.

Los sistemas calentados con aire consumen mayor energía que los sistemas de calentamiento de agua. Esto se debe a que el aire calienta el agua del humidificador, energía que no se recupera posteriormente, a diferencia del ciclo calentado con agua en el que la corriente de agua se enfría en el humidificador.

2.3. Estado del arte

Narayan et al. [15], muestra una unidad CAOW con calentamiento de agua y un efecto (una extracción de flujo de aire) a escala piloto en la cual se estudió la influencia de la variación de la temperatura del aire a la entrada del deshumidificador y la temperatura de la salmuera en la eficiencia energética del sistema (GOR). Además, estudio la importancia del parámetro HRC. Los principales resultados de este estudio muestran una capacidad máxima de producción de 700 L/día, con un humidificador lleno de un packing de $0,3 \text{ m}^3$ y un deshumidificador con área de transferencia de calor 8 m^2 .

Yuan et al. [24] muestra una planta piloto con calentador solar de agua y aire, en la cual con una intensidad de 550 W/m^2 se producen 1200 L/día. La planta consiste en un campo de 100 m^2 de calentador de aire solar, 12 m^2 para colectores solares de agua, una unidad HDH, un sistema pre-tratamiento y post-tratamiento de agua. En este estudio se indica que la producción de agua está intensamente relacionada con la irradiación solar.

Por otra parte Al-Hallaj et al. [1] en 1998 construyeron dos unidades CAOW con calentamiento solar de agua, una unidad de banco y una unidad piloto. El humidificador utiliza un packing de material de embalaje de madera con una superficie específica de 87 y $14 \text{ m}^2/\text{m}^3$, para la unidad de banco y unidad piloto respectivamente. El condensador es una bobina simple con un área superficial de $0,6 \text{ m}^2$ y 8 m^2 . En este estudio se encontró que la productividad de estas unidades era mucho mayor que utilizando

alambiques⁴ de una sola cuenca, las unidades se probaron en dos ambientes, al interior (como modo estacionario) y al aire libre (modo transitorio), la prueba de interior se realizó para estudiar el efecto de la velocidad del aire, el área y el diseño tanto del condensador como del humidificador, la velocidad de alimentación de agua y la temperatura de funcionamiento en el rendimiento del sistema.

Hamed et al. [8] estudio sistemas de desalinización CAOW con calentamiento solar de agua, en donde realizó una investigación experimental y modelación de los componentes y su rendimiento. La planta produce 22 L/día (11 L/día $\cdot m^2$) con un colector solar de 2 m^2 , además determino que la productividad de la unidad aumenta a medida que la temperatura del agua a la entrada del humidificador aumenta.

Nafey et al. [14] desarrolló un estudio numérico (diferencias finitas implícitas) para simular un sistema de destilación por método de humidificación - deshumidificación, en donde se compararon diferentes configuraciones obteniéndose que la más efectiva consiste en un calentador solar de aire y agua, un humidificador y un deshumidificador y un tanque de almacenamiento. Además se encontró que la productividad del sistema depende de la intensidad solar, velocidad de enfriamiento, el caudal de aire y agua salada, como también que el calentador solar de agua tiene un mayor impacto en la productividad del sistema que el calentador solar de aire. El mismo autor en [13] construyó un banco de prueba de un sistema de desalinización con un reflector de concentración solar en forma parabólica para el agua y un colector de placa plana para el aire, además del deshumidificador, humidificador y un tanque de almacenamiento. En esta investigación se observaron los efectos de la temperatura de entrada del agua y aire en la producción de agua, esto dado a que el aumento de estas temperaturas incrementan los coeficientes de transferencia de calor y masa como el vapor de agua arrastrado por el aire. Concluye además que el aumento de energía solar, incrementa la temperatura del agua, del aire y la productividad, mientras tanto que la temperatura ambiente y la velocidad del viento muestran efectos menores sobre la productividad.

Yildirim y Solmus [23] compararon los rendimientos diarios y anuales de diferentes configuraciones de un sistema de desalinización del tipo CWOA, tales como sólo calentamiento solar de agua, sólo calentamiento solar de aire y calentamiento de agua-aire. La modelación consideró un sistema con calentador solar de agua y aire, un humidificador, un deshumidificador y un tanque de almacenamiento. Se observa que el calentamiento de agua tiene mayor impacto en la producción de destilado. La producción

⁴Instrumento utilizado para la destilación de líquidos mediante la evaporación por calentamiento y posterior condensación por enfriamiento

de agua incrementa al aumentar la velocidad de flujo de aire hasta un punto óptimo, luego del cual un aumento en el caudal másico de aire produce una disminución en la producción de agua limpia. Para una superficie de 2 m^2 de calentamiento de agua y aire se encontró que el punto óptimo es de $0,6 \text{ kg/s}$ de aire.

Nawayseh et al. [17] construyó dos unidades (una piloto y una de banco) para evaluar los coeficientes de transferencia de calor y masa en un ciclo HDH del tipo CAOW con circulación natural. En este estudio las correlaciones obtenidas describen los efectos de la velocidad del agua, velocidad del aire, la temperatura de funcionamiento y la geometría tanto del condensador como del humidificador. Los humidificadores contienen empaquetado de listones de madera con un área específica 14 y $87 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para la unidad piloto y de banco, respectivamente. Las dimensiones del deshumidificador de placas tiene $1 \times 0,3$ y $2,0 \times 1,0$ m de acero galvanizado para el banco y unidad piloto, respectivamente.

Orfi et al. [19] realizó un estudio teórico de un sistema de desalinización por humidificación-deshumidificación del tipo abierto y/o cerrado de aire y abierto de agua, en este se presenta un modelo matemático basado en balances de transferencia de masa y calor en cada componente para ciclos de aire abierto o cerrado con ciclo abierto de agua. En este estudio la producción diaria de agua dulce depende de la relación entre el agua salada y el caudal másico de aire. Además demostró que si esta relación se ajusta continuamente para un rendimiento óptimo, es posible producir más de 40 litros de agua dulce diaria por metro cuadrado de superficie de colector solar.

Moumouh et al. en 2016 [12] realizó un estudio teórico y experimental de un ciclo HDH del tipo CAOW con calentamiento solar de agua. En el estudio se desarrolla un modelo matemático para el diseño de una unidad basado en balances de calor y energía, con un análisis termodinámico detallado de los principales componentes. Con este modelo es posible obtener el caudal de agua dulce producida y las temperaturas de salida de cada componente. El estudio experimental consiste en un condensador con bobina de cobre, con área total de transferencia de calor de $1,6 \text{ m}^2$ y un humidificador de $0,17$ m de altura, $0,33$ m de longitud y $0,30$ m de ancho, con material de embalaje metálico con área específica de $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Shalaby et al. [21] estudia parámetros para mejorar la producción de agua dulce en sistemas de desalinización de agua de humidificación-deshumidificación. En este estudio se concluye que la productividad se ve afectada por la temperatura de alimentación del agua salada, y que el ciclo cerrado de aire caliente y agua es más eficiente. El uso de packing con gran área de transferencia de calor dentro del humidificador mejora el proceso, también se recomienda el uso de un sistema con

dos etapas dado que este aumenta la producción un 40 % en comparación con la de una sola etapa.

Con todo lo expuesto, a continuación se estudiará un sistema de HDH del tipo CAOW con calentamiento de agua con la finalidad de simular el comportamiento de la planta de desalinización instalada en el Laboratorio de Energías Renovables de nuestra universidad en la Sede José Miguel Carrera.

Capítulo 3

Modelo

3.1. Metodología

Para desarrollar este trabajo, se realizó un modelo para cada componente y luego se interrelacionaron para estudiar el comportamiento de una planta de desalinización completa. La modelación numérica incluye los balances de energía, calor y masa requeridos para caracterizar el funcionamiento de cada componente. El modelo matemático se desarrollará utilizando el software “Engineering Equation Solver (EES)” [9], donde se simula el funcionamiento del desalinizador por la tecnología HDH con configuración CAOW y calentamiento solar de agua. Además, se crea una interfaz gráfica para facilitar el entendimiento del usuario.

3.2. Software utilizado y principio de funcionamiento

El software utilizado es “Engineering Equation Solver, EES”. Este programa está orientado a la resolución de problemas prácticos de termodinámica, mecánica de fluidos y transferencia de calor, por lo que se puede utilizar en muchas aplicaciones de ingeniería. EES resuelve optimamente un gran número de ecuaciones, agrupándolas cuando deben resolverse simultáneamente a través de bloques de ecuaciones independientes. Este software proporciona funciones de propiedades matemáticas y termodinámicas integradas, útiles para cálculos de ingeniería. Además permite la programación tradicional (metodología de asignación de variables), permitiendo al usuario combinar ambas y así, robustecer el programa desarrollado.

EES también puede procesar funciones recopiladas escritas en otros lenguajes como

Pascal, C o FORTRAN, que se pueden unir en EES usando la capacidad de unión dinámica incorporada en el sistema.

Este programa utiliza como método de resolución numérico el de Newton-Rhapson que evalúa numéricamente la matriz jacobiana en cada iteración para resolver el sistema de ecuaciones.

