

**Centro de Investigación Científica y de Educación
Superior de Ensenada, Baja California**



**Doctorado en Ciencias
en Electrónica y Telecomunicaciones
con orientación en Instrumentación y Control**

**Investigación teórico experimental de un desalinizador de
tipo humidificación-deshumidificación dispuesto con
intercambiadores de calor y masa de contacto directo**

Tesis

para cubrir parcialmente los requisitos necesarios para obtener el grado de
Doctor en Ciencias

Presenta:

Alejandro Álvarez Morales

Ensenada, Baja California, México

2019

Tesis defendida por

Alejandro Álvarez Morales

y aprobada por el siguiente Comité

Dr. Daniel Saucedo Carvajal

Codirector de tesis

Dr. Rodger Terence Evans

Codirector de tesis

Dr. Roberto Conte Galván

Dra. Ana Denise Re Araujo

Dr. Francisco Javier Ocampo Torres

Dr. Alexis Acuña Ramírez



Dr. Daniel Saucedo Carvajal

Coordinador del Posgrado en Electrónica y Telecomunicaciones

Dra. Rufina Hernández Martínez

Directora de Estudios de Posgrado

Alejandro Álvarez Morales © 2019

Queda prohibida la reproducción parcial o total de esta obra sin el permiso formal y explícito del autor y director de la tesis

Resumen de la tesis que presenta Alejandro Álvarez Morales como requisito parcial para la obtención del grado de Doctor en Ciencias en Electrónica y Telecomunicaciones con orientación en Instrumentación y Control.

Investigación teórico experimental de un desalinizador de tipo humidificación-deshumidificación dispuesto con intercambiadores de calor y masa de contacto directo

Resumen aprobado por:

Dr. Daniel Saucedo Carvajal

Codirector de tesis

Dr. Rodger Terence Evans

Codirector de tesis

En este trabajo se presenta una investigación numérica y experimental de un sistema de desalinización por humidificación-deshumidificación usando intercambiadores de calor de contacto directo. El sistema opera en circuitos abiertos tanto para el aire como para el agua y no contiene materiales o dispositivos de relleno dentro del humidificador o del deshumidificador. Las ecuaciones de conservación de masa y energía en estado estacionario se resolvieron mediante un esquema de diferencias finitas, durante la solución, las propiedades de los fluidos se evaluaron tomando en cuenta una malla nodal y se analizaron los efectos de las principales propiedades de los fluidos de trabajo, así como los efectos de la geometría de los intercambiadores de calor a través de la variación de la relación de alturas entre ambos equipos. La mayor producción alcanzada fue de 242.2 kg/h con una relación de alturas de 2.0. El aumento de la relación de altura favorece el desempeño del sistema; sin embargo, los incrementos en la producción de agua dulce con una relación de alturas mayor a 1.5 no fueron significativos. Dado que no se consideró ningún proceso de recuperación de calor en la configuración estudiada, la relación de producto obtenido (GOR) calculada fue consistentemente bajo para todos los casos analizados. El valor máximo de GOR obtenido fue de 0.58. Se fabricó e instrumentó una instalación experimental donde se reprodujeron las condiciones de operación de una planta de desalinización con las características planteadas en el estudio numérico. Los resultados experimentales se compararon con resultados numéricos obteniendo errores relativos no mayores al 10 % para las temperaturas del aire de salida del humidificador y errores relativos menores a un 4.5 % para la temperatura de salida del deshumidificador. La mayor producción alcanzada en la instalación experimental fue de 3.2 L/día, con un suministro de energía térmica de 88 kWh. La salinidad de la salmuera generada por el sistema se calculó con un valor de 35.10 ppm.

Palabras clave: Humidificación, deshumidificación, contacto directo

Abstract of the thesis presented by Alejandro Álvarez Morales as a partial requirement to obtain the Doctor of Science degree in Electronics and Telecommunications with orientation in Instrumentation and Control.

Experimental and theoretical investigation of a direct-contact humidification-dehumidification desalination system

Abstract approved by:

Dr. Daniel Saucedo Carvajal

Thesis Co-Director

Dr. Rodger Terence Evans

Thesis Co-Director

This work presents a numerical and experimental study of a Humidification Dehumidification desalination system using direct contact heat exchangers. The system operates in open circuits for both air and water and contains no packing materials or devices inside the humidifier or dehumidifier. The mass and energy conservation equations in stationary state were solved by means of a scheme of finite differences. During the solution, the properties of the fluids were evaluated taking into account a nodal mesh and the effects of the main properties of the working fluids were analyzed, as well as the effects of the geometry of the heat exchangers through the variation of the relation of heights between both devices. The highest freshwater production was 242.2 kg/h with a height ratio of 2.0. The increase in the height ratio favors the performance of the system; however, the increases in freshwater production with a height ratio greater than 1.5 were not significant. Since no heat recovery process was considered in the configuration studied, the calculated Gained-output ratio (GOR) was consistently low for all cases analyzed. The maximum GOR obtained was 0.58. An experimental facility was manufactured and instrumented where the operating conditions of a desalination plant were reproduced with the conditions raised in the numerical study. The experimental results were compared with numerical results obtaining relative errors not greater than 10% for the humidifier outlet air temperatures and relative errors less than 4.5% for the dehumidifier outlet temperature. The highest production reached in the experimental installation was 3.2 L/day, with a thermal energy supply of 88 kWh. The salinity of the brine generated by the system was calculated with a value of 35.1015 ppm.

Keywords: Humidification, dehumidification, direct contact.

Dedicatoria

A Lili, Diego, Pablo, Martha y Alejandro

Agradecimientos

Quiero agradecer a los investigadores: Dra. Ana Denise Re Araujo, Dr. Francisco Javier Ocampo Torres, Dr. Roberto Conte Galván y Dr. Alexis Acuña Ramírez por el interés, apoyo y contribuciones en correspondencia con este trabajo de tesis. Además, al Dr. Alexis Acuña Ramírez por sus recomendaciones realizadas como miembro externo del comité de tesis. Y un gran agradecimiento a mis dos directores de tesis: Dr. Daniel Saucedo Carvajal y Dr. Rodger Terence Evans, sobre todo por la confianza depositada en mí. Un agradecimiento adicional a la Dra. Ana Denise Re Araujo, que con apoyo del Ing. Juan Ernesto Lerma Vargas, me ayudaron con tiempo, consejo y equipo para la construcción de la instalación experimental.

Agradesco a los investigadores asociados del laboratorio de energías renovables del CICESE por su valiosa colaboración: Dra. Ivett Zavala Guillén y Dr. Francisco Javier Carranza Chávez.

Al Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada por procurar las condiciones, tanto recursos humanos como materiales, requeridos para llevar acabo este trabajo de tesis.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por la administración del apoyo económico brindados por la sociedad mexicana para realizar mis estudios de doctorado. No. de becario: 578198.

A mis profesores M. C. Carlos Eduardo Cabrera Ramos, Dra. M. Isabel Pérez Montfort, Dr. Leonel Cota Araiza, Dra. Vanessa Magar Brunner, M. C. Ricardo Núñez, M. C. Moises Castro.

A la M. en C. Dolores Sarracino Ramírez y al Dr. Álvaro Armenta Ramade.

Quiero agradecer a Anela y Gabriel por desinteresada cooperación, y a todo el personal del CICESE por su incondicional apoyo, en especial a: Raúl, Aurora, Erika, Rossy, Iván, Isac, Citlai, Norma, Ruth, Lupita y Elizabeth.

Gracias a Bety, Mikhail, Víctor y Fernando por su gran amistad y apoyo. A los mejores ayudantes y compañeros: Joselito, Alejandra, José, Alan, Mario, Kalo y Cristobal.

Finalmente agradezco a Lili, Diego, Pablo, Martha Graciela y Alejandro.

Tabla de contenido

	Página
Resumen en español	ii
Resumen en inglés	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimientos	v
Lista de figuras	ix
Lista de tablas	xiii
Capítulo 1. Introducción y estado del arte	
1.1. Escasez de agua potable	1
1.2. Métodos de desalinización	3
1.2.1. Procesos de desalinización por membrana	4
1.2.1.1. Ósmosis inversa (RO)	4
1.2.1.2. Electrodialisis (ED)	5
1.2.2. Procesos de desalinización térmicos	5
1.2.2.1. Flash multi-etapa (MSF)	6
1.2.2.2. Múltiple efecto (MED)	6
1.2.2.3. Compresión de vapor (VC)	6
1.2.2.4. Destilador solar (SS)	6
1.2.2.5. Humificación–deshumidificación (HDH)	7
1.2.3. Procesos de desalinización químicos	7
1.2.3.1. Intercambio iónico (IE)	7
1.2.4. Fuentes de energía renovable en la desalinización	7
1.2.5. Impacto ambiental de la desalinización	9
1.2.6. Desalinización por humidificación-deshumidificación	9
1.3. Desalinización por humidificación-deshumidificación por contacto di- recto	18
1.4. Hipótesis y objetivos	21
1.4.1. Hipótesis	22
1.4.2. Objetivos	22
1.4.2.1. Objetivo general	22
1.4.2.2. Objetivos específicos	22
Capítulo 2. Modelo matemático y simulación numérica	
2.1. Descripción del sistema	23
2.2. Modelo matemático	25
2.2.1. Mezcla aire-vapor de agua	25
2.2.2. Balance de masa y energía	29
2.2.3. Transferencia de calor y masa	30
2.3. Metodología de solución	36
2.4. Método de simulación	41
2.5. Evaluación del rendimiento térmico	46

Capítulo 3. Estudio experimental

3.1.	Instalación experimental	47
3.2.	Descripción de la instalación experimental	48
3.2.1.	Evaporador y condensador	51
3.2.1.1.	Tapas y fondos	52
3.2.1.2.	Soporte del evaporador y condensador	53
3.2.2.	Sistema de calentamiento	53
3.2.3.	Sistemas de bombeo	54
3.2.4.	Boquillas de aspersion	54
3.2.4.1.	Circuito de aire	55
3.2.5.	Instrumentación	56
3.2.5.1.	Mediciones de flujo de agua	56
3.2.5.2.	Mediciones de flujo aire	56
3.2.5.3.	Mediciones de temperatura	57
3.2.5.4.	Mediciones de humedad relativa	60
3.2.5.5.	Mediciones de presión	60
3.2.5.6.	Sistema de adquisición de datos	61
3.3.	Métodos y procedimientos experimentales	63

Capítulo 4. Análisis de resultados

4.1.	Validación del modelo	66
4.2.	Análisis paramétrico	69
4.2.1.	Efecto de la velocidad y del diámetro de gota	70
4.2.2.	Efecto de las alturas del humidificador y deshumidificador	72
4.2.3.	Efecto del flujo másico del agua de mar de entrada	74
4.2.4.	Efecto del flujo másico del aire de entrada	76
4.2.5.	Efecto de la temperatura del agua de mar de entrada	79
4.2.6.	Efecto de la temperatura del aire de entrada	81
4.2.7.	Cambio en la salinidad	83
4.2.8.	Comparación entre resultados numéricos usando agua de mar y agua pura	84
4.3.	Comparación de resultados numéricos y experimentales	85
4.3.1.	Temperaturas de salida de los fluidos de trabajo	87
4.3.2.	Parámetros de operación	90

Capítulo 5. Conclusiones

Literatura citada	98
Anexo A	105
Anexo B	108
Anexo C	110
Anexo D	111

Lista de figuras

Figura	Página
1. Clasificación de los métodos de desalinización.	4
2. Combinaciones entre las fuentes renovables para los sistemas de desalación.	8
3. Diagrama esquemático de un sistema HDH a contra flujo.	10
4. Diagrama del sistema de desalinización HDH.	24
5. Diagrama T-s del vapor de agua contenido en el aire húmedo. Estado del vapor de agua (1), estado de saturación a T_{bs} (2).	27
6. Volumen de control para el análisis de la transferencia de masa y energía entre el gas y las gotas en el humidificador.	29
7. Malla numérica y condiciones de frontera (parámetros conocidos).	37
8. Diagrama del evaporador. Frontera inferior definida con parámetros objetivos en el nodo superior.	42
9. Diagrama de flujo para el cálculo de propiedades en los nodos de la discretización del evaporador y del condensador por diferencias finitas.	43
10. Metodología de cálculo con el método de bisección anidado.	44
11. Uso del método de bisección para calcular el diámetro ($D_{d,in}^*$) en el nodo superior, usando una temperatura de gota de salida dada.	45
12. Instalación experimental.	48
13. Diagrama esquemático e instrumentación del banco de pruebas experimentales.	49
14. Sistema de calentamiento. Control del suministro de calor al agua de abastecimiento del evaporador (izquierda) y resistencia eléctrica (derecha).	54
15. Boquilla de aspersion 1/8HH-SS1.5	55
16. Ventilados de tipo regenerativo.	55
17. Curvas de calibración de los sensores de flujo másico de líquido 08004PN06QC. (a) $\dot{m}_{sw,in,e}$, (d) $\dot{m}_{sw,out,e}$, (c) $\dot{m}_{fw,in,c}$ y (d) $\dot{m}_{fw,out,c}$	57
18. Curvas de calibración de los sensores de flujo másico de gas FLR1206. (a) $\dot{m}_{g,in,e}$, (d) $\dot{m}_{g,out,e}$, (c) $\dot{m}_{g,out,c}$	58
19. Curvas de calibración de los sensores de temperatura RTD. (a) $T_{sw,in,e}$, (b) $T_{fw,in,c}$, (c) $T_{g,out,e}$, (d) $T_{g,out,c}$, (e) $T_{g,in,e}$, (f) $T_{g,in,c}$, (g) $T_{sw,out,e}$, (b) $T_{fw,out,c}$	59
20. Curvas de calibración de los transductores de presión 206. (a) $P_{g,out,e}$, (d) $P_{g,out,c}$	61
21. Parte de la interfase programada con VeePro.	62

22. Valores registrados de las temperaturas de los fluidos a la entrada y salida del evaporador durante una prueba experimental.	64
23. Comparación de resultados los publicados por Franchini <i>et al.</i> , 2015, y los obtenidos en el presente trabajo, para tres temperaturas de agua de mar de entrada en función de tres relaciones de los flujos máxicos de condensación y de aire. "Exp" se refiere a sus resultados experimentales y "Num" a sus resultados numéricos.	67
24. Efecto de la relación de flujos de agua de mar y aire en la relación de la producción y el flujo máxico de agua de mar de entrada, para diferentes temperaturas de agua de mar de entrada.	68
25. Efecto de la velocidad de la gota dentro del humidificador y deshumidificador sobre la producción de agua dulce para diferentes diámetros de gotas de entrada. ($H_e = 1$ m, $H_c = 1$ m, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60$ %, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).	71
26. Efecto de la velocidad de la gota dentro del humidificador y deshumidificador sobre η para diferentes diámetros de gotas de entrada. ($H_e = 1$ m, $H_c = 1$ m, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60$ %, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).	72
27. Efecto de las alturas del humidificador y deshumidificador en la producción de agua dulce. ($D_{d,in} = 1$ mm, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60$ %, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).	73
28. Efecto del flujo máxico de agua de mar sobre la producción de agua dulce a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador, y dos diámetros de gota: (a) $D_{d,in} = 0.6$ mm, (b) $D_{d,in} = 1.0$ mm ($H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60$ %, $T_{sw,in} = 80$ °C, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).	74
29. Efecto del flujo máxico de agua de mar sobre η a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador, y dos diámetros de gota: (a) $D_{d,in} = 0.6$ mm, (b) $D_{d,in} = 1.0$ mm ($H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60$ %, $T_{sw,in} = 80$ °C, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).	76
30. Efecto de la relación de alturas del humidificador y del deshumidificador sobre η para dos diámetros de gotas de entrada (a) $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, (b) $\dot{m}_{sw,in} = 2.0$ kg/s ($H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60$ %, $T_{sw,in} = 80$ °C, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).	77
31. Efecto del flujo máxico del aire sobre la producción de agua dulce a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\phi_{in,e} = 60$ %, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).	77

32. Efecto del flujo másico del aire sobre la producción de agua dulce a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s). 79
33. Efecto de la temperatura del agua de mar sobre la producción (a) y el rendimiento (b) a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s). 80
34. Variación de las temperaturas del aire y las gotas de agua de mar a lo alto del humidificador para dos valores de temperatura del agua de mar de la entrada: (a) $T_{sw,in} = 60$ °C, (b) $T_{sw,in} = 80$ °C ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s). 81
35. Variación de la humedad específica a lo alto del humidificador para dos valores de temperatura de agua de mar de entrada: (a) $T_{sw,in} = 60$ °C, (b) $T_{sw,in} = 80$ °C ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s). 81
36. Efecto de la temperatura de aire de entrada sobre la producción para cuatro diferentes relaciones de alturas ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s). 82
37. Perfil de temperatura del aire a lo alto del humidificador para tres diferentes temperaturas del aire de entrada ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s). 83
38. Efecto de la temperatura del aire de entrada sobre η para distintas relaciones de altura del humidificador y deshumidificador ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s). 84
39. Perfil de salinidad a lo alto del evaporador 84
40. Comparaciones de la temperatura del aire a la salida en el condensador entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 15%). 87
41. Comparaciones de la temperatura del agua a la salida en el condensador entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 15%). 88
42. Comparaciones de la temperatura del aire a la salida en el evaporador entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 15%). 89

Figura	Página
43. Comparaciones de la temperatura del agua a la salida en el evaporador entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 15%).	90
44. Comparaciones de la (a) tasa de evaporación, (b) tasa de condensación, (c) GOR y (d) η entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 20%).	91
45. Efecto de la temperatura de agua de entrada al evaporador sobre la (a) producción y (b) η	92
46. Relación de tasa de condensación y tasa de evaporación.	93
47. Primera parte de la interfase programada con VeePro.	111
48. Tercera parte de la interfase programada con VeePro.	112
49. Cuarta parte de la interfase programada con VeePro.	113

Lista de tablas

Tabla		Página
1.	Parámetros conocidos en el evaporador	39
2.	Parámetros conocidos en el condensador	40
3.	Sensores de humedad relativa.	60
4.	Matriz experimental propuesta.	63
5.	Comparación entre los resultados experimentales de Franchini <i>et al.</i> , 2015, y del presente trabajo de los valores de los parámetros de salida de los fluidos de salida para un experimento.	69
6.	Diferencias porcentual entre los valores de las propiedades de salida calculadas usando agua de mar y agua pura en el humidificador. . . .	85
7.	Matriz experimental.	86
8.	Temperaturas medidas a la salida del humidificador y del deshumidificador con sus desviaciones estándar experimental.	91

Capítulo 1. Introducción y estado del arte

En las últimas décadas, la sociedad se ha dedicado a buscar urgentemente soluciones para dos grandes desafíos: la escasez de agua potable y el aprovechamiento al máximo de la energía. Estos dos retos son de suma importancia para el desarrollo y bienestar de la sociedad. Factores como el incremento en la población, migración, urbanización e industrialización, han provocado un aumento en el consumo de agua para las diferentes actividades humanas, lo que ha generado una sobreexplotación en los depósitos naturales de agua dulce, tanto subterráneos como superficiales. Estos mismos factores han contribuido a la contaminación de una gran parte del agua consumida (fracturación hidráulica, minería, etc.), por lo que se espera que la calidad de agua disponible disminuya aún más en las próximas décadas (WWAP, 2018).

1.1. Escasez de agua potable

Los últimos reportes de la Organización de las Naciones Unidas (ONU) indican que el consumo de agua potable ha tenido un incremento de más del doble en comparación con la tasa de crecimiento demográfico mundial. Esto significa que para el año 2025, 1800 millones de personas vivirán en países o regiones con escasez absoluta de agua y dos terceras partes de la población mundial podrían estar en condiciones extremas (WWAP, 2015). Además, se estima que para el año 2050 una población de entre 4600 y 5700 millones vivirán en áreas con riesgo de sufrir escasez de agua al menos un mes al año (WWAP, 2018). Otro cálculo presentado por el Grupo de Recursos de Agua 2030 (The 2030 WRGAR) es que dentro de 15 años, incluso aumentando la eficiencia en el consumo, la humanidad requeriría un 40 % más de la cantidad de agua dulce de la que la Tierra puede suministrar (2030 WRGAR, 2017).

El Programa Mundial de Evaluación de los Recursos Hídricos (World Water Assessment Programme) de la ONU, estima que el consumo de agua a nivel global implementado para la agricultura representa un 70 % del total de las extracciones. Además, calcula que el 15 % del consumo de agua dulce se destina actualmente al sector de la generación de energía eléctrica, se espera que aumente a un 20 % para el año 2035, de acuerdo a estimaciones de la Agencia Internacional de Energía (IEA). Por otro lado, la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE) calcula que

para el año 2050 el consumo de agua aumentará en un 65 %, en los países pertenecientes a esta organización (uno de ellos México).

México cuenta anualmente con 451.5×10^9 m³ de agua dulce renovable (CONAGUA, 2018). Ésta es la cantidad máxima de agua que es factible explotar de manera sustentable y se calcula como la suma del escurrimiento natural medio superficial interno anual, más la recarga total anual de los acuíferos, más los flujos de entrada y salida de agua de otras regiones o países (balance de importaciones y exportaciones). Durante el año 2017, para las actividades humanas (exceptuando el sector hidroeléctrico) en México se utilizaron 34.39×10^9 m³ provenientes de fuentes superficiales y 53.46×10^9 m³ provenientes de fuentes subterráneas, dando un total de 87.84×10^9 m³. Lo que representa un consumo per cápita de 3,656 m³/(hab año). El incremento de la población en el país ocasionará una disminución del consumo de agua renovable a 3,285 m³/(hab año) para el 2030 (CONAGUA, 2017).

La región de la península de Baja California cuenta con 88 acuíferos, de los cuales 14 se encuentran sobreexplotados, 11 cuentan con intrusión marina, y dadas las condiciones de baja precipitación, alta evaporación y rocas evaporíticas, 5 acuíferos en la región se consideran bajo el fenómeno de salinización de suelos y aguas subterráneas salobres.

En el año 2013 se estimó que en Baja California se consumieron 3.04×10^9 m³ de agua potable (CONAGUA, 2014), de los cuales el 84.88 % se destinó a uso agrícola y el segundo lugar lo ocupó el abastecimiento público con un 6.16%. Estas mismas tendencias se presentan en la gran mayoría del país.

Ensenada, una de los principales centros urbanos de Baja California, es la ciudad del estado donde más se sufre de abastecimiento de agua potable, debido a que no se cuenta con la infraestructura para suministrar la demanda actual. Por esto, desde el año 2012 se está complementando su demanda con la sobreexplotación de los acuíferos en La Misión y Maneadero, y mediante recientes perforaciones en el Cañón de Doña Petra y Poblado La Misión. Dichos acuíferos han presentado una disminución en su producción, lo que implica un déficit de aproximadamente 187 l/s (5.89×10^6 m³/año) en la zona urbana del municipio. Debido a las pocas lluvias acontecidas en los últimos años se puede decir que en Ensenada las únicas fuentes de abastecimiento

son de pozos profundos, al igual que en el resto del estado.

Como es bien sabido, en donde se presenta la escasez de agua dulce más severa es en las zonas áridas del planeta. La mayoría de estas zonas se ubican aledañas a grandes cuerpos de agua salada (áreas costeras o islas), por ejemplo la península de Baja California o algunas costas del Mar Mediterráneo. Otra característica de estas zonas es la alta incidencia de radiación solar. Para aprovechar estas dos condiciones, se están desarrollando técnicas de desalación de agua salubre que utilicen energías renovables, como la solar o geotérmica, para cubrir el consumo energético de estos procesos y evitar la quema de combustibles fósiles y disminuir sus impactos ambientales.

En vista de la escasez de agua que se experimenta en Baja California, una de las opciones que el gobierno ha planteado para cubrir el déficit actual de agua potable que se tiene en la ciudad de Ensenada, equivalente a 16,157 m³/día, es la de instalar una planta desalinizadora del tipo ósmosis inversa. Dicha planta propuesta tiene una capacidad de 21,600 m³/día y un consumo de energía eléctrica aproximado de 86,400 kWh/día. A pesar de que por el momento este tipo de desalinizadora de gran escala es la más eficiente, se requiere de una gran inversión, de un alto suministro de electricidad y altos costos de mantenimiento anuales.

Por otro lado, existen alternativas con menor costo de mantenimiento y con mayores alternativas en sus fuentes de energía, como los sistemas de desalinización termomecánica, cuyo proceso básico consiste en evaporar agua salobre y después condensarla para eliminar las sales; recientemente, la investigación de estos sistemas se ha incrementado debido a que la energía térmica requerida en su proceso se puede obtener de diversas fuentes o se puede recuperar del mismo proceso, lo que incrementa su eficiencia y disminuye el costo de producción de agua pura (Mathioulakis *et al.*, 2007).

1.2. Métodos de desalinización

La desalinización es el proceso por el cual se separa la sal del agua de mar o de agua salobre, dando lugar a la producción de agua potable o útil para otros fines. Las tecnologías de desalinización se pueden clasificar por el tipo principal de proceso implementado en su operación (Himanshu y Mahesh, 2017), éstas son: 1) los sistemas

de tipo membrana aplican alta presión sobre el agua salada para hacerla pasar a través de una membrana en donde retienen las sales, 2) los sistemas térmicos aplican la evaporación y condensación del agua para separar las sales y 3) los métodos de desalinización operados químicamente.

En la figura 1 se presentan las técnicas de desalinización más comercializadas (Ka-beel *et al.*, 2013b; Youssef *et al.*, 2014; Subramani y Jacangelo, 2015; Dehghani *et al.*, 2018). Los métodos de membrana incluyen: ósmosis inversa (RO), ósmosis directa (FO) y electrodiálisis (ED). Por parte de los métodos térmicos se tienen a la destilación flash multi-etapas (MSF), destilación de multi-efecto (MED), destilación por compresión de vapor (MVC), destilación solar (SD) y por humificación-deshumificación (HDH). Mientras que los sistemas de desalinización accionados químicamente incluyen el Electro químico (EQ). A continuación se presenta una breve descripción de los sistemas antes mencionados.

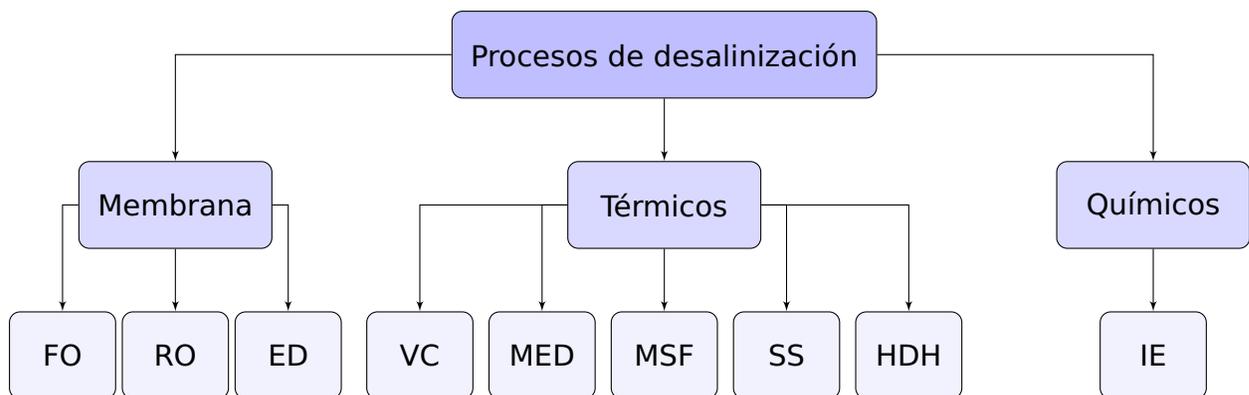


Figura 1. Clasificación de los métodos de desalinización.

1.2.1. Procesos de desalinización por membrana

1.2.1.1. Ósmosis inversa (RO)

Este método consiste en bombear a alta presión agua salada a través de membranas permeables, las cuales sólo permiten el paso del agua y bloquean los iones de las sales. En estos sistemas se requiere una etapa pretratamiento físicoquímico del agua salada. Este pretratamiento incluye desinfección con cloro para controlar bacterias y filtración para reducir sólidos disueltos. También existen otros sistemas experimentales que usan membranas permeables llamados de ósmosis forzada (FO) y nanofiltración.

ción (NF), pero aún no son comerciales.

1.2.1.2. Electrodiálisis (ED)

En este método se hace pasar una corriente eléctrica a través del agua salada, provocando que los cationes (iones positivos) se trasladen hacia el cátodo (con carga negativa) y los aniones (iones negativos) se desplazan hacia los ánodos (carga positiva). Este sistema tiene instalada una membrana semipermeable entre ambos electrodos, lo que permite que los iones de sal no regresen a la parte media de la celda electrolítica, dejando en esta zona el agua desalinizada. En este método, al igual que el de ósmosis inversa, se requiere de una etapa de pretratamiento bacteriano y de filtración de partículas disueltas.

1.2.2. Procesos de desalinización térmicos

El método termomecánico, consiste en evaporar el agua salada utilizando una fuente de calor para separarla de las sales, ya sea a presión atmosférica o presión de vacío. Este proceso es similar al proceso de destilación, por lo que también se le llama destilación de agua salada. Cuando el agua se evapora a presión de vacío se requiere elevar a una temperatura menor el agua salada.

Se puede decir que el método termomecánico aprovecha un proceso similar al ciclo hidrológico que se lleva a cabo en la atmósfera. En el ciclo hídrico atmosférico el Sol evapora el agua, el aire atmosférico atrapa este vapor en forma de humedad, este aire caliente y húmedo sube formando nubes, después al cambiar de condiciones se deshumecece formando la lluvia.

Así, en las subsecciones 1.2.2.1 a 1.2.2.5 se describe brevemente las tecnologías de desalinización que emplean el proceso de cambio de fase del agua por medio de un proceso térmico.