3.3. Características del modelo

El modelo numérico estudio la configuración CAOW con calentamiento solar de agua, prototipo instalado en el Laboratorio de Energías Renovables (LER) y desarrollado por Mauricio Reyes [20]. El agua salada fluye al interior del deshumidificador, que es un intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclado y se calienta. Al exterior circula aire húmedo, enfriándose y condensando una fracción del agua contenida en el aire. Luego el agua salada es calentada al pasar por un flujo de calor proveniente de colectores solares. Finalmente el agua salada calentada, se rocía en el humidificador formándose una cortina de gotas calientes en contra flujo del aire circulante, este absorbe el contenido de agua que se evapora en el proceso, dejando así que al fondo del humidificador precipite sólo salmuera. El humidificador posee en su interior un packing para fomentar la evaporación del agua. El aire circula en un ciclo cerrado y el agua en sistema abierto.

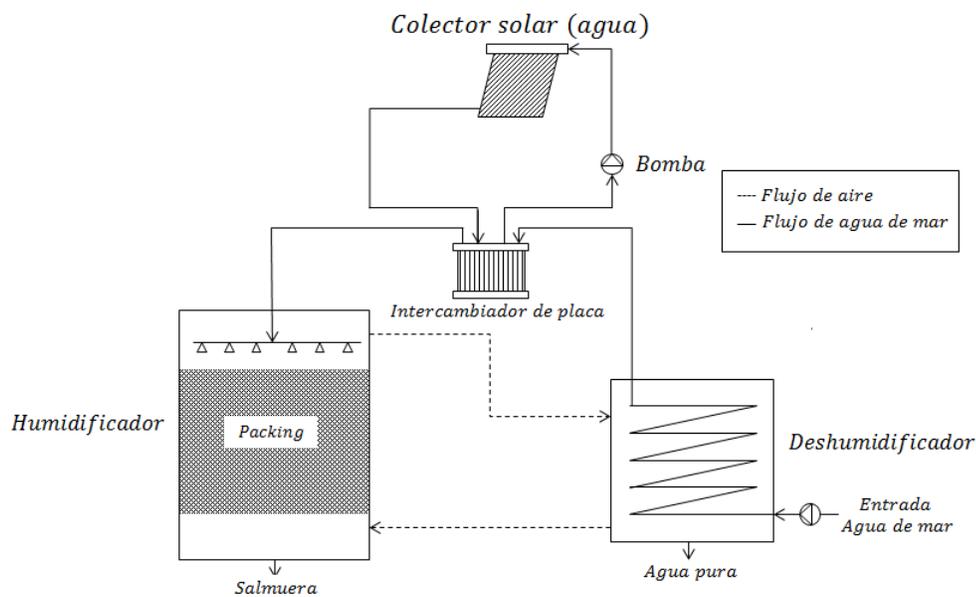


Figura 3.1: Esquema de tecnología de desalinización HDH.

3.4. Componentes del modelo

3.4.1. Colector solar

El sistema solar está compuesto por 4 paneles solares planos de una placa con orientación norte e inclinados a 30 °, donde el agua circula en un circuito cerrado y se calienta en los colectores. La ecuación característica de un colector solar, que rige el traspaso de calor al fluido (o también llamado calor útil) se denomina Ecuación de Hottel-Whillier [6], la cual se muestra en la ecuación 3.1 y el balance de energía del agua en la ecuación 3.2.

$$\dot{Q}_u = A_c \cdot Fr(G_T \cdot (\tau\alpha) - U_L \cdot (T_e - T_{amb})) \quad (3.1)$$

Calor útil

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e) \quad (3.2)$$

Balance de energía

Donde G_T es la radiación incidente sobre la superficie del colector en W/m^2 , $\tau\alpha$ es la transmitancia-absorbancia efectiva del colector, A_C es el área del colector en m^2 , U_L corresponde al coeficiente de pérdidas globales en unidades de $W/m^2 - K$, Fr es el factor de remoción, T_e es la temperatura de entrada del fluido al colector, T_s es la temperatura de salida del fluido y T_{amb} es la temperatura del ambiente. Por otro lado, los parámetros constructivos del colector solar utilizado se encuentran en la tabla 3.1, y corresponden a los datos obtenidos a través del análisis de la curva característica del colector instalado en la planta HDH de Viña del mar. Este análisis se puede observar en el capítulo A de los anexos.

Área útil del colector (m^2)	1,91
Producto de Factor de remoción y transmitancia-absorbancia efectiva (-)	0,788
Producto de Factor de remoción y coeficientes de pérdidas (W/m^2K)	4,310

Tabla 3.1: Parámetros constructivos del colector solar.

La energía absorbida por el agua del sistema, es transferida al agua salobre a través de un intercambiador de calor de placas, como el que se muestra en la figura 3.2. Para determinar las temperaturas de salida de los fluidos al pasar por este intercambiador, se utiliza el método de $\varepsilon - NTU$ el cual emplea las ecuaciones 3.3 a la 3.7.

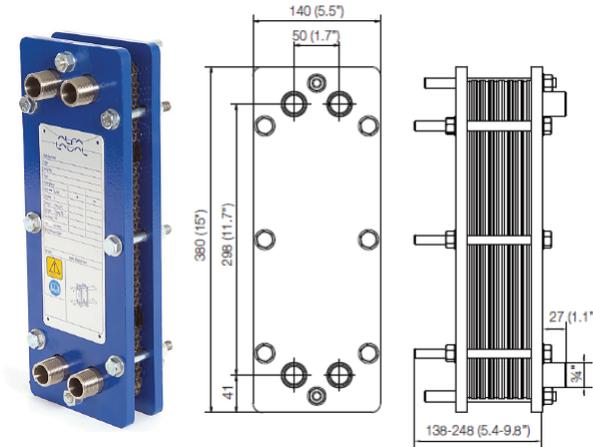


Figura 3.2: Intercambiador de calor de placas utilizado en el sistema de calentamiento solar. Fuente: Alfa Laval [11].

$$\dot{C}_c = \dot{m}_w \cdot C_{pw} \quad (3.3)$$

Capacidad calorífica del agua del sistema solar

$$\dot{C}_h = \dot{m}_{sw} \cdot C_{p,sw} \quad (3.4)$$

Capacidad calorífica del agua de mar

La ecuación 3.3 y 3.4 muestra la capacidad calorífica para el agua en el circuito solar y para el agua salobre, respectivamente. Donde \dot{m}_w es el flujo másico de agua del sistema solar y C_{pw} es el calor específico de dicho fluido, al igual que \dot{m}_{sw} y $C_{p,sw}$ que corresponden al flujo másico y al calor específico del agua de mar.

Luego, al comparar ambas capacidades caloríficas obtenemos la menor y con ello el número unitario de transferencia, parámetros que nos permiten obtener la eficiencia del intercambiador. A su vez con la ecuación 3.5 obtenemos la transferencia de calor

máxima para el intercambiador, que con la efectividad se puede determinar el flujo de calor real cedido a los fluidos (ecuación 3.6). Con esta última ecuación se puede obtener la temperatura de salida del agua salobre que sale del intercambiador con la ecuación 3.7.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min} = \min(\dot{C}_c; \dot{C}_h)} \quad \text{Número unitario de transferencia}$$

$$\dot{q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (3.5)$$

Máxima transferencia de calor

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} \quad (3.6)$$

Eficiencia del intercambiador de calor

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \dot{q}/\dot{C}_2 \quad (3.7)$$

Transferencia de calor efectiva

De las ecuaciones anteriores se tiene que U es el coeficiente total de transferencia de calor en unidades de $W/m^2\text{ }^\circ C$, A es el área de transferencia de calor efectiva del intercambiador, $T_{h,out}$ corresponde a la temperatura de salida del fluido caliente y $T_{h,in}$ la temperatura de entrada del mismo, en tanto que $T_{c,in}$ es la temperatura de entrada del fluido frío.

3.4.2. Humidificador

Muchos dispositivos se utilizan para la humidificación del aire, como por ejemplo las torres de aspersion, columnas de burbujas, torres-pared mojada y torres con lecho empacado. El principio de funcionamiento de todos estos dispositivos es el mismo, cuando el agua se pone en contacto con el aire que no está saturado con vapor de agua, el agua se difunde en el aire, aumentando su humedad.

Un ejemplo de estos equipos son las torres de enfriamiento de agua o torres de pulverización, como el que se aprecia en la figura 3.3. Este equipo en particular corresponde a un cilindro que pulveriza agua en la parte superior y que se mueve hacía abajo por efecto de la gravedad, disperso en gotas dentro de una corriente de aire continua que fluye en contra sentido.

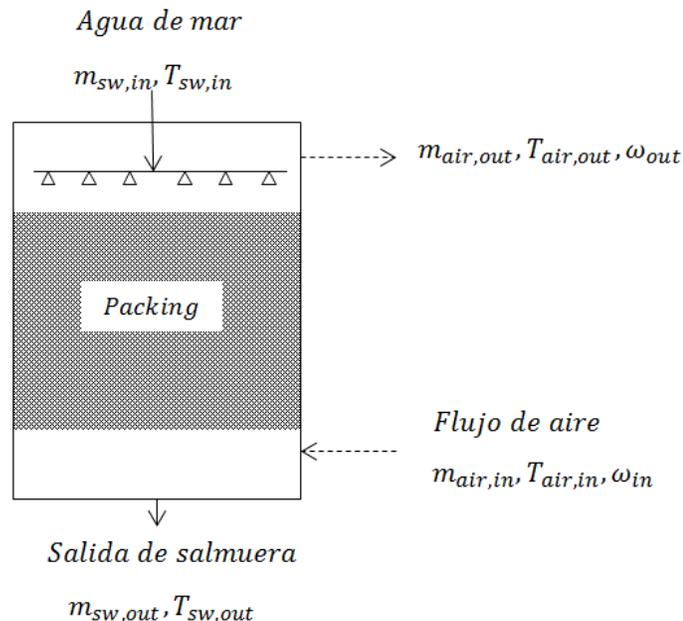


Figura 3.3: Diagrama esquemático de una torre de enfriamiento a contraflujo.

El esquema utilizado para hacer el análisis del humidificador corresponde al de una torre de enfriamiento a contraflujo [22], en el cual fluye aire de abajo hacia arriba y en contra sentido escurre el agua. Para el análisis del humidificador se tuvieron las siguientes consideraciones:

- Se desprecia la transferencia de calor hacía el exterior.

- La temperatura del flujo de agua es uniforme en cualquier punto de la sección transversal horizontal.
- El área de la sección transversal de la torre es uniforme.

De la figura anterior se puede considerar un volumen de control esquemático [10] como el de la figura 3.4, en donde el agua salobre se agrupa en un extremo y el aire en otro. En este volumen de control se considera tanto los efectos de transferencia de calor como de masa en la interfaz de contacto entre ambos fluidos. El área efectiva de transferencia de calor corresponde a $dA = a \cdot dV$, donde a es el coeficiente de área efectiva de transferencia y dV corresponde al diferencial del volumen de control, el cual corresponde a $A_t \cdot dZ$. De este análisis se obtienen las ecuaciones 3.8, 3.9, 3.10 y 3.11.

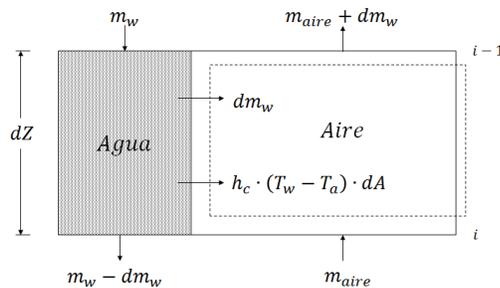


Figura 3.4: Volumen de control. Fuente: Kloppers et al. [10]

Analizando el volumen de control anterior se realiza el balance de energía del aire húmedo, lo que entra y lo que sale del volumen de control, la cual se muestra en la ecuación 3.8 en donde se tiene que $\dot{m}_{a,i}$ corresponde a la masa de aire húmedo que entra al volumen de control por la superficie inferior y $i_{a,i}$ es la entalpía del aire, la transferencia de masa es representado por el segundo sumando donde $\dot{m}_{a,s}$ representa el flujo de aire seco, $d\omega_i$ la variación de humedad absoluta del aire en volumen de control y $i_{v,i}$ corresponde a la entalpía del flujo de vaporización, el siguiente termino representa la transferencia de calor por convección donde h_c corresponde al coeficiente de convección del aire, dA el diferencial de área de transferencia de calor y \bar{T} representa el promedio de temperaturas de entrada y salida, tanto del aire como del agua en el volumen de control con los subíndices w y a , respectivamente. La ecuación 3.9 muestra el mismo balance del punto de vista del agua de mar que se rocía en el humidificador, donde $\dot{m}_{w,i-1}$ representa el flujo másico que entra al volumen de control y $\dot{m}_{w,i-1}$ el que

sale. Las ecuaciones 3.10 y 3.11 corresponden al análisis de la variación de la humedad absoluta del aire que entra y sale del volumen de control y el balance de masa en este volumen, respectivamente.

$$\dot{m}_{a,i} \cdot i_{a,i} + \dot{m}_{a,s} \cdot d\omega_i \cdot i_{v,i} + h_c \cdot dA \cdot (\overline{T_w} - \overline{T_a}) = \dot{m}_{a,i-1} \cdot i_{a,i-1} \quad (3.8)$$

Balance de energía del aire húmedo

$$\dot{m}_{w,i-1} \cdot i_{w,i-1} = \dot{m}_{w,i} \cdot i_{w,i} + \dot{m}_{a,s} \cdot d\omega_i \cdot i_{v,i} + h_c \cdot dA \cdot (\overline{T_w} - \overline{T_a}) \quad (3.9)$$

Balance de energía del agua de mar

$$d\omega_i = \frac{h_D \cdot a \cdot dV}{\dot{m}_{a,s}} \cdot (\omega_{s,w,i} - \omega_i) \quad (3.10)$$

Variación de humedad absoluta del aire

$$\dot{m}_{w,i} = \dot{m}_{w,i-1} - \dot{m}_{a,s} \cdot d\omega_i \quad (3.11)$$

Balance de masa en el volumen de control

Por h_D corresponden a los coeficientes de transferencia masa en el volumen de control representado en la figura 3.4.

Validación humidificador

Para el análisis se utilizó la plataforma del software “Engineering Equation Solver (EES)”, en donde se discretiza el humidificador en función de la altura, donde el punto 0 es el punto superior de la torre y N es el punto inferior. Se tomaron ocho puntos equidistantes donde se mide la humedad relativa, temperatura del agua y del aire. Estos datos son comparados con los expresados por Alean et al. en [3]. Los datos de entrada en ambos casos (real y simulado) son los expresados en la tabla 3.2.

DATOS DE ENTRADA	
Flujo de aire húmedo entrante (kg/s)	0,0742
Temperatura aire entrante (bulbo seco) ($^{\circ}C$)	32
Humedad relativa entrante (%)	65
Flujo másico de agua entrante (kg/s)	0,1262
Temperatura agua entrante ($^{\circ}C$)	40,8
Área transversal de la torre (m^2)	0,0625
Altura de la torre (m)	1,42
Área efectiva de transferencia por unidad de volumen (m^2/m^3)	121,78
Coefficiente de transferencia de masa (kg/m^3s)	1,4

Tabla 3.2: Condiciones de entrada del programa. Fuente: Alean et al. [3]

Considerando las variables de entrada expuestas, los datos reales extraídos por Jader D. Alean [3] y los resultados de la simulación, se comparan en los siguientes gráficos.

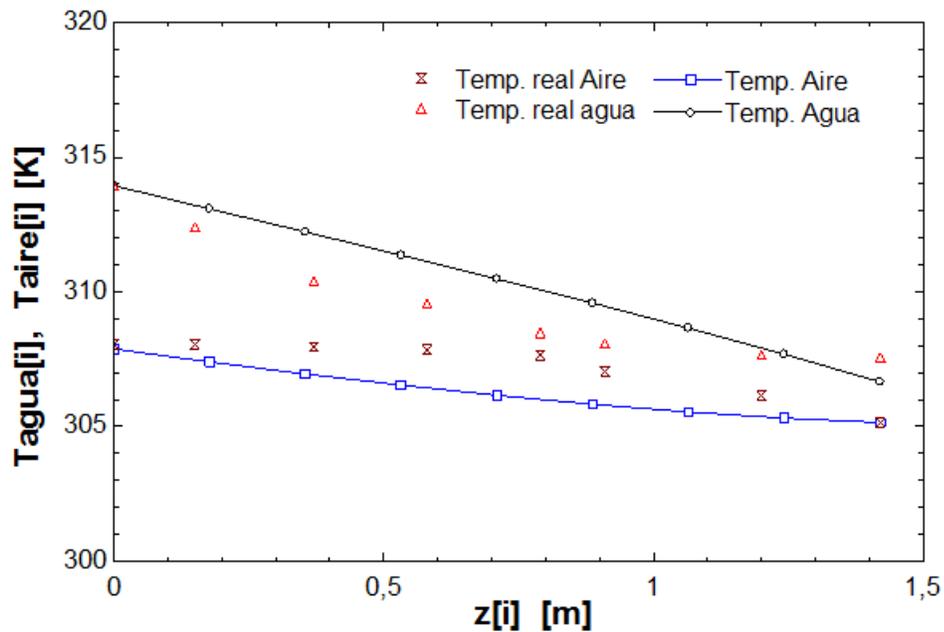


Figura 3.5: Gráfico de resultados de variación de temperatura del agua y del aire, respecto a la altura de la torre.