1.2.2.1. Flash multi-etapa (MSF)

La tecnología de desalinización termomecánica comerciales más implementado es el flasheo de multi-etapas (MSF), que consiste en inyectar agua salada caliente en varias cámaras ordenados en etapas y que se encuentran bajo presiones menores a la presión atmosférica, lo que provoca su evaporación. Enseguida, en la misma cámara este vapor se condensa debido a que transfiere su energía al agua salada de suministro por medio de intercambiadores de calor.

1.2.2.2. Múltiple efecto (MED)

El destilador multi-efecto (MED) consiste en evaporar agua salada en distintas etapas, por medio de vapor que pasa por un circuito secundario. Después, el vapor se condensa para obtener el agua potable. Una ventaja es que el calor remanente de una etapa se puede aprovechar en la etapa siguiente.

1.2.2.3. Compresión de vapor (VC)

El desalador por compresión de vapor (VC) utiliza el calor rechazado por un termofluido al condensarse después de aumentar su temperatura y presión en un compresor mecánico.

1.2.2.4. Destilador solar (SS)

Los sistemas destiladores solares utilizan un vidrio para cubrir un estanque de agua con un piso negro. La radiación solar se absorbe en el fondo del estanque, lo que provoca la evaporación parcial del agua y enseguida este vapor se condensa en el vidrio que cubre el destilador ya que se encuentra a una temperatura menor debido a que está en contacto con aire atmosférico, posteriormente este condensado se colecta y es el agua pura producida.

1.2.2.5. Humificación–deshumidificación (HDH)

En un sistema de tipo HDH, la desalinización ocurre en dos cámaras por donde se hace circular una corriente de aire. En la primera cámara (zona de humidificación), el aire entra en contacto con agua salada caliente. Es aquí donde éste atrapa el vapor de agua como humedad separándola de la salmuera. Enseguida el aire pasa a la segunda cámara (zona de deshumidificación), en donde se enfría provocando que la humedad contenida en éste se condense.

1.2.3. Procesos de desalinización químicos

1.2.3.1. Intercambio iónico (IE)

En el proceso por intercambio iónico se emplean ciertos compuestos conductores que cumplen la función de electrodos opuestos, uno funcionan como receptor aniónico y receptor catódico. Sin la necesidad de la aplicación de un voltaje a los electrodos, dicho compuesto captura de sales del agua a purificar por el efecto quimisorción. Este proceso sucede hasta que el compuesto receptor de iones se satura, por lo que es necesario aplicar altos voltajes para retirar los iones de las sales y poder reutilizarlo. La mayoría de estos procesos no se usan generalmente a menos que exista un requisito para producir agua de alta pureza (sólidos disueltos totales <10 ppm) para aplicaciones especializadas.

1.2.4. Fuentes de energía renovable en la desalinización

La energía usada para la desalinización proveniente de fuentes renovables de energía puede suministrarse en forma de calor o electricidad. La figura 2 muestra la aplicación de la energía renovable según su fuente, en las diferentes tecnologías de desalinización. Existe la aplicación combinada de calor y electricidad debido a que algunos métodos de desalinización requieren procesos térmicos y procesos electromecánicos, por lo que se puede implementar sistemas híbridos de generación de diferentes fuentes de energía renovable (Subramani *et al.*, 2011).

El principal suministro de energía en los sistemas térmicos es mediante calor. Por

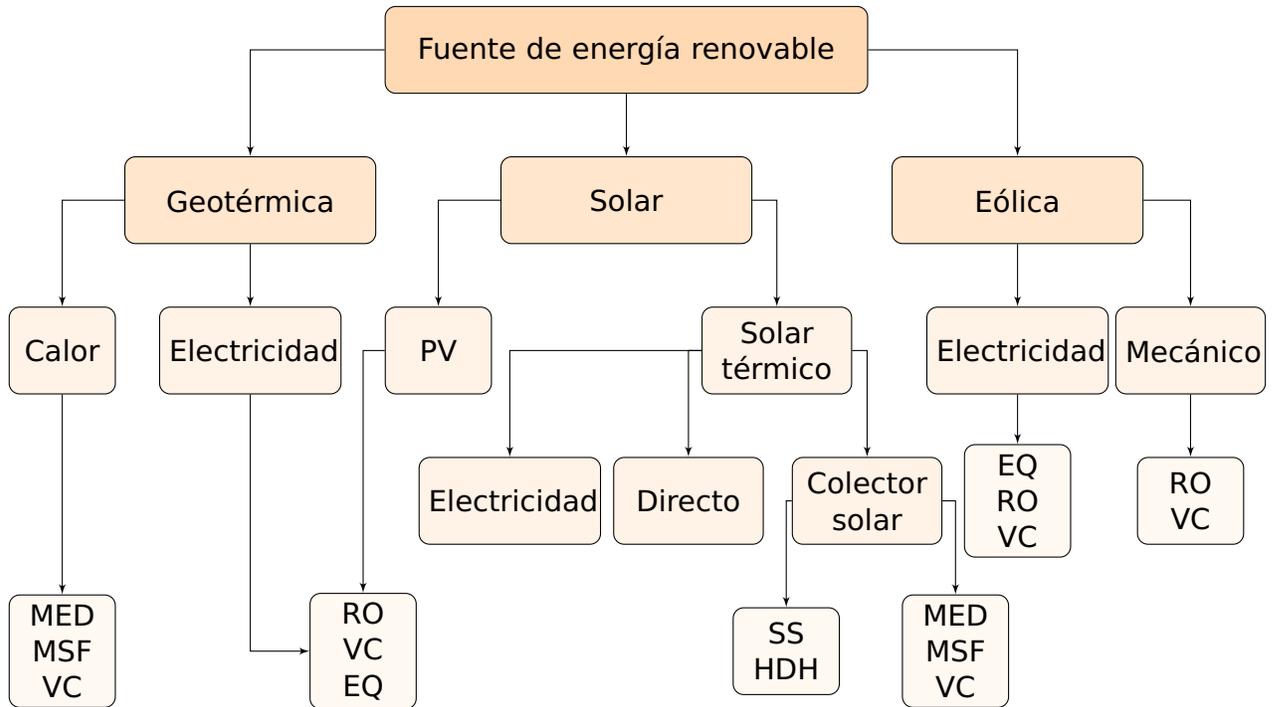


Figura 2. Combinaciones entre las fuentes renovables para los sistemas de desalación.

ejemplo, se ha reportado que la cantidad de energía térmica necesaria en un sistema HDH para producir un metro cúbico de agua pura es de 120 kWh/m^3 , mientras que se requieren solamente 3 kWh/m^3 de energía eléctrica (Youssef *et al.*, 2014). El uso de fuentes de energía renovable térmica para la desalinización por métodos térmicos presenta una ventaja económica sobre otros procesos de desalinización, debido al gasto nulo de combustibles empleados en su operación, al no componerse de unidades complejas y a la sencillez en su funcionamiento (Li *et al.*, 2014; Sharon y Reddy, 2015).

Recientemente, se ha prestado considerable atención al uso de fuentes de energías renovables para la desalinización, especialmente a pequeña escala (Hamed *et al.*, 2015; Diaf *et al.*, 2016) en comunidades aisladas, ubicadas en zonas áridas cercanas a las costas o en islas, debido a los altos costos de los combustibles fósiles, a las dificultades para obtener éstos, al interés en reducir la contaminación atmosférica y la falta de red pública eléctrica (Mathioulakis *et al.*, 2007; Qiblawey y Banat, 2008). La energía solar puede colectarse sencillamente, y además puede convertirse en energía térmica aprovechable con una muy alta eficiencia (Chandrashekar y Yadav, 2017), si se logra reducir al máximo las pérdidas.

1.2.5. Impacto ambiental de la desalinización

Uno de los impactos ambientales más importantes de la desalinización es el deshecho de la salmuera, debido a que puede causar desequilibrios en el medio marino al no ser retornado de un modo apropiado (Sadhvani *et al.*, 2005). En México se cuenta con una norma (PROY-NOM-013-CONAGUA-2015) donde se indican las especificaciones y requisitos para las tomas y descargas de plantas desalinizadoras. En dicha norma se establece que los sólidos disueltos totales en un radio no mayor a 100 m de cada punto de descarga sea ± 1.15 veces las condiciones naturales del cuerpo receptor y la temperatura ± 2 °C,

También se puede considerar como impacto ambiental, pero de manera indirecta, a la generación de energía requerida para la alimentación de los sistema de desalinización, sobre todo si los combustibles utilizados son de origen fósil. Por lo que, cada vez que se requiera de un sistema de desalación de agua se debe considerar la construcción de un sistema de generación de energía para satisfacer la demanda de dicho sistema. Por lo tanto, es importante tomar en cuenta la alternativa de las fuentes renovables de energía, para cubrir la demanda requerida en los próximos años en la industria de la desalinización.

1.2.6. Desalinización por humidificación-deshumidificación

En la figura 3 se presenta el diagrama esquemático de un desalinizador HDH, el cual consiste principalmente de dos cámaras. En la cámara de humidificación se hacen circular aire y agua salada con ciertas condiciones, que al entrar en contacto el aire absorbe humedad producto de la evaporación del agua. Enseguida este aire entra a la segunda cámara, donde el agua pura se obtiene cuando la humedad contenida en este aire se condensa al transferir calor latente de condensación a un fluido de enfriamiento. La dirección de los flujos de los fluidos de trabajo uno con respecto al otro, tanto en el evaporador como en el condensador, pueden ser a contra-flujo, flujos paralelos o flujos cruzados. En la figura 3 se muestra un sistema HDH a contra-flujo, esta configuración se le conoce así debido a que los fluidos de trabajo ingresan y salen de las torres por accesos opuestos, lo que produce una circulación de los fluidos en direcciones opuestas.

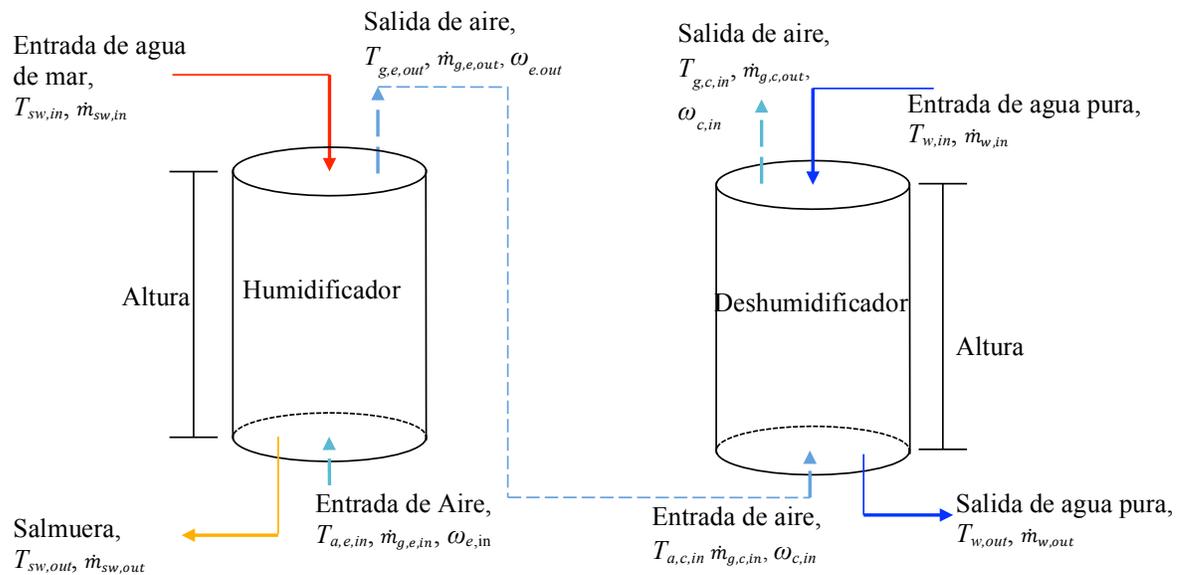


Figura 3. Diagrama esquemático de un sistema HDH a contra flujo.

A pesar de que la concentración de sales del agua desalada con un sistema HDH es de las más altas (400 ppm) y que el costo de producción por métodos convencionales para estos sistemas ronda los 3.39 dólares por m^3 (Youssef *et al.*, 2014), la desalinización HDH es una de alternativas más atractivas para la purificación de agua salada a pequeña escala en localidades remotas en donde no se cuente con una conexión a la red eléctrica, ya que permite una mayor diversificación en la aplicación de fuentes alternativas de energía (Hamed *et al.*, 2015), puesto que la energía térmica que usa es de baja temperatura, además de ser sistemas de desalinización de bajo consumo de energía eléctrica.

A los desalinizadores HDH se les puede clasificar de tres maneras diferentes y es de acuerdo a ciertas características. La primera clasificación que por la fuente de energía que utilizan, estas fuentes pueden ser solar, convencional, geotérmico, de desecho industrial o alguna combinación de las anteriores (híbrido). La posibilidad de poder alimentar estos sistemas con diferentes fuentes de energía los hace atractivos, debido a que aumentan las alternativas de los sistemas de generación de energía que pueden trabajar en conjunto. La propiedad que les permite tener esta característica es que la temperatura del agua salada de entrada al sistema no tiene que alcanzar el punto de ebullición (100°C) (He *et al.*, 2015; Diaf *et al.*, 2016) para convertirse en humedad, por lo cual se pueden usar fuentes de energía que se clasifican como 'calor de bajo grado' y que son fuentes con una mayor disponibilidad.

La segunda clasificación que se les da a los sistemas HDH es por la configuración del ciclo. Los nombres que se les da a los sistemas en esta clasificación indican la configuración de los ciclos de los fluidos dispuestos en el sistema, estos son:

1. Sistemas HDH de ciclo de aire cerrado y de agua abierto, ciclo de aire cerrado es aquel en el cual el aire circula en un circuito cerrado entre el humidificador y el deshumidificador y el agua y la salmuera se desaloja del sistema.
2. Sistemas HDH de ciclo de aire abierto y ciclo agua cerrado, en esta configuración el aire que es calentado, humidificado y parcialmente deshumidificado se deja escapar al ambiente y la salmuera se calienta y se regresa nuevamente al evaporador con un incremento de agua de mar como repuesto al agua evaporada.
3. Sistemas HDH de ciclo de aire y de agua abiertos, en este caso los dos fluidos se desechan del sistema después de pasar por el proceso de evaporación y condensación.

El tercer criterio de clasificación es con base en el afluente del fluido de trabajo a calentar, esto es porque antes de la humidificación se puede calentar el agua salada, el aire (Yamali y Solmus, 2008; Nematollahi *et al.*, 2013; Siddiqui *et al.*, 2016) o ambos (Fouda *et al.*, 2018; Mahdizade y Ameri, 2018), antes de entrar al evaporador. Como cada una de las características antes mencionadas impactan en el rendimiento de los desalinizadores HDH, en la literatura se puede encontrar diversos trabajos cuyos objetivos son el determinar el impacto de cada una de las configuraciones antes mencionadas en el rendimiento de los sistemas y así poder incrementar la eficiencia y reducir los costos de fabricación en estos dispositivos.