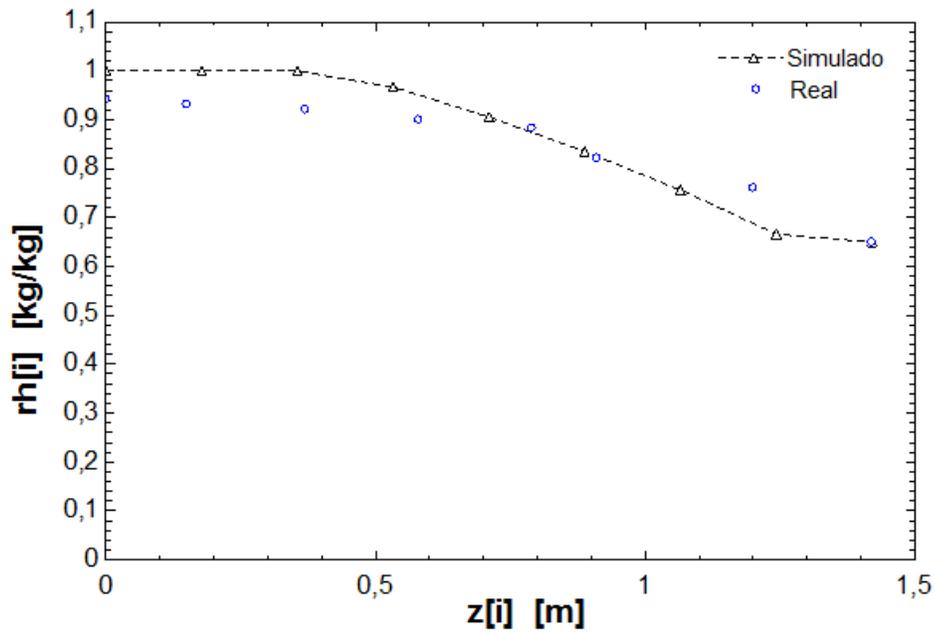


Figura 3.6: Gráfico de humedad relativa del aire en función de la altura de la torre.

Con los resultados expuestos es posible notar que la curva que describe la variación de temperatura para ambos fluidos respecto a la altura sigue la distribución de temperatura para un intercambiador de calor de flujo cruzado. Además es importante notar que los datos extremos de estos corresponden a los datos reales, por lo que se puede comprobar la validación del modelo expuesto.

3.4.3. Deshumidificador

El deshumidificador o condensador, es un intercambiador de calor entre dos fluidos, donde uno de ellos se mueve por dentro de los tubos, mientras que el otro fluye perpendicularmente (lo que se conoce como banco de tubos). En esta ocasión se implementará un intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclado como el que se muestra en la figura 3.7, por el cual circula aire por fuera y agua de mar por los tubos. En este componente, se produce la recuperación del calor latente del efecto de condensación, y es por ello que el agua de mar puede ser precalentada. Es importante mencionar que los fluidos no se mezclan por lo que sólo se produce transferencia de calor y no de masa.

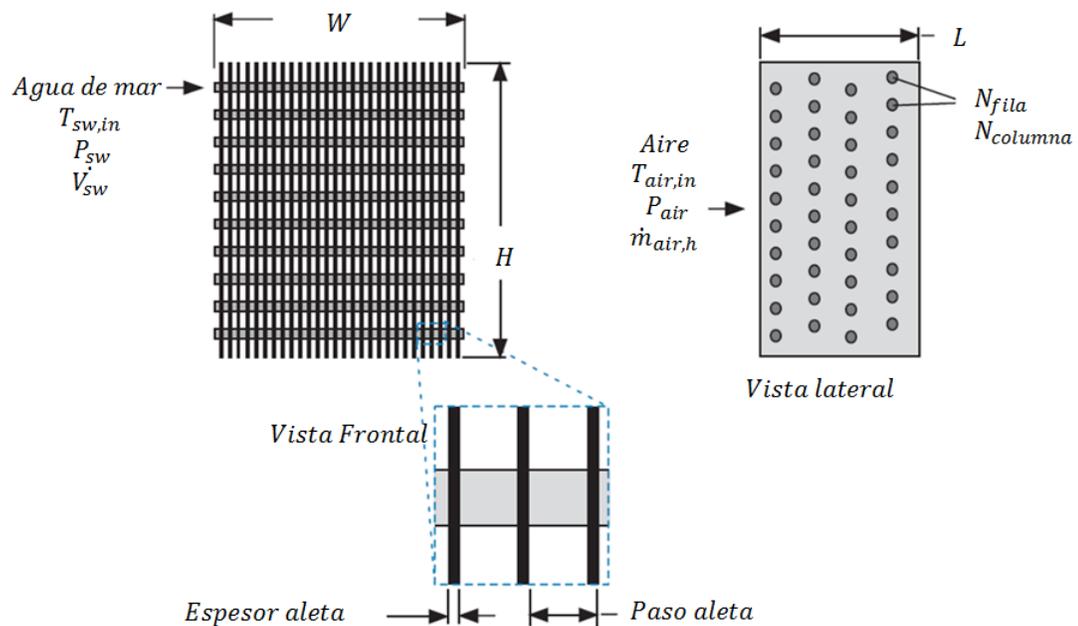


Figura 3.7: Esquema del deshumidificador. Fuente: [18]

Dado el diseño de este intercambiador y como se aprecia en la figura 3.7, se debe considerar el efecto que proporcionan las aletas, pues al aumentar la superficie de contacto con el aire se aumentan la transferencia de calor por convección.

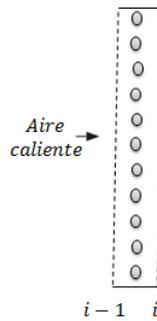


Figura 3.8: Volumen de control para el análisis del condensador.

Para la modelación de este componente se discretizó en función del número de columnas del intercambiador de calor, tal como se muestra en la figura 3.8. Se consideró que el aire caliente entra por la fila 0, en donde el agua que circula por los tubos está fría y a medida que se recorre este componente el aire cede calor al fluido por lo que el agua aumenta su temperatura. Dentro de las suposiciones para el análisis de condiciones operacionales de este intercambiador se considera:

- Proceso de flujo estacionario, por lo que el flujo másico de aire seco permanece constante.
- El aire seco y el vapor de agua son gases ideales.
- La temperatura de salida del aire y del condensado es la misma.
- Los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables.
- No hay pérdidas de transferencia de calor entre el aire húmedo y el agua que fluye por los tubos del intercambiador de calor.

En este caso, las variables de entrada corresponden a los parámetros constructivos del deshumidificador según las especificaciones del intercambiador de calor utilizado en el estudio experimental, las cuales se muestran en la tabla 3.3.

Número de filas, N_f	12
Número de columnas, N_c	4
Largo del intercambiador, $L(mm)$	330
Ancho del intercambiador, $W(mm)$	1100
Alto del intercambiador, $H(mm)$	470
Diámetro exterior del tubo, $D_{ext}(mm)$	12
Espesor del tubo, $th(mm)$	1,2446
Paso de las aletas, $p_{fin}(mm)$	3
Espesor de las aletas, $th_{fin}(mm)$	0,33
Rugosidad del tubo, $\mu(mm)$	0,0015
Material de las aletas	Aluminio
Material de los tubos	Cobre

Tabla 3.3: Parámetros constructivos del deshumidificador.

El análisis de este intercambiador de calor comenzó con el cálculo de las resistencias térmicas del componente, para lo cual se requiere determinar previamente el diámetro interior, el largo y el área interna de los tubos (ecuaciones 3.12, 3.13 y 3.14). Posteriormente se obtiene la ecuación 3.15 para establecer la resistencia térmica total entre el agua y el aire del intercambiador (R_{total}).

$$D_{in} = D_{ext} - 2 \cdot th \quad (3.12)$$

Diámetro interior

$$L_{tubo} = N_c \cdot N_f \cdot W \quad (3.13)$$

Largo del tubo

$$A_{in} = \pi \cdot D_{in} \cdot L_{tubo} \quad (3.14)$$

Área interna

$$R_{total} = \frac{1}{UA} = R_{in} + R_{f,in} + R_{pared} + R_{out} \quad (3.15)$$

Resistencia térmica total entre el agua y el aire

Donde R_{in} es la resistencia de convección del agua al interior del ducto (ecuación 3.16), $R_{f,in}$ es la resistencia de ensuciamiento o incrustación sobre la superficie interior (ecuación 3.17), R_{pared} es la resistencia por conducción en la pared del tubo (ecuación 3.18), R_{out} es la resistencia de convección del aire en la superficie externa (ecuación 3.19) y UA corresponde al producto del área de transferencia y el coeficiente total de transferencia de calor. Estas resistencias térmicas se definen a su vez como:

$$R_{in} = \frac{1}{\bar{h}_{in} \cdot A_{in}} \quad (3.16)$$

Resistencia térmica por convección en la superficie interior

$$R_{f,in} = \frac{R''_{f,in}}{A_{in}} \quad (3.17)$$

Resistencia térmica por ensuciamiento

$$R_{pared} = \frac{\ln(D_{ext}/D_{in})}{2 \cdot k \cdot \pi \cdot L_{tubo}} \quad (3.18)$$

Resistencia térmica por conducción

$$R_{out} = \frac{1}{\eta_o \cdot \bar{h}_{out} \cdot A_{out}} \quad (3.19)$$

Resistencia térmica por convección en la superficie exterior

En el caso de la resistencia exterior (R_{out}) es necesario considerar el efecto en el aumento de transferencia de calor que proporcionan las aletas como anteriormente se ha indicado, para esto el área exterior debe considerar la superficie con aletas y sin aletas,

además de la eficiencia superficial total (η_o). El calculo correspondiente se detalla en las ecuaciones 3.20 a la 3.23.

$$A_{s,fin,tot} = 2 \cdot \frac{W}{p_{fin}} \cdot (H \cdot L - N_c \cdot N_f \cdot \frac{\pi \cdot D_{ext}^2}{4}) \quad (3.20)$$

Área total con aletas

$$A_{s,unfin} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L_{tubo} \cdot (1 - \frac{th_{fin}}{p_{fin}}) \quad (3.21)$$

Área total de la pared del tubo sin aletas

$$A_{tot} = A_{s,fin,tot} + A_{s,unfin} \quad (3.22)$$

Área exterior total

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{s,fin,tot}}{A_{tot}} \cdot (1 - \eta_{fin}) \quad (3.23)$$

Eficiencia superficial total

La ecuación 3.20 se utiliza para determinar el área total con aletas, la cual se calcula con el ancho, alto y largo del intercambiador (W , H y L), el paso de las aletas (p_{fin}), N_c y N_f simboliza el numero de columnas y de filas del componente y el diámetro exterior del intercambiador (D_{ext}). La ecuación 3.21 determina el área total de la pared del tubo sin aletas para lo cual se ocupan algunos parámetros ya nombrados además del espesor de las aletas simbolizado como th_{fin} .