El hecho de tener por separado las cámaras de evaporación y condensación, representa una ventaja en la productividad de los HDH sobre los destiladores solares en los que el proceso se lleva a cabo en una misma cámara. En uno de los primeros trabajos experimentales sobre los HDH (Farid y Al-Hajaj, 1996) se reportó que la producción de agua purificada con un prototipo de HDH es tres veces mayor (6 l/día por m² de área de captación solar) que la producción de los sistemas de desalación solar de invernadero pasivos (SIP), los cuales tienen una productividad equivalente a 2 l/día por m². Además, empleando esta configuración se puede recuperar una proporción impor-

tante de calor al usar el agua salada como fluido de enfriamiento en el condensador, aprovechando así el calor latente de condensación del aire húmedo para producir el agua pura y precalentar el agua salada. En el estudio antes mencionado, los autores construyeron un prototipo de HDH con un ciclo cerrado de aire; el suministro de energía se obtuvo de calentadores solares planos, con lo que se alcanzaron temperaturas máximas de 65 °C del agua salada de suministro.

Por otro lado, en los primeros estudios teóricos que se han realizado sobre el desempeño de los sistemas HDH (Orfi *et al.*, 2007; Yamali y Solmus, 2007; Li *et al.*, 2006; Farid *et al.*, 2003; Fath y Ghazy, 2002; Nawayseh *et al.*, 1997), con la finalidad de determinar la influencia de cada variable de operación sobre el rendimiento de los sistemas estudiados, los principales parámetros evaluados son los coeficientes de transferencia de calor y masa. En uno de los estudio antes mencionados (Nawayseh *et al.*, 1997) se desarrolló un programa de cómputo donde se aplican las ecuaciones de transferencia de calor y las de los balances de masa y de energía, en la salida del condensador y del evaporador. Con el simulador se realizó un análisis paramétrico en los cuales se variaron los valores de las variables de operación: las áreas de transferencia de calor en el evaporador y en el condensador, el flujo del agua de alimentación y el flujo de aire.

Del estudio mencionado anteriormente, se comprobó que conforme se incrementan el área de condensación y el área de evaporación, la productividad del sistema aumenta. Sin embargo, al alcanzar determinadas áreas el cambio en la productividad deja de ser representativo, por lo que existen parámetros óptimos que son los que se persiguen. También, se observó que el flujo de agua salada tiene un efecto significativo en la productividad, por lo que también se debe buscar su valor óptimo. Por otro lado, el flujo de aire no afecta significativamente a la productividad. Cuando el sistema se opera a altas temperaturas el flujo del aire puede ser pequeño (circulación natural), mientras que, si se opera a bajas temperaturas, el flujo del aire debe producirse con un ventilador.

En otro estudio experimental y teórico (Amer *et al.*, 2009) se analizaron tres tipos de materiales de relleno en el humidificador, los cuales fueron: sacos de fibra natural, tiras delgadas de madera chapada y hojas de PVC. La zona de condensación se aprovechó para precalentar el agua salada, utilizando como intercambiador de calor un serpentín

aletado de cobre. Durante las pruebas, se dejaba que el sistema llegara al estado estacionario para medir los flujos máscicos y las temperaturas tanto del agua como del aire en las entradas y salidas del humidificador y deshumidificador, la humedad relativa del aire en la entrada y en la salida de cada zona, y la productividad del sistema.

De los resultados obtenidos en el trabajo antes mencionado se concluyó que el aumento en la temperatura del agua en la entrada del humidificador provoca aumento en el resto de los parámetros de operación. También, conforme aumenta el flujo máscico del agua salada, la temperatura del agua en la salida del condensador disminuye y el resto de los parámetros aumenta. En el caso de que el flujo máscico de aire aumente, la temperatura y humedad del aire en la entrada del condensador disminuye. La mayor productividad alcanzada por este prototipo fue de 5.8 l/h, con el mayor flujo agua salada en la entrada del humidificador, igual a 2.8 kg/min y con una temperatura de 85 °C, además usando tiras delgadas de madera chapada como relleno.

En uno de los trabajos más recientes (Hamed *et al.*, 2015) se analizó un sistema HDH de ciclo cerrado, con recuperación de calor en el deshumidificador y el calentamiento del agua salada se realizó con un calentador solar de tubos evacuados. Reportan una producción de agua destilada de 22 l/día (8.03 m³/año) con un costo de producción de \$57.80 USD por m³ de agua.

En otro trabajo teórico y experimental (Elminshawy *et al.*, 2015), los autores presentaron un estudio sobre el incremento en la producción en un novedoso sistema HDH solar. El sistema contó con precalentamiento del agua salobre, aprovechando el calor en el deshumidificador. Consideraron el sistema novedoso porque la zona de humidificación también funcionó como un calentador solar, la cual tiene una pantalla exterior que le refleja más energía solar. Además, incluyeron dos calentadores eléctricos en esta misma zona. El sistema generó 30.3 l/día (11.059 m³/año) por m³ de captación solar, con una eficiencia máxima de 77 % y un costo de producción de \$35.00 USD por m³.

En otros estudios (Nada *et al.*, 2015a,b) se mostraron los resultados experimentales obtenidos al poner a trabajar un sistema HDH en conjunto con un sistema de aire acondicionado por humidificación. Con esta configuración, además de suministrar aire

condicionado a un espacio, y con ciertas condiciones del aire de entrada (temperatura igual a 25 °C, flujo másico de 0.232 kg/s y humedad específica de 0.0185 kg_v/kg_g) se lograron producciones máximas de 8.5 kg/h.

Los costos de producción de los sistemas HDH presentados en estos últimos trabajos aún son elevados en comparación con los costos del agua potable que se tiene en la red pública, por lo que es necesario continuar con la investigación en la mejora de estos sistemas HDH.

Una evaluación energética de diferentes tipos de plantas de desalinización (Youssef *et al.*, 2014) indica que el consumo de energía eléctrica por metro cúbico de agua potable producida en una planta de ósmosis inversa es de 8.2 kWh/m³. Mientras que el consumo de energía total de producción, tomando en cuenta las fuentes de energía eléctrica y térmica, para una planta MED es de 20 kWh/m³, donde sólo el consumo de la energía eléctrica es de 3.8 kWh/m³; para una planta MSF, el consumo total de producción es de 24.6 kWh/m³ aproximadamente, con la contribución de la energía eléctrica de 5.2 kWh/m³. Es por esto que los sistemas termomecánicos de desalinización se vuelven atractivos puesto que pueden lograr ahorros de más del 75% del gasto en el consumo de energía, debido a que son sistemas que usan energía térmica de bajo grado, la cual puede suministrarse de fuentes renovables o de desecho.

Con el objetivo de elevar la productividad en estos sistemas, en otro trabajo (Zamen *et al.*, 2014) se realizaron la evaluación teórica y experimental de una planta de HDH de varias etapas, donde se determinó que el sistema de dos etapas es el de mejor rendimiento, debido a que con el aumento de etapas se incrementa el costo de fabricación del sistema y el incremento en la productividad no es significativo. En el estudio de sistemas de varias etapas se mostró que en las primeras etapas, en las que el agua salada tiene la mayor temperatura, se obtienen productividades más altas. Conforme aumenta el número de etapas, la temperatura del agua disminuye, por lo que se requiere de una mayor proporción entre agua salada y aire para incrementar la productividad. De ahí que se hace necesario el uso de ventiladores para producir en el aire una circulación forzada.

El prototipo del trabajo anterior se diseñó con la capacidad de producir 500 l/día y usa como fuente de energía un sistema de calentadores solares con 80 m² de área

de captación. El relleno del humidificador es con camas de polipropileno. Como deshumidificadores se usan intercambiadores de calor de un tubo de cobre con aletas de aluminio. Al sistema de calentamiento está adaptado un sistema de control que lo enciende cuando el sistema solar alcanzaba los 70 °C y lo apaga cuando llegaba a 50 °C. El prototipo alcanza un flujo másico de agua salada máximo de 1400 l/h. Se observó que la productividad depende de la temperatura del agua salada, por lo que con temperaturas del agua mayores a 80 °C, la productividad llegó hasta 580 l/día (o 7.25 l/día m² por colector solar). Además, se encontró que un sistema de dos etapas puede recuperar el 50 % de energía requerida por el sistema, aprovechando el precalentamiento de agua salada en el condensador; esto es porque en la primera etapa se puede recuperar 35 % de la energía y 15 % en la segunda etapa.

En otro estudio teórico experimental (Hamed *et al.*, 2015) se incluyó un análisis económico de un sistema HDH, donde se reportó un costo total fijo del prototipo igual a \$1,442.00 (USD) y, tomando en cuenta un costo variable del 20 % del costo fijo por año, un periodo de vida útil de 10 años y una productividad de 22 l/día, obtuvieron el costo de producción por litro de agua purificada igual a \$0.0578 (USD), es decir \$57.80/m³ (USD). Es un sistema de ciclo cerrado de aire y para el calentamiento del agua salada cuenta con un calentador solar con un área de captación de 2 m². El deshumidificador consiste de una coraza cilíndrica y en su interior contiene un serpentín con aletas corrugadas de cobre de 1.27 cm de diámetro exterior y 15 m de longitud, en donde al igual en los trabajos antes mencionados, se precalienta el agua salada con el calor latente de condensación.

Por otro lado, en un estudio analítico (Alnaimat *et al.*, 2013) se desarrolló un modelo matemático para evaluar la operación transitoria de un sistema HDH. El trabajo incluyó un intercambiador de calor de contacto directo en el deshumidificador. Alnaimat *et al.*, 2013, comprobaron que cuanto mayor sea el almacenamiento de calor latente de condensación dentro del sistema, mayor será la temperatura de operación, y como consecuencia se tendrá una mayor productividad. Los autores proponen que el sistema se inicie con su operación después de haber transcurrido una parte del día, para que el sistema se encuentre a mayor temperatura. Por lo contrario, si comienza a operar al inicio del día, la temperatura de operación será menor provocando disminución en la producción. En dicho estudio reportaron una productividad de 6.3 l/día m² de colector

solar y un consumo específico de energía igual a 3.6 kWh/m³.

En la literatura se ha mostrado que los dos principales factores que influyen, tanto en el ahorro de energía como en la productividad de los sistemas, son los parámetros a los que entra al sistema el agua salada y el método de condensación. Tomando en cuenta lo anterior, en este trabajo se planteó como primera etapa el desarrollo de un programa de cómputo para simular condiciones de operación de los diferentes componentes de un prototipo de HDH con la configuración propuesta en este trabajo. Las simulaciones servirán para determinar los principales factores de operación del proceso de humidificación y de deshumidificación del aire en intercambiadores de calor de contacto directo, en la presencia de diferentes sustancias, y con diversas configuraciones y geometrías.

En los últimos años, el principal desafío en el que se han dirigido los desarrollos de los sistemas HDH es el de determinar diseños económicamente viables (Mathioulakis *et al.*, 2007) para su implementación en comunidades aisladas de redes públicas de distribución de energía, ubicadas en litorales de regiones áridas. Para lograr lo antes mencionado se han aplicado principalmente dos tipos de medidas, la primera es la de modificar la configuración de los sistemas y la segunda es la de acoplar otras máquinas térmicas con las que se puedan aprovechar ciertos estados termodinámicos de los fluidos de trabajo de los sistemas HDH.

Ejemplos de nuevas configuraciones en los desalinizadores HDH son:

1. Uso de diferentes materiales de relleno (madera (Al-Hallaj *et al.*, 1998), papel (Dai *et al.*, 2002), cartón corrugado (Chafik, 2003), vinil (Nafey *et al.*, 2004), plástico (Yamali y Solmus, 2008)).
2. Recuperación de calor (Capocelli *et al.*, 2018).
3. Extracción de aire (Narayan *et al.*, 2013; McGovern *et al.*, 2013; Chehayeb *et al.*, 2014).
4. Operación del sistema en múltiples etapas (Kang *et al.*, 2016).

También se han realizado trabajos teórico-experimentales donde se ha analizado el efecto de diversas modificaciones de los sistemas HDH sobre su rendimiento, por ejem-

plo se ha estudiado la influencia de extracciones de aire a lo alto del evaporador (Miller y Lienhard, 2013; McGovern *et al.*, 2013; Chehayeb *et al.*, 2014), otra línea de investigación es el de realizar el proceso de desalinización en más de una etapa (Zamen *et al.*, 2014; Chehayeb *et al.*, 2015).

Además, se ha estudiado la combinación de las unidades HDH con otros dispositivos de desalación, como RO (Jamil *et al.*, 2018), SS (Sharshir *et al.*, 2016a,b; Abdullah *et al.*, 2018), MSF (Kabeel *et al.*, 2013a; Kabeel y El-Said, 2013b) u otros dispositivos. La finalidad de estas combinaciones es la de ahorrar energía mediante el enlace de determinada etapa del sistema HDH con cierto proceso de estos dispositivos diferentes al de desalinización. Ejemplos de estos dispositivos son: ciclos de refrigeración (Srit-har *et al.*, 2018), acondicionamiento de aire (Nada *et al.*, 2015a,b), bombas de calor (Xu *et al.*, 2018; Shafii *et al.*, 2018; Lawal *et al.*, 2018), coogeneración de energía (He *et al.*, 2016a) entre otros. Además, otra ventaja de los sistemas HDH es que es posible desarrollar sistemas que operen de manera continua, esto se puede lograr, por ejemplo, usando energía de desechos (He *et al.*, 2016b; Chiranjeevi y Srinivas, 2016; He *et al.*, 2019, 2016c) o energía geotérmica (Mohamed y El-Minshawy, 2009; Elminshawy *et al.*, 2016). En un análisis termoeconómico (He *et al.*, 2018), se descubrió que en el sistema HDH alimentado por calor residual, el costo del agua desalada fue de \$0.02/kg, que es considerablemente más bajo que el costo de producción obtenido con el prototipo solar propuesto en un trabajo realizado un año anterior (Zubair *et al.*, 2017), el cual fue de \$0.04/kg, esto debido a que la producción anual de 16,430 kg fue muy pequeña como resultado de la intermitencia de la radiación solar. Mientras que una fuente de calor residual puede estar fácilmente disponible durante más horas al año en comparación con una fuente de energía solar.

En otra publicación (Mahmoud *et al.*, 2018), se presenta el estudio de un sistema híbrido compuesto por un sistema HDH y un SS alimentados por concentradores solares y paneles fotovoltaicos, produciendo agua con la generación simultánea de calor y electricidad, concluyendo que en su sistema al reducir el flujo másico del aire de 1.5 kg/s hasta 0.1 kg/s, aumenta la producción de 77.2 kg/m² a 139.7 kg/m², lo que puede llevar a operar éste por circulación natural del aire, prescindiendo del uso de ventiladores. Así mismo, el uso del concertador solar aumentó significativamente la producción de 59.61 kg/m² hasta 129.2 kg/m². Además, al precalentar los fluidos de

trabajo con el calor recuperado al enfriar los paneles fotovoltaicos, aumentó la producción de agua y la generación energía eléctrica, de una producción de 129.2 kg/m² a 139.7 kg/m².