La ecuación para el área exterior total corresponde a la suma del área con y sin aletas obtenidas por las ecuaciones anteriores y la eficiencia superficial total es la que se muestra en la ecuación 3.23, donde el único parámetro no conocido es el rendimiento de las aletas, la cual se obtiene de la librería de EES.

Posteriormente para conocer las condiciones de los fluidos a la salida se requiere el uso del balance de energía y balance de calor, para el cual se utiliza el método de

$\varepsilon - NTU$.

En particular para el análisis de transferencia de calor es necesario obtener el calor específico y las razones de capacidad calorífico de los fluidos (ecuaciones 3.24 a la 3.27), y con ello obtener el mínimo entre estos y así tener el número unitario de transferencia (NTU) con la ecuación 3.28.

$$c_C = \frac{i_{w,out} - i_{w,in}}{T_{w,out} - T_{w,in}} \quad (3.24)$$

Capacidad térmica específica del agua

$$\dot{C}_C = \dot{m}_w \cdot c_C \quad (3.25)$$

Razón de capacidad calorífica del agua

$$c_H = \frac{i_{a,in} - i_{air,out}}{T_{a,in} - T_{air,out}} \quad (3.26)$$

Capacidad térmica específica del aire

$$\dot{C}_H = \dot{m}_{a,s} \cdot c_H \quad (3.27)$$

Razón de capacidad calorífica del aire

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.28)$$

Número unitario de transferencia

Donde c_C y c_H corresponden al calor específico del agua y aire, que se obtuvieron a través de la variación de entalpías dividido por la variación de temperatura. Dado lo anterior con la ecuación 3.29 se obtiene la transferencia de calor máxima del intercambiador.

$$\dot{q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{air,in} - T_{w,in}) \quad (3.29)$$

Máxima transferencia de calor

Con estos parámetros es posible obtener la efectividad (ε) del intercambiador de calor utilizando la librería de EES, luego con la ecuación 3.30 se determina el flujo de calor real entre los fluidos y con ello obtenemos la temperatura de salida del aire con la ecuación 3.31, para luego a través de un balance de masa (ecuación 3.32) calcular la humedad absoluta a la cual sale el aire húmedo del volumen de control.

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \dot{q}_{max} \quad (3.30)$$

Transferencia de calor efectiva

$$\dot{q} = \dot{C}_H \cdot (T_{air,in} - T_{air,out}) \quad (3.31)$$

Transferencia de calor del aire

$$\dot{m}_{a,s} \cdot \omega_i = \dot{m}_{a,s} \cdot \omega_{i-1} + \dot{m}_{cond} \quad (3.32)$$

Balance de masa en el deshumidificador

Donde \dot{m}_w corresponde al flujo másico de agua que pasa por el deshumidificador, $\dot{m}_{a,s}$ el flujo másico de aire seco y \dot{m}_{cond} es el flujo másico de condensado o agua pura.

3.5. Planta HDH

Con todo lo expuesto, se logró construir una macros para el desarrollo de la planta de desalinización por método HDH con calentamiento de agua. Al abrir el programa, este muestra una interfaz, la cual pide algunos parámetros de entrada como son el flujo volumétrico de agua en unidades de m^3/s , su presión en pascales y su temperatura de entrada en Kelvin, también solicita el flujo másico de aire húmedo a la entrada del deshumidificador, su temperatura de bulbo seco, su humedad relativa además de la presión a la cual circula el aire dentro del sistema. Para el desarrollo de la planta se considera que no existen fugas de aire, cuando pasa del deshumidificador al humidificador y viceversa. La interfaz se muestra en la figura 3.9.

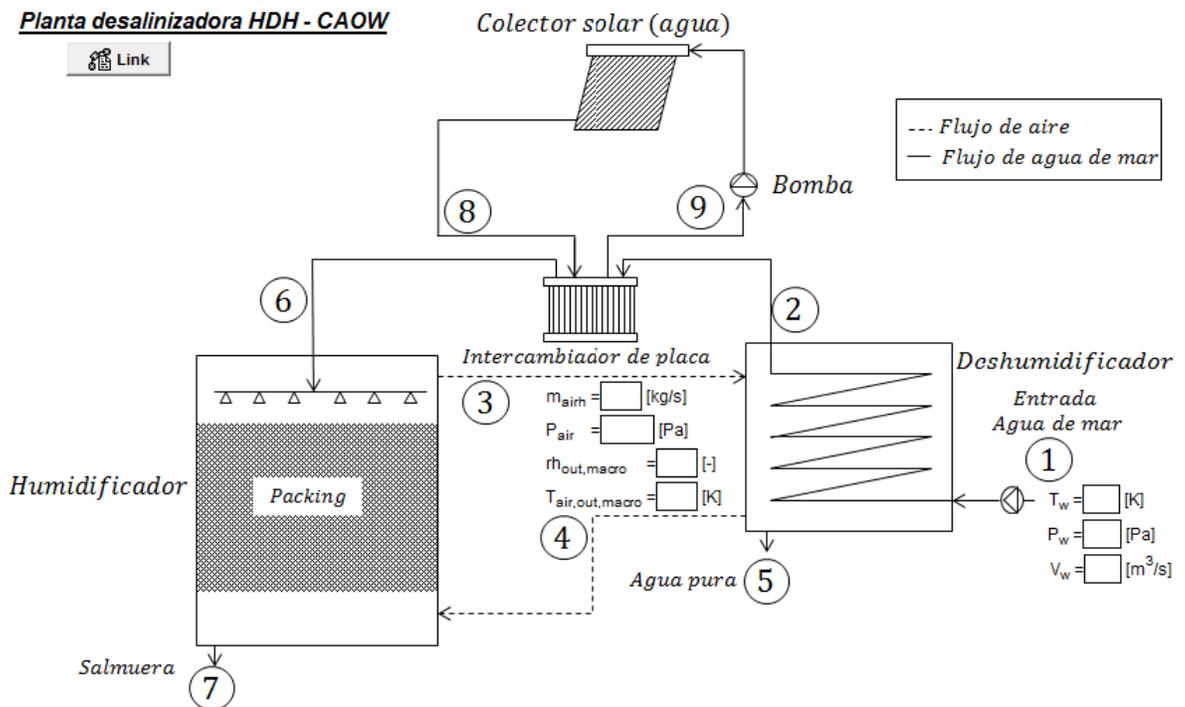


Figura 3.9: Interfaz del programa.

Con las variables de entrada se calcula los parámetros o resultados en cada punto del sistema, en la figura 3.10 se muestra algoritmo del programa.

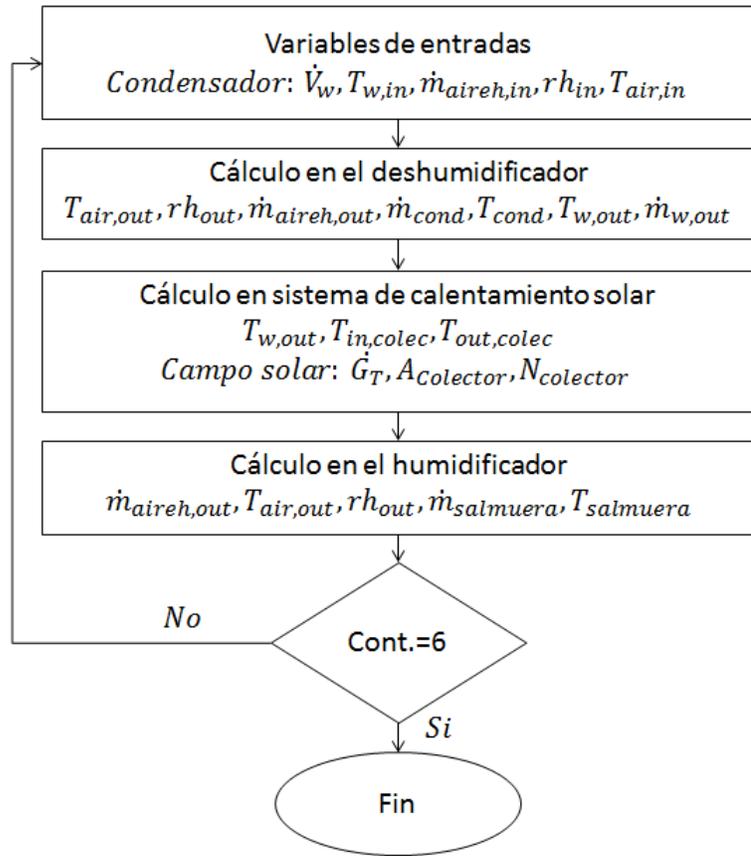


Figura 3.10: Algoritmo del programa.

Se consideró un contador igual a 6 puesto que con esto la diferencia entre la temperatura del aire que sale del humidificador y la que entra al condensador es de 0,005915 K . Lo anterior se debe a que para iniciar el programa se supuso una temperatura del aire a la entrada del condensador, que es la que se verifica posteriormente con el humidificador.

Capítulo 4

Validación del modelo

Para validar el modelo creado, se compararon los resultados simulados con los medidos de la planta de desalinización por método CAOW con calentamiento de agua ubicada en el Laboratorio de Energías Renovables de la Sede José Miguel Carrera de nuestra universidad.

La planta de desalinización creada a fines del año 2016, cuenta con un deshumidificador, un humidificador y un sistema solar para el calentamiento solar, además de un filtro para el tratamiento de agua. En la figura 4.1 se muestra la planta desalinizadora la cual es alimentada con agua fría, la que fluye dentro de las tuberías de un intercambiador de calor de flujo cruzado sin mezclar y donde se condensa el agua pura sobre las aletas del intercambiador. El agua precalentada por este proceso fluye por un intercambiador de placas donde es calentada por el agua que circula en el colector solar. La energía solar es proporcionada por un circuito cerrado que interactúa con el intercambiador de calor de placas a contraflujo. El área total del colector solar es de 8 m^2 . El agua caliente se pulveriza en el humidificador usando cuatro pulverizadores, la cual además cuenta con una superficie de transferencia de masa de lecho de embalaje (C-12, estructura de PVC). En este componente el aire y el agua se mezclan, y se observa que mientras el aire se calienta, una fracción de agua es absorbida por el aire. El agua restante sale de la unidad de desalinización. El aire húmedo sale del humidificador a través del conducto superior y se dirige al deshumidificador donde el aire se seca por el agua fría y el agua pura se condensa. Posteriormente, el agua pura condensada se elimina del sistema y el aire seco es recirculado nuevamente al humidificador.



Figura 4.1: Fotografía de la planta de desalinización ubicada en el LER.

Para validar el modelo creado, se compararon los resultados simulados con los medidos en la planta de desalinización el día 27 de abril del presente año a las 13:20 hrs.

Para realizar dicha comparación se consideró como:

- T_1 Temperatura de entrada del agua al condensador
- T_2 Temperatura del agua a la salida del condensador
- T_3 Temperatura de entrada del aire al condensador
- T_4 Temperatura de salida del aire del condensador
- T_5 Temperatura de salida del condensado
- T_6 Temperatura del agua de salida del colector solar
- T_7 Temperatura de salida de la salmuera
- T_8 Temperatura de salida del agua del sistema solar
- T_9 Temperatura de entrada del agua al colector solar

A continuación en la tabla 4.1 se muestran los datos de entrada para que la simulación corresponda a ese momento, y la tabla 4.2 muestra la comparación entre los datos medidos y simulación, además del porcentaje de error¹ calculado en cada punto (si corresponde).

¹Error porcentual respecto al valor medido, ver anexos B

DATOS DE ENTRADA	
Flujo másico de aire entrante (kg/s)	0,11
Temperatura aire entrante (K)	316,2
Humedad relativa entrante (%)	99
Flujo volumétrico de agua entrante (L/min)	3
Temperatura agua entrante (K)	294,0

Tabla 4.1: Condiciones de entrada en la interfaz.

Punto de medición	Experimental	Simulado	(%) Error porcentual
T_1	294,0	294,0	-
T_2	304,3	312,6	2,7
T_3	316,2	314,9	0,4
T_4	312,8	300,7	3,9
T_5	-	300,7	-
T_6	329,3	323,3	1,8
T_7	-	300,6	-
T_8	335,4	337,4	0,6
T_9	332,8	335,4	0,8

Tabla 4.2: Análisis de resultados obtenidos para la validación del modelo.

En el caso de T_1 no se tiene el porcentaje de error por ser una variable de entrada, el error de T_5 al igual que el de T_7 no se calcula dado que no se tiene el valor medido en la planta.

En general, los resultados del modelo de desalinización HDH del tipo CAOW con calentamiento de agua concuerdan con las mediciones realizadas en la planta ubicada en el LER. La diferencia entre los valores predichos por el modelo y los valores medidos son inferiores al 4%. La mayor variación entre los datos medidos y los resultados simulados se observa en la temperatura del aire de salida del condensador, lo cual puede deberse al error de arrastre en el circuito de aire cerrado.

Capítulo 5

Resultados

Luego de validar el modelo presentado, es posible utilizar este para un análisis más profundo de los parámetros que afectan a la producción de agua limpia. Así fue como se utilizó el modelo computacional para el estudio de los efectos de la velocidad de flujo másico de aire y la velocidad de flujo de agua de alimentación en la producción de agua dulce. Vale mencionar que se estudiará un óptimo local de estos parámetros para implementar estos resultados en la planta de desalinización ubicada en el Laboratorio de Energías Renovables de nuestra universidad.

5.1. Efecto de la variación del flujo de aire en la producción de agua limpia

A continuación se estudia la variación del flujo másico de condensado en función del flujo másico de aire del sistema de la planta. Para esto es necesario considerar las demás condiciones operacionales estables, las cuales corresponden a las condiciones de validación del sistema. La graduación de flujo másico simulados corresponden a los niveles de graduación del ventilador de la planta, para que posteriormente se pueda comparar los resultados simulados con los datos obtenidos experimentalmente, la figura 5.1 muestra la curva obtenida.

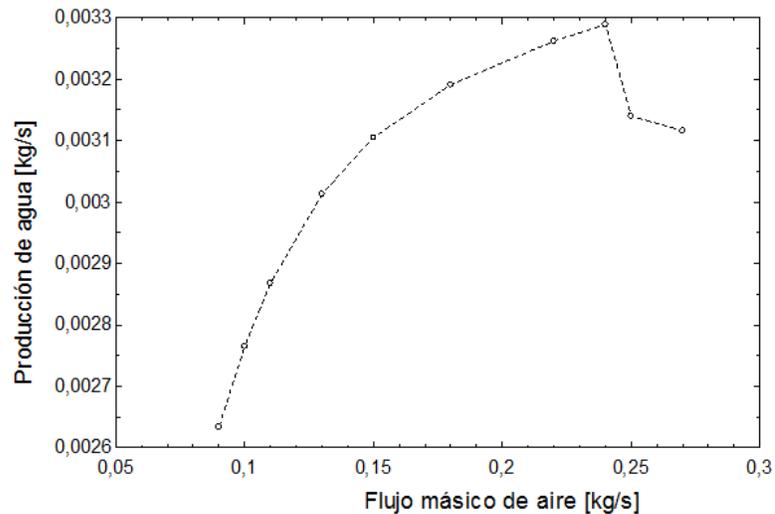


Figura 5.1: Gráfico de variación de flujo de condensado en función flujo másico de aire.

De la gráfica anterior se observa que la producción de agua limpia aumenta al aumentar el flujo másico de aire hasta un cierto punto, luego de este punto la producción de condensado disminuye ligeramente con el aumento de la velocidad del flujo másico de aire. Para las condiciones operacionales en este caso el punto óptimo corresponde a $0,24 \text{ kg/s}$. Esto se debe a que con un mayor flujo másico de aire (con la misma adición de calor), la temperatura del sistema completo disminuye lo cual limita la humedad absoluta del aire provocando menor producción de destilado.

5.2. Efecto de variación del caudal de alimentación

De la misma forma anterior, se hace el análisis de como varía el flujo de condensado, es decir la producción de agua limpia y dulce, en función del caudal de alimentación de agua salobre. Para las otras condiciones de operación se consideraron las de validación y con esto se fue variando el caudal de alimentación en intervalos de $0,5 \text{ L/min}$ de 2 a 4, dado que son estos los límites operacionales de la planta desalinizadora.