En un trabajo reciente (Kabeel y Abdelgaied, 2018) se analizó un sistema de desalinización HDH acoplado con uno de secado solar, sus resultados experimentales muestran que la eficiencia térmica aumentó un 29% a medida de que el flujo másico de aire de recirculación aumentaba de 50 m³/h a 75 m³/h, y la productividad del agua desalada aumenta de 29.55 l/día a 42.3 l/día. En los casos mencionados anteriormente, ya sean sistemas híbridos o combinaciones con otros métodos de desalinización, se mejoró el rendimiento total de los sistemas, lo que demuestra la flexibilidad de HDH. También, es posible operar con el flujo de aire por convección natural, sin embargo la productividad disminuye debido a los bajos coeficientes de transferencia de masa y calor como lo muestran otros trabajos (Kabeel y El-Said, 2013a; Karhe y Walke, 2013; Abdelmoez *et al.*, 2014; Giwa *et al.*, 2016).

1.3. Desalinización por humidificación-deshumidificación por contacto directo

Las capacidades típicas de las unidades de desalinización HDH son inferiores a 1 m³/día; sin embargo, se han reportado aumentos en la producción a expensas de grandes instalaciones de calentamiento solar (Yuan *et al.*, 2011; Srithar y Rajaseenivasan, 2018). Los intentos de aumentar la producción se han hecho a través de combinaciones de HDH con otros procesos energéticos, como se mencionó anteriormente, o implementando técnicas alternativas de los procesos de evaporación y condensación. Buscando que el beneficio de este último enfoque sea la reducción de costos de inversión. Una manera eficiente de mejorar la tasa de evaporación del agua de mar es el rellenar el humidificador con algún tipo de material con la finalidad de aumentar al máximo el área de contacto entre el agua de mar y el aire (Zhang *et al.*, 2018; Mehrgoo y Amidpour, 2012; Sharqawy *et al.*, 2014).

A pesar de que el material de relleno es beneficioso para el sistema, éste provoca caídas de presión que son significativas, por lo que se requieren de equipos de bombeo mayores, provocando un aumento en los costos de inversión, operación y mante-

nimiento. Además, con los materiales de empaquetamiento se presentan problemas de acumulación de sales, incrustaciones y corrosión. Aparte de esto, en otro estudio (Hamed *et al.*, 2015) se indicó que el 4.85% del costo total del sistema de desalinización corresponde al material de relleno del humidificador y el 12.48% se le atribuye al intercambiador de calor del deshumidificador, lo que significa que eliminando estos dos se podrían ahorrar un poco más del 15%. Por lo tanto, para disminuir costos, se han propuesto configuraciones libres de materiales de relleno y la sustitución de intercambiadores de calor de tubos (Giwa *et al.*, 2016).

Una alternativa a la eliminación del relleno dentro del humidificador consiste en rociar el agua de mar caliente en el flujo de aire. El agua de mar se rocía de arriba hacia abajo mientras que el aire puede circular de manera perpendicular, a contra flujo o flujo paralelo. De esta manera, la superficie de contacto entre ambos fluidos es el área de las gotas de agua, disminuyendo considerablemente la caídas de presión. Dicha posibilidad se analizó en un trabajo (Franchini *et al.*, 2015), donde se concluyó que no se logra diferencia significativa en la producción de agua dulce al dejar de implementar los materiales de empaque, lo que sugiere que la utilización de dichos componentes puede resultar factible. En el deshumidificador, Franchini *et al.*, 2015 utilizaron un intercambiador de calor de tubos metálico de aire-agua. También, concluyen que se podría incrementar la producción al agregar un condensador mas grande con el propósito de aumentar el área de transferencia en su deshumidificador.

Por otro lado, en un estudio (Niroomand *et al.*, 2015) realizado en el mismo año que el de Franchini *et al.*, 2015, se analizó la misma posibilidad, pero ésta se aplicó en el deshumidificador en una arreglo de flujo perpendicular. El agua fría se roció verticalmente en la corriente de aire caliente y húmedo que fluía horizontalmente. Llegaron a la conclusión de que los beneficios de usar un deshumidificador de contacto directo eran considerables porque aún se alcanzaban importantes tasas de producción de agua dulce (hasta 25 kg/h), evitando caída de presión y corrosión asociados al uso de intercambiadores de calor metálicos, aunado al ahorro económico por eliminar dicho componente.

En este contexto, se puede ver que el uso simultáneo de humidificadores y deshumidificadores de contacto directo puede ser muy conveniente. Sin embargo, en la literatura no se han encontrado sistemas con dicha configuración, existen estudios

donde usan exclusivamente un intercambiador de contacto directo, ya sea en el evaporador o en el condensador. Para el caso del evaporador se le da preferencia el uso de algún material de relleno, y para el condensador se prefiere el uso de un intercambiador metálico de calor de tubos. Por lo tanto, el objetivo de esta investigación es estudiar el rendimiento térmico y las características operativas de un sistema HDH de desalinización con intercambiadores de contacto directo en el humidificador y deshumidificador, e identificar los parámetros con mayor efecto sobre el aumento de su producción de agua dulce.

En el sistema estudiado en este trabajo, se propone una configuración de contraflujo para la circulación de los fluidos de trabajo dentro de ambas unidades (el evaporador y el condensador), para obtener los gradientes de temperatura lo más altos posibles entre las gotas de agua y el aire. Para el análisis teórico se plantea un modelo matemático basado en balances de energía y masa, considerando los mecanismos de transferencia de calor y masa que intervienen en el sistema. Para la discretización espacial de cada unidad se considerará un esquema de diferencias finitas para obtener el comportamiento de las variables a lo largo de las cámaras del HDH; asimismo, se considera que las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo son variables a lo largo de las cámaras debido a que dependen de la temperatura, presión, y en el caso del aire, de la humedad específica.

Además, con el objetivo de validar los resultados teóricos se plantea la construcción y caracterización de un banco de pruebas experimental del sistema HDH usando como evaporador y condensador dos intercambiadores de calor de contacto directo. De tal manera que este trabajo teórico-experimental pretende determinar los parámetros de mayor influencia del sistema HDH aquí propuesto, para que dichos criterios permitan el diseño y construcción de una instalación HDH operada con fuentes de energía renovables y de bajo costo de fabricación. En estas pruebas experimentales se midieron las variables termo-físicas necesarias para la comparación, y a su vez la comprobación, de los resultados obtenidos con el programa de cómputo realizado en la primer etapa de este trabajo.

Los resultados obtenidos de este trabajo teórico-experimental proporcionarán una base para el diseño y la construcción de una instalación HDH operada con energía solar térmica. Dado que se conocerán los parámetros relevantes del sistema de desaliniza-

ción planteado, se contribuirá a la obtención de un sistema con costo bajo de fabricación.

1.4. Hipótesis y objetivos

El objetivo de esta investigación es estudiar el rendimiento térmico y las características operativas de un sistema de desalinización usando intercambiadores de calor de contacto directo e identificar los parámetros clave para mejorar su producción de agua dulce. Con esto se busca sustituir el uso de materiales de relleno e intercambiadores de calor indirectos, que son componentes que influye negativamente en su rendimiento. Estos provocan corrosión, acumulación de sales en el humidificador y caída de presión en el evaporador y el condensador, teniendo como consecuencias reducción de la eficiencia térmica, aumento en el costo de mantenimiento y aumento en el consumo de energía por parte del ventilador.

La primera etapa de esta investigación se centra en el desarrollo de un modelo matemático junto con un programa de cómputo para analizar el efecto de los principales parámetros de operación sobre las tasas de evaporación y condensación; es decir, la influencia de la velocidad del aire y las gotas, la temperatura del agua salada de entrada al humidificador, los flujos másico del aire, del agua de mar y el agua de enfriamiento sobre la producción de agua pura.

Este análisis matemático considera el cambio de las propiedades termo-físicas a lo alto del humidificador y del deshumidificador, la simulación matemática será de utilidad para determinar los efectos de los parámetros geométricos de diseño en el rendimiento del sistema HDH propuesto.

Adicionalmente, se realizará la construcción e instrumentación de un banco de pruebas capaz de representar a una planta de desalinización HDH integrada por humidificador y deshumidificador de tipo de intercambiador de calor de contacto directo, utilizando una configuración a contra flujo. Posteriormente, se realizará un estudio experimental en el banco de pruebas para comparar los resultados teóricos obtenidos en la etapa de simulación.

1.4.1. Hipótesis

La desalinización mediante un sistema HDH dispuesto con intercambiadores de calor de contacto directo tiene un rendimiento similar a un sistema HDH con empaquetamiento, con ventajas en su construcción, mantenimiento y operación.

1.4.2. Objetivos

1.4.2.1. Objetivo general

Determinar el rendimiento y los parámetros termodinámicos y geométricos de mayor influencia en un sistema HDH implementado intercambiadores de calor de contacto directo en el humidificador y el deshumidificador.

1.4.2.2. Objetivos específicos

- Establecer teóricamente la operación del evaporador y condensador usándolos como intercambiadores de calor de contacto directo.
- Desarrollar programas de cómputo para predecir el funcionamiento de los intercambiadores de calor del sistema HDH bajo diversas condiciones de operación.
- Diseñar, construir y caracterizar los intercambiadores de calor del tipo de contacto directo líquido-gas que operarán como humidificador y deshumidificador.
- Establecer teórica y experimentalmente los parámetros termodinámicos y geométricos de mayor influencia en el rendimiento del sistema HDH.
- Diseñar, construir y caracterizar un sistema de desalinización HDH formado por intercambiadores de calor de contacto directo para ser utilizado como banco de pruebas experimentales.

Capítulo 2. Modelo matemático y simulación numérica

En los intercambiadores de calor de contacto directo analizados en este trabajo se presentan simultáneamente la transferencia de calor y de masa. Esto es, se presenta un proceso en el que el agua sufre un cambio de fase debido a que cede o gana energía del aire, por encontrarse estos fluidos a temperaturas diferentes, y un proceso de difusión del vapor de agua en el aire, el vapor se difunde en el aire debido a la diferencia de concentración másica presente en la interfase del agua y en la zona alejada a esta zona. Algunas aplicaciones industriales importantes donde se aprovecha la transferencia simultánea de calor y masa son: enfriamiento por evaporación, combustión de combustibles fósiles en forma de gotitas, etc., además de procesos naturales como la lluvia.

La transferencia de calor que se efectúa en dichos intercambiadores es por el mecanismo de convección, debido a que se efectúa entre la superficie de las gotas y el aire adyacente, los cuales se encuentran a diferentes temperaturas y en movimiento. Así mismo, la transferencia de masa se lleva a cabo por el mecanismo de convección de masa, que de manera semejante a la transferencia de calor por convección, es la que se efectúa en fluidos en movimiento y por la presencia de una diferencia en la concentración de un componente de la mezcla, en este caso del vapor de agua en el aire.

2.1. Descripción del sistema

El sistema de desalinización HDH analizado en este trabajo se muestra en la figura 4 representado con un diagrama de bloques. Tanto el humidificador como el deshumidificador son de forma cilíndrica con determinada altura (H) y no contienen materiales de relleno, de ahí que éstos únicamente contengan a los fluidos de trabajo en un estado de contacto directo. Por la parte superior del humidificador se introduce el agua de mar caliente proveniente del sistema de calentamiento (1), ésta se pulveriza uniformemente en forma de cono por medio de una boquilla de aspersión para garantizar que las gotas cubran toda la sección transversal del cilindro. Estas gotas de agua de mar caen verticalmente debido al efecto de la gravedad. Aire atmosférico se introduce por la parte inferior de la columna (2) y pasa por el humidificador de manera ascen-

dente, éste se encuentra a una temperatura inferior a la del agua de mar. De esta manera, las gotas de agua de mar y el aire entran en contacto directo en un arreglo a contraflujo.

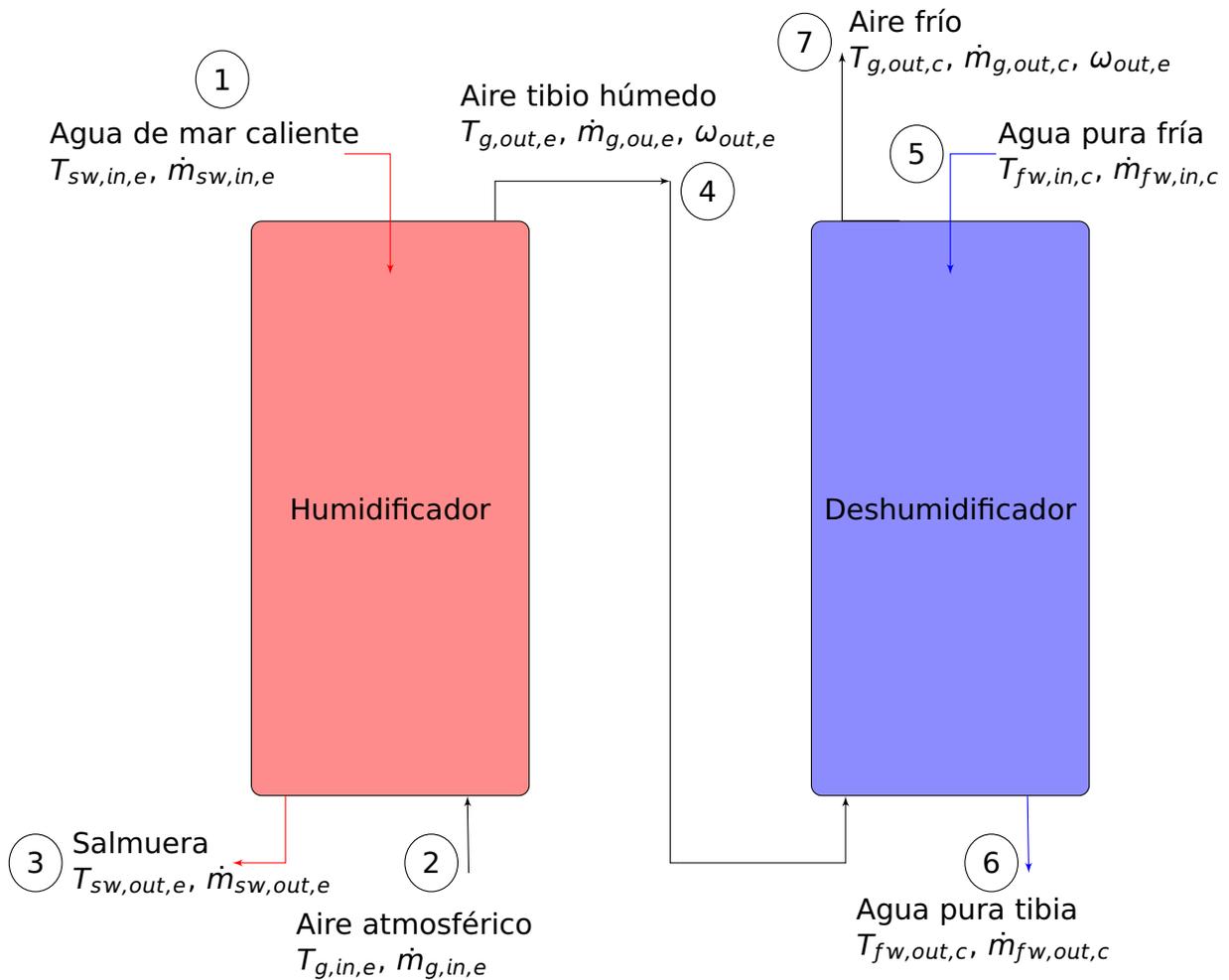


Figura 4. Diagrama del sistema de desalinización HDH.