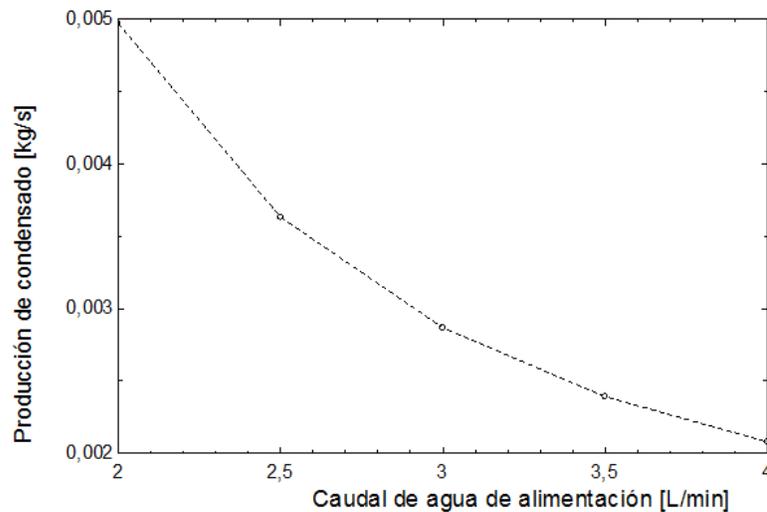


Figura 5.2: Gráfico de variación de flujo de condensado en función del caudal de alimentación.

Del gráfico anterior se puede apreciar que a medida que aumenta el caudal de alimentación de agua salobre disminuye la producción de agua limpia, esto se debe a que al aumentar el caudal de agua salobre la temperatura del agua de alimentación de la torre de enfriamiento disminuye, limitando la humedad absoluta del aire en el humidificador.

5.3. Otra configuración

El modelo conformado también se aplicó en el estudio de un ciclo abierto de agua y aire, como el que se aprecia en la figura 5.3. Este ciclo toma el aire ambiente y lo hace circular primero por la torre de enfriamiento y luego circula por el condensador, siempre en contra flujo al agua salobre. Las condiciones de operación en las cuales se probó fueron las mismas que en el caso de validación, la única diferencia radica en las condiciones iniciales del aire entrante al humidificador. En este caso se consideró una humedad relativa del 67 %, presión atmosférica, temperatura ambiente de $16,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un flujo másico igual a $0,11\text{ kg/s}$.

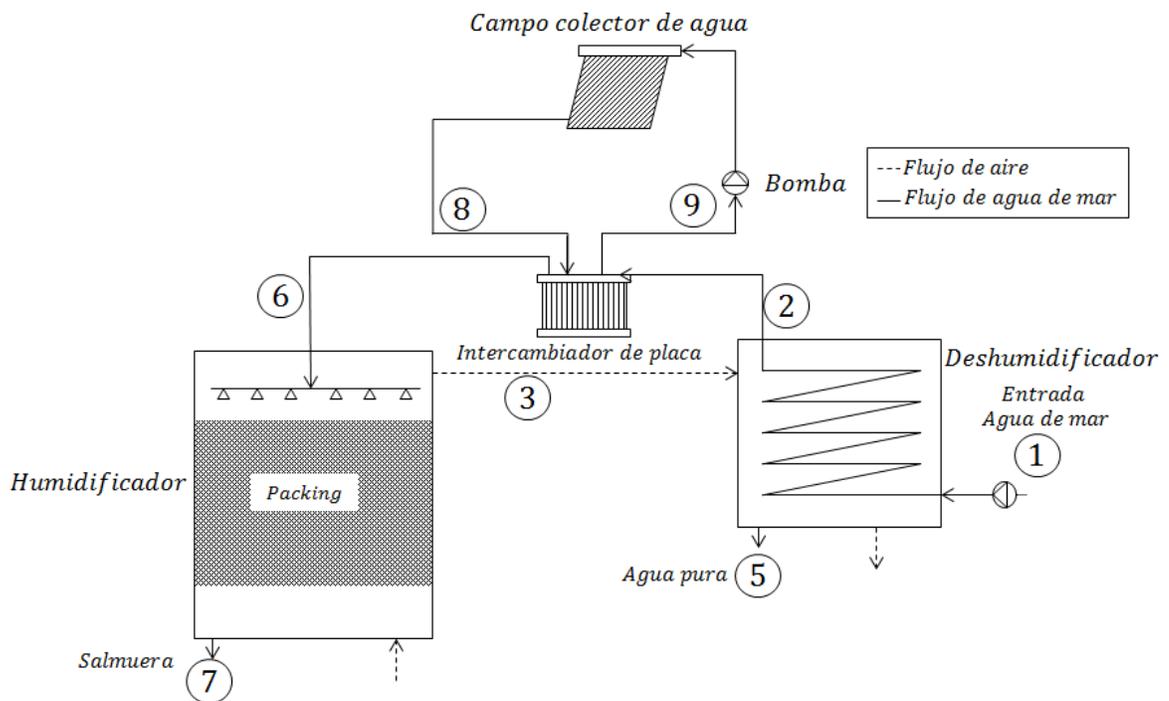


Figura 5.3: Planta de desalinización del tipo abierto para agua y aire.

En este caso, la producción de agua limpia se duplica en comparación al caso anterior, logrando 20 Litros por hora aproximadamente. Esto se debe a que el aire a la entrada del humidificador no está saturado por lo que puede captar más contenido de agua a medida que recorre la torre (aumentar el contenido de agua en el aire), la que condensa posteriormente en el deshumidificador.

Capítulo 6

Utilidad del modelo

Los componentes utilizados en el modelo de desalinización son unidades independientes, por lo que pueden ser aplicados en diferentes configuraciones para hacer un estudio más exhaustivo de sus potenciales ventajas y desventajas, además de la comparación entre ellos. Por ejemplo, se pueden aplicar los mismos componentes (humidificador, deshumidificador y el colector solar) en un circuito del mismo tipo (CAOW) pero con un colector solar para aire, es decir, el calentador solar cederá calor al aire que sale del deshumidificador y/o agregar otra fuente de calor para el agua salada, y con ello comparar su rendimiento. Incluso, es posible utilizar estos componentes en el estudio de un sistema de agua cerrada y aire abierto (CWOA) con calentamiento de agua. También es altamente recomendable estudiar un ciclo HDH del tipo CAOW con calentamiento de agua con más de un efecto dado que en la literatura estudiada [16] se ha mencionado que obtienen GOR mayores a la unidad. O estudiar el efecto del relleno evaporativo dentro del humidificador y comparar sus rendimientos. Incluso el modelo desarrollado permite simular configuraciones HDH con tiro forzado o natural, y con ello observar la variación de los coeficientes de calor y masa para éstas.

Otro punto interesante a evaluar en este estudio experimental es la utilización de otros materiales con el fin de obtener mayores temperaturas de salida para cada componente y así lograr rendimientos más altos de producción de agua dulce y limpia. Vale mencionar que en esta oportunidad sólo se estudió la configuración de un sistema de desalinización del tipo CAOW con calentamiento de agua, dado que el modelo se comparó con la planta instalada en el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad Federico Santa María.

Capítulo 7

Conclusiones

El sistema de desalinización por método de humidificación-deshumidificación se ha convertido en otra oportunidad de obtener agua limpia y dulce apta para el consumo humano, agrícola e industrial. Constituye hoy día un método alternativo a pequeña escala capaz de aprovechar el recurso solar para obtener este bien de primera necesidad.

El sistema numérico construido, permite simular el funcionamiento de la planta piloto construida en el Laboratorio de Energías Renovables de la Universidad en la Sede José Miguel Carrera, donde los resultados obtenidos permiten validar sus características y establecerlo como una herramienta confiable e ingenieril, estimando una producción de 10 litros por hora.

Dado que el modelo simula el correcto funcionamiento de la planta y este es validado se genera una interfaz gráfica donde el usuario es capaz de interactuar con el modelo de forma clara y le permite conocer las otras variables del sistema.

Los resultados del modelo muestran una influencia directa con los efectos de la velocidad del flujo de masa de aire y la velocidad del flujo másico del agua de alimentación en la producción de agua limpia. Esta producción aumenta al incrementar la velocidad de flujo de masa de aire hasta un cierto punto, luego del cual esta producción disminuye con un aumento de la velocidad, el cual en el caso estudiado es de $0,24 \text{ kg/s}$. Por otro lado, al aumentar la tasa de caudal de alimentación de agua salobre, la cantidad de producción de agua limpia disminuye puesto que la temperatura del agua a la cual se rocía en el humidificador disminuye restringiendo la humedad del aire. Por último, se obtuvo que para la configuración de abierto de aire y agua, la producción de agua limpia aumenta al doble dado que el aire que entra al humidificador no viene saturado logrando así capturar mayor contenido de agua en el proceso de evaporación.

Este tipo de tecnologías con el uso de energías renovables no convencionales tiene gran potencial en la zona norte de nuestro país, dado que por su ubicación geográfica lo hacen una zona rica en energía solar y agua salada.

A modo de recomendación, resultaría interesante efectuar un análisis de costos que significarían su implementación a pequeña escala orientado a la micro empresa y a su uso de tipo doméstico.