Dada la diferencia de temperatura entre ambos fluidos y la diferencia de concentración de vapor contenido en el aire, en la interfase de las gotas y en el aire, se produce la transferencia de calor y masa mediante el proceso de evaporación de vapor de agua, provocando un incremento de temperatura y humedad en el aire. A medida que el agua de las gotitas se evapora, su temperatura disminuye.

En el fondo del humidificador se colectan estas gotitas, esta nueva solución sale por la parte inferior del humidificador (3) con una concentración salina mayor, a lo que se le conoce como salmuera. Dependiendo de las condiciones de entrada de ambos fluidos y de la longitud de la columna humidificadora, el aire que sale por la parte

superior de la unidad (4) puede o no alcanzar el estado de saturación. Por lo general, se busca que salga en el estado de saturación y con la mayor temperatura posible.

En la siguiente etapa, el aire procedente del humidificador ingresa al deshumidificador por la parte inferior. De la misma manera que en el humidificador, se rocía agua dulce fría por la parte superior del deshumidificador (5) para obtener una configuración de contraflujo y para que las gotitas ocupen la sección transversal de manera uniforme. A medida que el aire asciende por la columna, su temperatura y su presión de saturación disminuyen produciendo la condensación. Este vapor se condensa en la superficie de las gotas, aumentando así la masa y temperatura de éstas.

El agua pura se colecta en el fondo del deshumidificador (6), en este estado el flujo másico aumenta debido a la adición de agua producida por el proceso de condensación. La extracción de aire del sistema es por la parte superior del deshumidificador (7), el cual puede salir en estado de saturación o no saturación dependiendo de las características y parámetros utilizados en esta parte de la unidad HDH.

2.2. Modelo matemático

2.2.1. Mezcla aire-vapor de agua

Para analizar la transferencia de masa por convección es importante conocer las propiedades de la mezcla binaria de aire seco y vapor de agua. Sin embargo, sin la presencia de vapor de agua (humedad) ni las impurezas contenidas normalmente en el aire atmosférico, al aire seco se le considera una mezcla de todos los gases contenidos en la atmósfera (N_2 , O_2 , Ar, CO_2 , H_2 , etc.) .

En la mezcla aire seco y vapor de agua, las propiedades en común entre el aire seco y el vapor de agua son la temperatura de bulbo seco (T_{bs} y el volumen total (V_g), por lo que:

$$\begin{aligned} V_g &= V_a = V_v \\ T_{bs} &= T_a = T_v \end{aligned} \tag{1}$$

donde V_a es el volumen del aire seco, V_v es el volumen del vapor de agua, T_a es la temperatura del aire seco y T_v es la temperatura del vapor de agua. La presión

atmosférica (P_{atm}) se puede considerar como la suma de las presiones parciales del aire seco (P_a) más la del vapor de agua (P_v), se calcula usando la ley de Dalton o ley de las presiones parciales para procesos isobáricos. En este caso se considera que la presión a la que se llevan a cabo los procesos de evaporación y condensación es igual a una presión estándar:

$$P_g = P_a + P_v = 101\,325 \text{ Pa} \quad (2)$$

Y la masa de la mezcla (m_g) es la suma de la masa de aire seco (m_a) más la masa de vapor de agua (m_v):

$$m_g = m_a + m_v \quad (3)$$

Por lo que, las densidades de la mezcla (ρ_g) y de cada componente son:

$$\begin{aligned} \rho_g &= \frac{m_g}{V_g} \\ \rho_a &= \frac{m_a}{V_g} \\ \rho_v &= \frac{m_v}{V_g} \end{aligned} \quad (4)$$

La concentración de masa también puede expresarse en términos de la fracción de masa (w) del componente i como:

$$w_i = \frac{m_i}{m_g} = \frac{m_i/V_g}{m_g/V_g} = \frac{\rho_i}{\rho_g} \quad (5)$$

En el caso de la mezcla aire húmedo, se tiene la siguiente expresión:

$$w_v = \frac{m_v}{m_g} = \frac{m_v}{m_a + m_v} \quad (6)$$

En la mayoría de los lugares del planeta la proporción del agua en la atmósfera es menor que 1 %, incluso en lugares con condiciones climáticas extremas, la proporción es menor que 3 %. La humedad específica (ω), también conocida como relación de humedades, se define como la relación de la masa de vapor de agua entre la masa de aire seco, expresada en kilogramos de vapor por kilogramo de aire seco, y se expresa

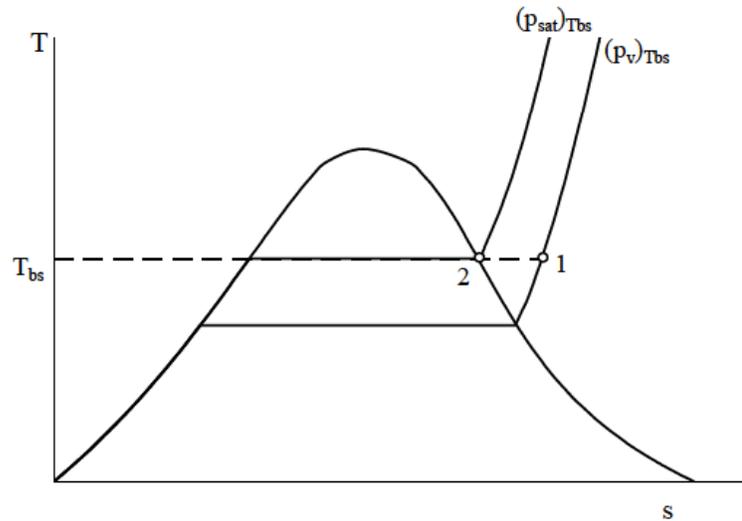


Figura 5. Diagrama T-s del vapor de agua contenido en el aire húmedo. Estado del vapor de agua (1), estado de saturación a T_{bs} (2).

como:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (7)$$

Además, como a presiones bajas, el vapor de agua y el aire se pueden considerar como gases ideales, por lo que se tienen que

$$\omega_g = \frac{R_a T P_v V}{R_v T P_a V} = \frac{R_a P_v}{R_v P_a} \quad (8)$$

donde es la constante particular del aire seco y R_v es la constante particular del vapor de agua.

Al sustituir la expresión de la presión parcial del aire (ecuación 2) y los valores de las constantes particulares del aire seco y del vapor de agua ($R_a/R_v=0.622$), se tiene que la humedad específica es:

$$\omega_g = 0.622 \frac{P_v}{P_g - P_v} \quad (9)$$

Por otro lado, el estado 1 mostrado en la figura 5 representa vapor de agua en estado sobrecalentado, a un presión parcial (P_v) y mezclado con aire, contenidos en un espacio a determinadas temperatura (T_{bs}). A este espacio se le puede agregar vapor a temperatura constante hasta cierto límite (estado 2). La máxima cantidad de vapor que

puede existir en la mezcla aire-vapor depende de la temperatura y presión del espacio. Dicha presión parcial del vapor de agua máxima corresponde a la de saturación del vapor de agua ($P_{sat}|T_{bs}$), presión a la que se encuentra el vapor en el estado 2 de la figura 5, condición a la cual la presión y la temperatura son dependientes. Cabe mencionar que en esta condición a cada presión de saturación le corresponde una temperatura de saturación debido a que son dependientes, esto sucede en la zona donde se produce el cambio de fase líquido-vapor. Estos valores del estado de saturación no cambian por el hecho de que el vapor esté mezclado con el aire.

Por lo tanto, dada una temperatura de bulbo seco (T_{bs}) fija en la mezcla aire-vapor, la presión parcial de saturación del vapor (p_{sat}) es la presión máxima a la que el vapor de agua puede existir. Por lo que, en estas condiciones es necesario aumentar la presión de saturación por medio del incremento de la temperatura, si se desea añadir mas vapor al aire sin que se presente condensación o niebla.

La humedad relativa (ϕ) es el parámetro que indica dicho límite máximo de existencia del vapor y se define como la relación entre la presión parcial del vapor del aire entre la presión de saturación correspondiente a la temperatura de bulbo seco a la que se encuentre la mezcla, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$\phi = \frac{P_v|T_{bs}}{P_{sat}|T_{bs}} \quad (10)$$

La humedad relativa también se puede definir en términos de las densidades y volúmenes específicos del vapor. Se deduce aplicando la ecuación de estado del gas ideal, y se tiene que la humedad relativa es igual al cociente de la densidad del vapor entre la densidad de saturación, o también definida como el cociente del volumen específico del vapor entre el volumen específico de saturación, donde las propiedades de saturación son los correspondientes a la temperatura de bulbo seco (T_{bs}), esto es:

$$\phi = \frac{\rho_v|T_{bs}}{\rho_{sat}|T_{bs}} = \frac{v_v|T_{bs}}{v_{sat}|T_{bs}} \quad (11)$$

La entalpía (H) de una mezcla de aire seco y vapor de agua es la suma de las entalpías de cada uno de los componentes individuales:

$$H_{mezcla} = H_{aire\ seco} + H_{vapor\ de\ agua} \quad (12)$$

Por unidad de masa de aire seco, la entalpía específica de la mezcla (h) se expresa como:

$$h_g = h_a + \omega h_v = C p_a T + \omega h_v \quad (13)$$

donde $C p_a$ es el calor específico a presión constante del aire.

2.2.2. Balance de masa y energía

En la figura 6 se presenta un volumen de control de espesor Δz . Se considera que los fluidos de trabajo circulan a contra-flujo dentro del humidificador y del deshumidificador. Es decir, que la circulación de los flujos es en sentido contrario, por lo que la frontera de entrada al volumen de control para un fluido es la frontera de salida para el otro fluido, y viceversa.

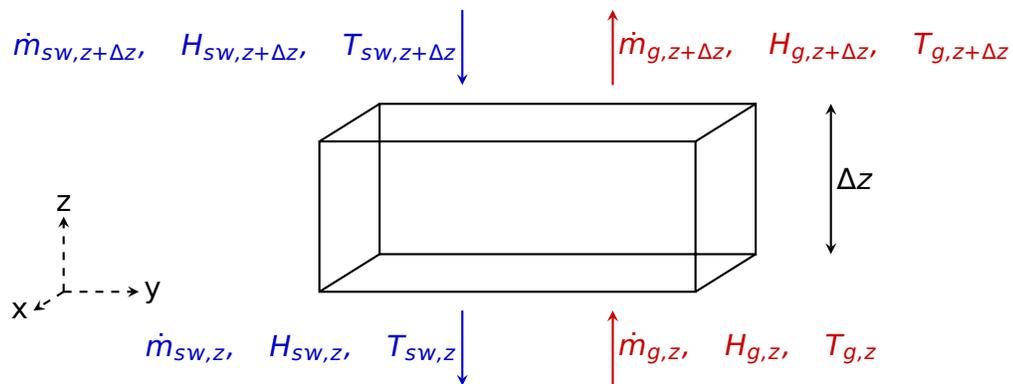


Figura 6. Volumen de control para el análisis de la transferencia de masa y energía entre el gas y las gotas en el humidificador.

El flujo másico de aire seco (\dot{m}_a) se considera constante dentro de todo el sistema HDH, por lo que

$$\dot{m}_{a,z} = \dot{m}_{a,z+\Delta z}, \quad (14)$$

Por otro lado los flujos másicos de agua de mar ($\dot{m}_{s,w}$) y de agua pura ($\dot{m}_{f,w}$) que entran al evaporador y condensador respectivamente, son conocidos. Posteriormente, éstos cambian conforme el agua se evapora o condensa a lo largo del humidificador o deshumidificador. Donde el subíndice z denota la posición del nodo que define el estado termodinámico del aire en la dirección vertical y Δz es la distancia del intervalo internodal. Por la ley de conservación de masa, en un intervalo internodal se tiene que el cambio en el flujo másico de agua líquida es igual al cambio en el flujo másico de

gas, esto es:

$$\dot{m}_{sw,z+\Delta z} + \dot{m}_{g,z} = \dot{m}_{sw,z} + \dot{m}_{g,z+\Delta z}, \quad (15)$$

Por lo tanto,

$$\dot{m}_{sw,z+\Delta z} - \dot{m}_{sw,z} = \dot{m}_{g,z+\Delta z} - \dot{m}_{g,z} \quad (16)$$

Donde el flujo másico de la mezcla de aire y vapor de agua es:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_v \quad (17)$$

Asimismo, se observa que la cantidad de masa que cruza a través de las fronteras en $z = 0$ y $z = H$ por unidad de tiempo está dada por:

$$\dot{m}_{g,0} + \dot{m}_{sw,0} = \dot{m}_{g,H} + \dot{m}_{sw,H} \quad (18)$$

y

$$\dot{m}_{sw,0} - \dot{m}_{sw,H} = \dot{m}_{g,H} - \dot{m}_{g,0} \quad (19)$$

Por la ley de conservación de la energía, en el elemento infinitesimal de volumen se tiene

$$h_{sw,z+\Delta z}\dot{m}_{sw,z+\Delta z} + h_{g,z}\dot{m}_{g,z} = h_{sw,z}\dot{m}_{sw,z} + h_{g,z+\Delta z}\dot{m}_{g,z+\Delta z} \quad (20)$$

2.2.3. Transferencia de calor y masa

A continuación se presentan las suposiciones tomadas para el planteamiento de la formulación teórica de los procesos de humidificación y deshumidificación realizada en este trabajo:

- El cambio de las energías potencial y cinética de los fluidos son despreciables.
- La evaporación y condensación son procesos que se llevan a cabo sin transferencia de energía con los alrededores.
- Los procesos se llevan a cabo en estado estacionario.
- Las propiedades termo-físicas de los fluidos de trabajo cambian únicamente en la dirección vertical dentro del humidificador y del deshumidificador.

- El sistema opera a presión atmosférica constante. Las caídas de presión son despreciables y el aire se considera incompresible.
- Todas las gotas salen de la boquilla con el mismo diámetro y a la misma velocidad.
- La velocidad y el diámetro se asumen iguales para todas las gotas contenidas en un mismo elemento diferencial.
- Las propiedades termo-físicas del gas no experimenta cambios significativos durante su traslado del evaporador al condensador.
- El número total de gotas permanece constante. Ninguna de las gotitas se evapora por completo, no se forman nuevas gotas o que se llegan a juntar.
- No se producen cambios en la temperatura, en la humedad ni en el flujo másico del aire en su recorrido entre la salida del evaporador y la entrada al condensador.

Por otro lado, en la aplicación analizada en este trabajo se involucran los procesos de evaporación y condensación de un líquido, y la difusión de este vapor dentro de un gas circundante en movimiento. Dichos procesos se generan mediante la transferencia del calor latente de vaporización del líquido y la diferencia de concentración de vapor que es la fuerza impulsora de la difusión. De ahí que las principales ecuaciones en las que se basa este trabajo son la transferencia de calor y masa por convección. Tomando en cuenta que la configuración del sistema es gotas cayendo en una corriente de aire que asciende, la primera ecuación principal que expresa la transferencia de calor por convección, o también llamada *ley de enfriamiento de Newton*, que se define como:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv}A_d(T_s - T_\infty) \quad (21)$$

donde h_{conv} es el coeficiente de transferencia de calor convectivo, A_d es el área superficial de la gota, T_s es la temperatura superficial de la gota y T_∞ es la temperatura del gas circundante, en este caso el aire.

Y la segunda ecuación principal se obtiene al sustituir la concentración de una sustancia por la humedad específica (ω) del aire en la ecuación de la difusión de masa por convección, y se puede expresar como:

$$\dot{m}_{conv} = h_m A_d (\omega_s - \omega_\infty) \quad (22)$$

donde h_m es el coeficiente de transferencia de masa, ω_s es la humedad específica del aire húmedo que se encuentra en contacto con las gotas y ω_∞ humedad específica del aire circundante.

En la ecuación 22, para definir el valor de humedad específica del aire húmedo ubicada en la interfase ω_s se emplean los valores del vapor saturado determinados por la temperatura de la sustancia en la fase líquida. Esto se debe a que en los procesos de evaporación o condensación de una sustancia (agua) llevados a cabo en presencia de un gas circundante (aire), la fracción de masa de la sustancia se le considera igual a 1 en la fase líquida, de ahí que en la interfase entre líquido y vapor la sustancia se encuentra en el estado de saturación, en el caso aquí estudiado dicha sustancia es el agua en forma de gotas y vapor.

Para investigar el rendimiento y las características de funcionamiento del sistema de desalinización que se muestra en la figura 4, se plantea un modelo matemático basado en balances globales de energía y masa, para lo cual se considera la transferencia de calor y masa por el mecanismo de convección. A pesar de que las pruebas experimentales son la mejor manera de obtener resultados definitivos para describir los procesos reales, las simulaciones numéricas son una herramienta con varias ventajas que permite analizar las variables dependientes modificando sus valores dentro de un alto número de pruebas. Los resultados de las simulaciones numéricas ayudan a seleccionar qué experimentos deben realizarse y permiten analizar un diseño determinado antes de ser probado, lo que minimiza la cantidad de versiones de un prototipo. En comparación con las pruebas experimentales, las simulaciones numéricas son relativamente precisas, baratas y rápidas.

Debido a que la configuración del HDH planteado en este trabajo presenta el mismo principio de funcionamiento tanto en el humidificador como en el deshumificador, el conjunto de ecuaciones diferenciales y algebraicas es similar para ambas partes. Los parámetros conocidos de la configuración son la temperatura y el flujo másico de agua de mar en la entrada al humidificador; la temperatura, flujo másico y humedad relativa del aire de entrada al evaporador; la temperatura y flujo másico del agua pura de entrada al condensador; así como parámetros geométricos de las torres: altura diámetro; el diámetro, y velocidad de las gotas de agua de mar y agua generadas por las boquillas en ambas torres.

A continuación se presentan las ecuaciones implementadas en este modelo aplicadas al humidificador, como se mencionó anteriormente, éstas son las mismas aplicadas al condensador. El mecanismo por el cual la masa de vapor generada a partir de las gotas de agua de mar se transfiere al aire en el evaporador es la convección. A partir del flujo másico de agua evaporada o tasa de evaporación definida con la ecuación 22, se obtiene el cambio de masa evaporada de una gota de agua con respecto al tiempo, considerando que la gota cae verticalmente, por lo que se tiene:

$$\frac{dm_{eva}}{dt} = \rho_a A_d h_m (\omega_s - \omega_g) \quad (23)$$

La ecuación anterior puede escribirse en términos de la derivada con respecto a la posición, multiplicando la ecuación 23 por la velocidad de las gotas (U_d), a saber

$$\frac{d}{dt} = U_d \frac{d}{dz} \quad (24)$$

A continuación se efectúa un cambio de variable para obtener el cambio de masa con respecto a la altura de la torre, este cambio de variable se realiza para todas las ecuaciones diferenciales utilizadas en este modelo, por lo que la ecuación para determinar el cambio de masa evaporada con respecto a la altura de la torre resulta:

$$\frac{dm_{eva}}{dz} = \frac{\rho_a A_d h_m (\omega_s - \omega_g)}{U_d}, \quad (25)$$

También, al sustituir la masa por el producto de la densidad del agua por el volumen de la gota en la ecuación 23 se obtiene el cambio del diámetro con respecto a la altura

$$\dot{m}_d = \frac{dm_d}{dt} = \rho_w \frac{\pi}{6} \dot{D}_d^3 = \rho_w \frac{\pi}{6} 3D_d^2 \dot{D}_d = \rho_w \frac{\pi}{2} D_d^2 \dot{D}_d \quad (26)$$

$$\rho_w \frac{\pi}{2} D_d^2 \frac{dD_d}{dt} = h_m A_d \rho_g (\omega_s - \omega_g) \Rightarrow \frac{dD_d}{dt} = \frac{2h_m \rho_g (\omega_s - \omega_g)}{\rho_w} \quad (27)$$

$$\frac{dD_d}{dz} = \frac{2\rho_a h_m (\omega_s - \omega_g)}{\rho_w U_d} \quad (28)$$

De manera similar, para obtener el cambio de la humedad específica se usa la ecuación 7, el número total de gotas (N) y la siguiente deducción:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{N}{m_a} \frac{dm_{eva}}{dt} \quad (29)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = N \frac{\rho_a A_d h_m (\omega_s - \omega_g)}{m_a} \quad (30)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{A_d h_m n (\omega_s - \omega_g)}{U_d} \quad (31)$$

Donde n es el número de gotas que cruzan un plano horizontal, también llamada superficie de control, igual al área transversal de las torres por unidad de tiempo.

$$n = \frac{6\dot{m}_{sw,in}}{\pi \rho_{sw,in} D_{d,in}^3} \quad (32)$$

Por lo que, el número total de gotas contenidas en un espesor igual al intervalo internodal (Δz) se calcula con la siguiente ecuación:

$$N = \frac{n}{U_d} \Delta z \quad (33)$$

Por lo tanto, el cambio de la humedad específica con respecto a la altura es:

$$\frac{d\omega}{dz} = \frac{A_d h_m n (\omega_s - \omega_g)}{U_g U_d} \quad (34)$$

Además, el área de la superficie de la gota se define como:

$$A_d = 4\pi D_d^2 \quad (35)$$

Para calcular los coeficientes de transferencia de calor y masa conectivos se utilizan correlaciones de los números adimensionales de Sherwood y Nusselt (Ranz y Marshall, 1952). Tales correlaciones fueron obtenidas a partir de experimentos de vaporización

de gotas de un solo componente a presión atmosférica, y modelos teóricos (capa límite, teoría de penetración, etc.). Cabe mencionar que las correlaciones son válidas para un flujo actuando sobre una esfera sólida. Entonces, el coeficiente de transferencia de masa se obtiene usando la definición del número de Sherwood y la siguiente correlación:

$$Sh = \frac{h_m D_d}{\alpha_{w-g}} = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (36)$$

donde α_{w-g} es la difusividad térmica entre el agua y el aire, Re es el número de Reynolds y Sc es el número de Schmidt.

Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor por convección se obtiene usando el número de Nusselt y su respectiva correlación es:

$$Nu = \frac{h_{conv} D_d}{\lambda_a} = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (37)$$

donde λ_a es la conductividad térmica del aire.

Los demás números adimensionales usados en las ecuaciones 36 y 37 son el número de Reynolds y el de Schmidt

$$Re = \frac{\rho_g U_{rel} D_d}{\mu_g} \quad (38)$$

$$Sc = \frac{\nu_g}{\alpha_{w-g}} \quad (39)$$

donde U_{rel} es la velocidad relativa entre el aire y las gotas, μ_g viscosidad dinámica del aire y ν_g es la viscosidad cinemática del aire.

Por otro lado, el cambio de energía en la gota está dado por la siguiente ecuación, donde el primer término representa el calor por convección entre las gotas y el aire, y el segundo término representa el calor latente de vaporización del agua:

$$\frac{d(m_d h_d)}{dz} = \frac{h_{conv} A_d (T_g - T_d)}{U_d} + h_{fg} \frac{dm_{eva}}{dz} \quad (40)$$

donde h_d es la entalpía específica de la gota y h_{fg} es la entalpía de vaporización o calor latente de vaporización del agua.

De donde se puede obtener el cambio de temperatura de la gota, cambiando el

término del cambio de la masa de la gota por el cambio de su diámetro

$$h_d \frac{dm_d}{dz} + m_d C p_d \frac{dT_d}{dz} = \frac{h_{conv} A_d (T_g - T_d)}{U_d} + h_{fg} \frac{dm_{eva}}{dz} \quad (41)$$

Al desarrollar se obtiene:

$$m_d C p_d \frac{dT_d}{dt} + h_d \frac{dm_d}{dt} = -h_{conv} A_d (T_g - T_d) - h_{fg} h_m A_d (\omega_A - \omega_g)$$

$$V_d \rho_d C p_d \frac{dT_d}{dt} + \rho_d h_d \frac{dV_d}{dt} = -h_{conv} A_d (T_g - T_d) - h_{fg} h_m A_d (\omega_A - \omega_g)$$

$$\frac{1}{6} \pi D_d^2 D_d \rho_d C p_d \frac{dT_d}{dt} + \rho_d h_d \frac{d(\frac{1}{6} \pi D_d^3)}{dt} = -h_{conv} A_d (T_g - T_d) - h_{fg} h_m A_d (\omega_A - \omega_g)$$

$$\frac{1}{6} \pi D_d^2 D_d \rho_d C p_d \frac{dT_d}{dt} + \frac{3}{6} \pi D_d^2 \rho_d h_d \frac{dD_d}{dt} = -h_{conv} A_d (T_g - T_d) - h_{fg} h_m A_d (\omega_A - \omega_g)$$

$$\frac{1}{6} A_d D_d \rho_d C p_d \frac{dT_d}{dt} + \frac{1}{2} A_d \rho_d h_d \frac{dD_d}{dt} = -h_{conv} A_d (T_g - T_d) - h_{fg} h_m A_d (\omega_A - \omega)$$

$$D_d \rho_d C p_d U_y \frac{dT_d}{dz} + 3 \rho_d h_d U_y \frac{dD_d}{dz} = 6[-h_{conv}(T_g - T_d) - h_{fg} h_m (\omega_A - \omega_g)]$$

$$D_d C p_d \frac{dT_d}{dz} + 3 h_d \frac{dD_d}{dz} = \frac{6[-h_{conv}(T_g - T_d) - h_{fg} h_m (\omega_A - \omega_g)]}{\rho_d U_y}$$

Entonces, la expresión para calcular el cambio de la temperatura de la gota con respecto a la altura es:

$$\frac{dT_d}{dz} = \frac{6[-h_{conv}(T_g - T_d) - h_{fg} h_m (\omega_A - \omega_g)]}{D_d \rho_d U_y C p_d} - \frac{3 h_d}{D_d C p_d} \frac{dD_d}{dz} \quad (42)$$

2.3. Metodología de solución

A continuación se presenta la metodología que se sigue para calcular las propiedades termo-físicas de los fluidos en el interior del humidificador y deshumidificador. Este planteamiento se realiza de la misma manera tanto para el humidificador como para el deshumidificador, por lo que la descripción de éste se generalizará refiriéndose a ambas unidades por igual.

Para comenzar con el análisis del sistema HDH propuesto se plantea una malla numérica en ambas torres como se muestra en la figura 7. Para generar dicha malla, la numeración de los nodos depende de la altura de las torres, donde el nodo 1 se ubica en la altura igual a 0 m, y el nodo m equivale a la altura de las torres. Cada nodo está separado por una distancia igual a Δz en la dirección vertical,

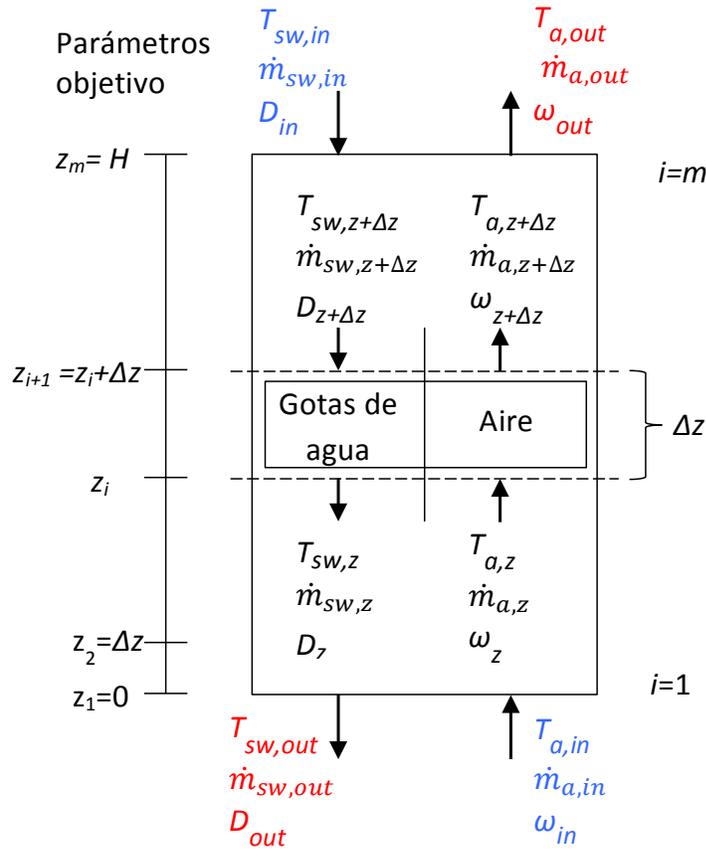


Figura 7. Malla numérica y condiciones de frontera (parámetros conocidos).

Para calcular el intervalo nodal en los que se dividen las torres se establece la cantidad de nodos (m), por lo que la expresión para calcular Δz queda de la siguiente manera:

$$\Delta z = H_e / (m - 1) \quad (43)$$

Para cada elemento delimitado por dos superficies de control, ubicadas en nodos contiguos, y el intervalo internodal Δz , se aplican las ecuaciones de balance de masa y energía en donde se realiza la transferencia de calor y masa entre el aire y el agua de mar, donde las condiciones de frontera de este elemento son los estados termodinámicos de cada fluido definidos en los nodos correspondientes. Con este procedimiento,

se definen las ecuaciones de transferencia de calor y masa presentadas en la sección 2.2.3. Para resolver dichas ecuaciones y así obtener los valores de las propiedades de los fluidos a lo alto del humidificador y del deshumidificador, se implementa el procedimiento implícito de diferencias finitas hacia adelante, el cual consiste en sustituir las ecuaciones diferenciales planteadas por una expansión de la serie de Taylor, debido a que al conocer todas las propiedades termo-físicas de los fluidos en el primer nodo se pueden determinar los valores de las propiedades dichas para el siguiente nodo.