Bibliografía

- [1] Said Al-Hallaj, Mohammed Mehdi Farid, and Abdul Rahman Tamimi. Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit. *Desalination*, 120(3):273–280, 1998.
- [2] Ali Al-Karaghoul, David Renne, and Lawrence L Kazmerski. Solar and wind opportunities for water desalination in the arab regions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(9):2397–2407, 2009.
- [3] Jader D Alean, Gail A Gutiérrez, Farid Chejne, and Marlon J Bastidas. Simulación de una torre de enfriamiento mecánica comparada con curvas experimentales. *Información tecnológica*, 20(3):13–18, 2009.
- [4] Subsecretario de desarrollo regional y administrativo. *Guía de los recursos hídricos para municipios*.
- [5] Biblioteca del congreso nacional de Chile. *Desalinización: Tecnologías, Usos e Impacto Medio Ambiental*. Biblioteca del congreso nacional de Chile, 2015.
- [6] John A Duffie and William A Beckman. *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons, 2013.
- [7] F Troncoso, F Roa, L Vivero, P Muñoz. *La desalinización del agua de mar y su tendencia actual*. URL: www.desalinizaciondelagua.wordpress.com, -. [accedido el 03-03-2017].
- [8] Mofreh H Hamed, AE Kabeel, ZM Omara, and SW Sharshir. Mathematical and experimental investigation of a solar humidification–dehumidification desalination unit. *Desalination*, 358:9–17, 2015.
- [9] S.A. Klein and G.F. Nellis. *Mastering EES*, 2012.

- [10] Johannes C Kloppers and Detlev G Kroger. Cooling tower performance evaluation: Merkel, poppe, and e-ntu methods of analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 127(1):1–7, 2005.
- [11] Alfa Laval. Intercambiadores de calor para HVAC e Industria.
- [12] Jihane Moumouh, Mohamed Tahiri, Mohamed Salouhi, and Lahcen Balli. Theoretical and experimental study of a solar desalination unit based on humidification–dehumidification of air. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(45):20818–20822, 2016.
- [13] AS Nafey, Hassan ES Fath, SO El-Helaby, and A Soliman. Solar desalination using humidification–dehumidification processes. part ii. an experimental investigation. *Energy Conversion and Management*, 45(7):1263–1277, 2004.
- [14] AS Nafey, Hassan ES Fath, SO El-Helaby, and AM Soliman. Solar desalination using humidification dehumidification processes. part i. a numerical investigation. *Energy Conversion and Management*, 45(7):1243–1261, 2004.
- [15] G Prakash Narayan, Maximus G St John, Syed M Zubair, and John H Lienhard. Thermal design of the humidification dehumidification desalination system: An experimental investigation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58(1):740–748, 2013.
- [16] G Prakash Narayan, Mostafa H Sharqawy, Edward K Summers, John H Lienhard, Syed M Zubair, and MA Antar. The potential of solar-driven humidification–dehumidification desalination for small-scale decentralized water production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(4):1187–1201, 2010.
- [17] Naser Kh Nawayseh, Mohammed Mehdi Farid, Said Al-Hallaj, and Abdul Rahman Al-Timimi. Solar desalination based on humidification process—i. evaluating the heat and mass transfer coefficients. *Energy Conversion and Management*, 40(13):1423–1439, 1999.
- [18] G. Nellis and S. Klein. *Heat Transfer*, chapter 8. Cambridge University Press, 2009.
- [19] J Orfi, N Galanis, and M Laplante. Air humidification–dehumidification for a water desalination system using solar energy. *Desalination*, 203(1-3):471–481, 2007.

- [20] Mauricio Reyes. Diseño y construcción de equipo desalinizador por método de humidificación-deshumidificación (hdh) acoplado con energía solar. Tesis.
- [21] SM Shalaby, MA Bek, and AE Kabeel. Design recommendations for humidification-dehumidification solar water desalination systems. *Energy Procedia*, 107:270–274, 2017.
- [22] Mostafa H Sharqawy, John H Lienhard, and Syed M Zubair. On thermal performance of seawater cooling towers. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 133(4):043001, 2011.
- [23] Cihan Yıldırım and İsmail Solmuş. A parametric study on a humidification–dehumidification (hdh) desalination unit powered by solar air and water heaters. *Energy Conversion and Management*, 86:568–575, 2014.
- [24] Guofeng Yuan, Zhifeng Wang, Hongyong Li, and Xing Li. Experimental study of a solar desalination system based on humidification–dehumidification process. *Desalination*, 277(1):92–98, 2011.
- [25] Zúñiga J, Oviedo I, Martínez E. La desalinización del agua de mar y su tendencia actual. URL: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia32/HTML/articulo04.htm>, -. [Web; accedido el 03-03-2017].

Anexo A

Colector solar

Parámetros característicos del colector solar

Para obtener los parámetros característicos del colector solar, se realizó el análisis de su curva característica. Para esto se utilizó los datos del DataSheet y se compararon con los datos operacionales. En la figura A.1 se muestra la curva testeada del colector basada en la norma de la Unión Europea (EU, EN 12975-1: 2000 y EN 12975-1: 2001)..

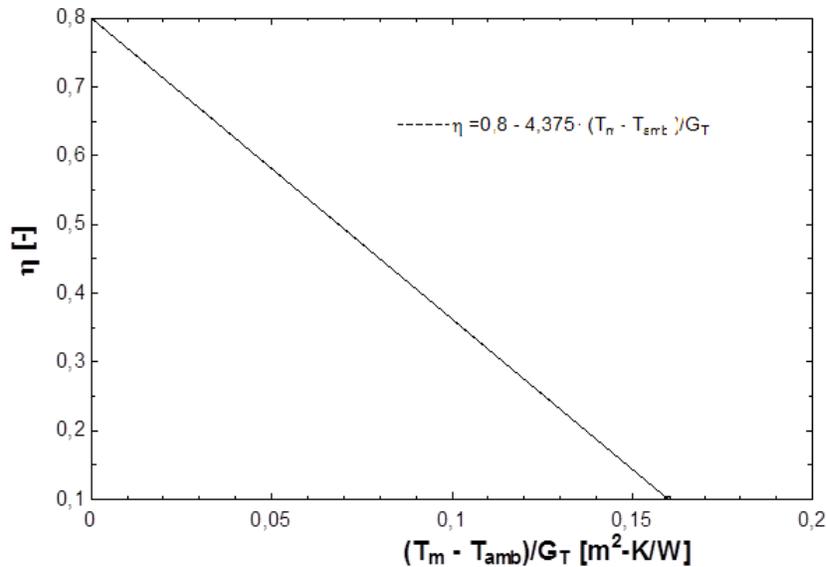


Figura A.1: Curva de eficiencia del colector solar.

De la curva característica se puede obtener el producto entre el factor de remoción y la transmitancia-absorbancia efectiva del colector ($F_{av} \tau \alpha$) que es igual a 0,80 [-] (intercepto con la ordenada) y el producto del factor de remoción y el coeficiente de

pérdidas globales ($F_{av}U_L$) igual a $4,375 [m^2 - K/W]$ (pendiente de la curva). Esta curva se llevó al procedimiento estándar ASHRAE / ANSI 93-2003 (2003), para lo cual se utilizó el siguiente par de ecuaciones.

$$F_R(\tau\alpha)_n = F_{av}(\tau\alpha)_n \left(1 + \frac{A_c F_{av} U_L}{2\dot{m}C_p} \right)^{-1} \quad (\text{A.1})$$

Correlación

$$F_R U_L = F_{av} U_L \left(1 + \frac{A_c F_{av} U_L}{2\dot{m}C_p} \right)^{-1} \quad (\text{A.2})$$

Correlación

Posteriormente se realizó el análisis de correlaciones para obtener $F_R(\tau\alpha)$ y $F_R U_L$ en las condiciones de operación, para esto se utilizaron las ecuaciones 3.10 y 3.11, a su vez para determinar $F' U_L$ bajo las condiciones de prueba se emplea la ecuación 3.12.

$$r = \frac{F_R U_L|_{operación}}{F_R U_L|_{test}} = \frac{F_R(\tau\alpha)|_{operación}}{F_R(\tau\alpha)|_{test}} \quad (\text{A.3})$$

Correlación

o

$$r = \frac{\frac{\dot{m}C_p}{A_c} [1 - \exp(-A_c F' U_L / \dot{m}C_p)]|_{operación}}{F_R U_L|_{test}} \quad (\text{A.4})$$

Correlación

$$F' U_L = -\frac{\dot{m}C_p}{A_c} \ln \left(1 - \frac{F_R U_L A_c}{\dot{m}C_p} \right) \quad (\text{A.5})$$

Correlación

Dadas las condiciones de operación, los datos expuestos en la tabla A.1 y las ecua-

ciones anteriormente descritas, se tiene que $F'U_L$ y r son 4,375 y 0,989, respectivamente.

Resultados colector solar		
Parámetro	Test	Operación
Flujo másico (kg/s)	0,2778	0,2677
Área efectiva (m^2)	1,91	7,64
$F_R(\tau\alpha)_n$	0,797	0,788
$F_RU_L(W/m^2 - K)$	4,359	4,310

Tabla A.1: Parámetros constructivos para el análisis del colector solar.

Anexo B

Calculo de error

$$\%Error = \frac{|Valor_{medido} - Valor_{simulado}| \times 100 \%}{Valor_{medido}} \quad (B.1)$$

Anexo C

Código ESS

El código que se creó en esta memoria se encuentra en la carpeta “Programa EES” en este mismo CD.