Para poder realizar el procedimiento antes mencionado se aplica una expansión de la serie de Taylor a las ecuaciones diferenciales planteadas; la expansión de la serie de Taylor utilizada tiene un orden de truncamiento de segundo orden y se conoce como aproximación de diferencias finitas hacia adelante. Por ejemplo, para determinar el cambio del agua evaporada de las gotas, ecuación 25, se aplica la expansión de la siguiente manera:

$$(m)_{z+\Delta z} = (m)_z + (\rho_a A_d h_m (\omega_s - \omega_g))_z \Delta z \quad (44)$$

Por lo que las ecuaciones diferenciales planteadas en el modelo matemático de este trabajo (ecuaciones 25, 28, 34 y 42) se expresan de manera general en términos de diferencias finitas para cada nodo, como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} (m)_{i+1} &= (m)_i + (\rho_a A_d h_m (\omega_s - \omega_g))_i \Delta z \\ (D_d)_{i+1} &= (D_d)_i + \left(\frac{2\rho_a h_m (\omega_s - \omega_g)}{\rho_w U_d} \right)_i \Delta z \\ (\omega)_{i+1} &= (\omega)_i + \left(\frac{A_d h_m n (\omega_s - \omega_g)}{U_g U_d} \right)_i \Delta z \\ (T_d)_{i+1} &= (T_d)_i + \left(\frac{6[-h_{conv}(T_g - T_d) - h_{fg} h_m (\omega_A - \omega_g)]}{D_d \rho_d U_y C p_d} - \frac{3h_d}{D_d C p_d} (D_{i+1} - D_i) \right)_i \Delta z \end{aligned} \quad (45)$$

En cuanto a las condiciones de frontera de cada torre, éstas se establecen como las propiedades del aire de entrada y del agua de mar de entrada (letras de color azul en figura 7), además de los parámetros de las gotas generadas por las boquillas. Dichos parámetros se presentan en la tabla 1.

Como se mencionó anteriormente, se aplica la misma metodología de cálculo en el

Tabla 1. Parámetros conocidos en el evaporador

	Parámetro	Nombre	Unidades
Agua de mar			
	Temperatura de agua de mar de entrada	$T_{sw,in,e}$	[°C], [K]
	Flujo másico de agua de mar de entrada	$\dot{m}_{sw,in,e}$	[kg/s]
Aire			
	Temperatura de aire de entrada	$T_{g,in,e}$	[°C], [K]
	Flujo másico de aire de entrada	$\dot{m}_{g,in,e}$	[kg/s]
	Humedad relativa del aire de entrada	$\phi_{g,in,e}$	[%]
Evaporador			
	Altura del evaporador	H_e	[m]
	Área transversal del evaporador	$A_{tra,e}$	[m ²]
Gotas			
	Diámetro de gota	$D_{d,e}$	[m]
	Velocidad de gota	$U_{d,e}$	[m/s]

evaporador y el condensador, con la diferencia de que las propiedades termo-físicas del aire de entrada al condensador se consideran iguales a las del aire de salida del evaporador. El agua usada como refrigerante se considera agua pura fría.

Los valores de las propiedades termo-físicas de los fluidos de trabajo requeridos para realizar los cálculos del modelo antes descrito se obtienen con dos paquetes de librerías computacionales escritas en Matlab. Como ya se mencionó anteriormente, el primer paquete que se emplea para calcular las propiedades del agua pura y de la mezcla de aire es CoolProp (Bell *et al.*, 2014). Asimismo, las propiedades termodinámicas del agua de mar se obtienen usando el segundo paquete de librerías que contienen las correlaciones reportadas en dos trabajos (Sharqawy *et al.*, 2010; Nayar *et al.*, 2016), esto se debe tomar en cuenta puesto que las propiedades del agua de mar difieren de las del agua pura (de Oliveira Campos *et al.*, 2018). Para este trabajo se considera que la salinidad del agua de mar tiene una concentración de 35 ppm, y no se consideran variaciones en la salinidad de entrada del agua de mar debido a que su efecto de la salinidad en la producción de agua dulce no es significativo (Kabeel y El-Said, 2013b).

Para el caso de las propiedades termo-físicas del aire (anexo B), en el nodo $i=1$ se calculan ingresando los parámetros conocidos de presión, temperatura y humedad re-

Tabla 2. Parámetros conocidos en el condensador

	Parámetro	Nombre	Unidades
Agua pura	Temperatura de agua pura de entrada	$T_{fw,in,c}$	[°C], [K]
	Flujo másico de agua pura de entrada	$\dot{m}_{fw,in,c}$	[kg/s]
Aire	Temperatura de aire de entrada	$T_{g,in,c}$	[°C], [K]
	Flujo másico de aire de entrada	$\dot{m}_{g,in,c}$	[kg/s]
	Humedad relativa del aire de entrada	$\phi_{g,in,c}$	[%]
Condensador	Altura del condensador	H_c	[m]
	Área transversal del condensador	$A_{tra,c}$	[m ²]
Gotas	Diámetro de gota	$D_{d,c}$	[m]
	Velocidad de gota	$U_{d,c}$	[m/s]

lativa en las librerías de CoolProp. Asimismo, para calcular las propiedades del aire en el segundo nodo en adelante, también se usan las librerías de CoolProp, pero utilizando la presión, humedad específica y entalpía, ésta última calculada con los balances de masa y energía (ecuaciones 20 y 19).

Igualmente, para todos los nodos de la discretización se calculan las propiedades del agua de mar con las librerías desarrolladas por Sharqawy *et al.*, 2010, Nayar *et al.*, 2016, y para las del agua pura se usa la de CoolProp, en ambos casos se requiere introducir a las librerías la presión, la temperatura y salinidad del nodo. Donde la temperatura para los nodos mayores a $i=1$ se calcula con la ecuación 45.

Es importante mencionar que las condiciones de frontera del modelo planteado en este trabajo están parcialmente definidas. Esto es, se tienen que para la superficie de control del nodo $i=m$ se conocen únicamente la propiedades de las gotas de agua de mar de entrada y para la superficie de control del nodo $i=1$ se conocen solamente las propiedades del aire de entrada. Por lo que en cada una de las frontera se desconocen los parámetros de los fluidos de salida, como consecuencia a esto se emplea el método numérico de bisección para determinar las propiedades de los fluidos en la salida en ambas fronteras para las torres, la implementación de dicho método se explica en la siguiente sección.

2.4. Método de simulación

Con la finalidad de analizar el sistema HDH con intercambiadores de contacto directo en este trabajo se desarrolló un programa de cómputo donde se resuelve el modelo matemático antes descrito. Para solucionar las ecuaciones algebraicas se emplea el método de diferencias finitas hacia adelante. Sin embargo, debido a que se tienen condiciones de frontera incompletas también se utiliza el método numérico iterativo de bisección (anexo C). Por lo que se propone definir la frontera en el nodo $i=1$ asignando valores a las propiedades de las gotas de mar de salida.

Para esto se establecen valores para dos propiedades de las gotas de agua de mar y agua pura de salida de las torres ($T_{sw,out,e}$ y $D_{d,out,e}$ para el evaporador y $T_{fw,out,c}$ y $D_{d,out,c}$ para el condensador), con el propósito de establecer la condición de frontera completa ubicada en la parte inferior del evaporador (letras azules de la figura 8). Con el procedimiento antes mencionado se puede iniciar el cálculo de las propiedades de los fluidos a lo alto del evaporador y condensador usando el planteamiento implícito de diferencias finitas antes mencionado, puesto que así se conocen todas las propiedades termo-físicas en el nodo $i=1$.

A continuación se describe de manera general los pasos seguidos del código computacional desarrollado para obtener el cambio en las propiedades de los fluidos, como ejemplo se muestra la metodología aplicada en el evaporador:

1. Los parámetros conocidos de las gotas de entrada del nodo $i=m$, se convierten en los parámetros objetivos (propiedades encerradas en el recuadro de la figura 8) que se buscarán con el método de bisección.
2. Para cambiar el problema a uno de ecuaciones diferenciales con la condición de frontera inferior definida (letras azules en $i=1$ en la figura 8), se define completamente la frontera inferior del evaporador (nodo $i=1$), por medio de las propiedades conocidas del aire de entrada, además proponiendo valores para la temperatura y el diámetro salida de las gotas de agua de mar ($T_{sw,out,e}$ y $D_{d,out,e}$).

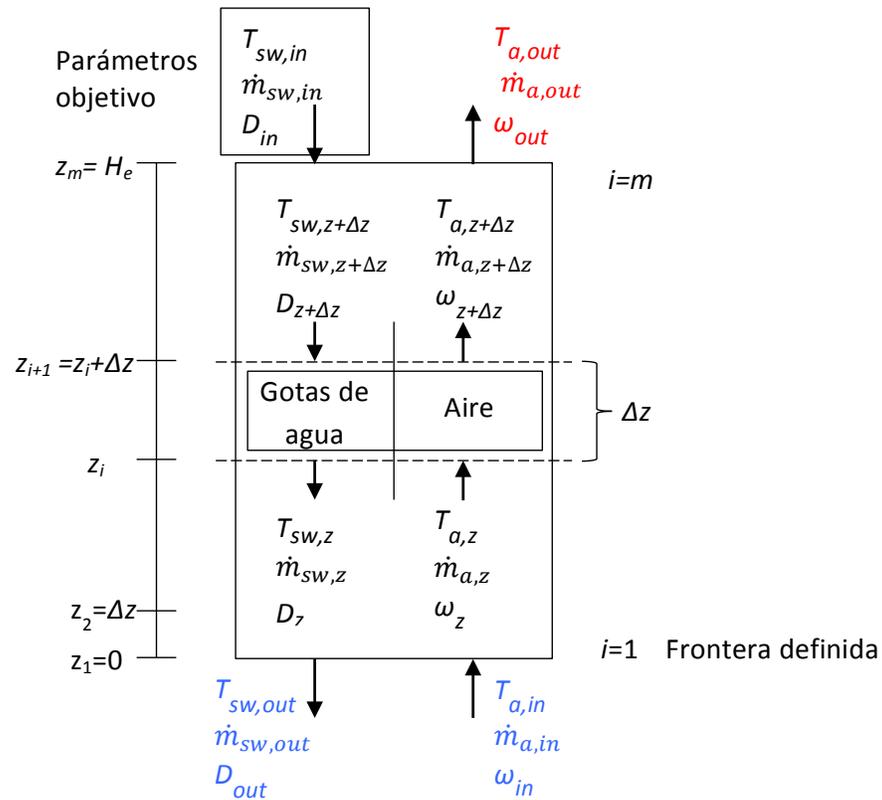


Figura 8. Diagrama del evaporador. Frontera inferior definida con parámetros objetivos en el nodo superior.

3. Con todas las propiedades de los fluidos definidas en el nodo $i=1$ se calculan todas las propiedades de los fluidos en cada nodo de la discretización, incluyendo las del aire de salida y de las gotas de entrada en la frontera superior ($T_{sw,in,e}^*$ y $D_{d,in,e}^*$) aplicando el método de diferencias finitas. En la figura 9 se muestra el diagrama de flujo de dicho procedimiento.
4. Conociendo los valores de $T_{sw,in,e}^*$ y $D_{d,in,e}^*$ se aplica el método de bisección de forma anidada. Esto es, primero se aplica dicho método para calcular la $T_{sw,in,e}^*$ utilizando el $D_{d,in,e}^*$, este procedimiento se muestra en la figura 10. Donde $D_{d,in,e}^*$ también se calcula con el método de bisección dentro de esta primera aplicación de dicho método numérico (figura 11).
5. En cada iteración de los métodos de bisección anidados se comparan los valores obtenidos de $T_{sw,in,e}^*$ y $D_{d,in,e}^*$ en el nodo superior, que son las aproximaciones que se utilizan en los métodos de bisección para compararlas con los valores objetivo ($T_{sw,in,e}$ y $D_{d,in,e}$).
6. Se continua aplicando el método de bisección anidado hasta que la diferencia en-

tre los resultados obtenidos en el paso anterior ($T_{sw,in,e}^*$ y $D_{d,in,e}^*$) y los parámetros objetivo ($T_{sw,in,e}$ y $D_{d,in,e}$) sean menores a las tolerancias establecidas (ε_T y ε_D).

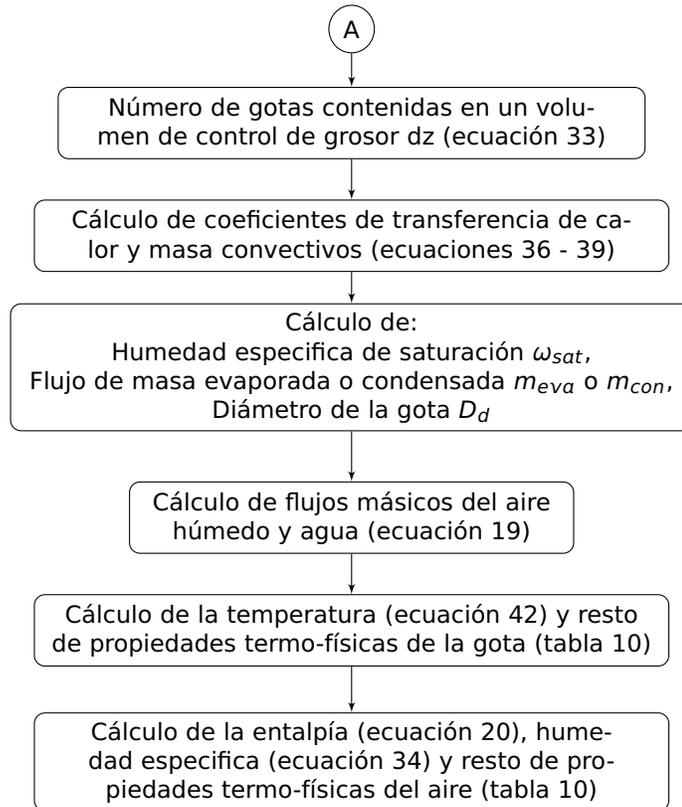


Figura 9. Diagrama de flujo para el cálculo de propiedades en los nodos de la discretización del evaporador y del condensador por diferencias finitas.

Se desarrolló un código computacional con el programa Matlab para resolver el sistema planteado en esta metodología. En la figura 9 se muestra la secuencia seguida por el código computacional para calcular las propiedades termo-físicas para cada nodo en el sistema discreto del evaporador y condensador.

En el nodo m , los valores de la temperatura y el diámetro de las gotitas de agua de mar obtenidos se comparan con los valores objetivo conocidos de acuerdo al método de bisección; si la diferencia es menor a las tolerancias establecidas ($0.2\text{ }^\circ\text{C}$ para la temperatura de la gota y $0.5 \times 10^{-7}\text{ m}$ para el diámetro de la gota) el procedimiento de solución concluye; de lo contrario, como lo indica el método de bisección se asignan nuevos valores en el nodo 1 para la temperatura y diámetro de gotitas y se continua con las iteraciones.

Como se mencionó anteriormente, este procedimiento también se aplica para el

cálculo del condensador, pero se tienen como parámetros de entrada los mostrados en la tabla 2. Donde las propiedades del aire de entrada al condensador se igualan a las obtenidas como las del aire de la salida del evaporador.

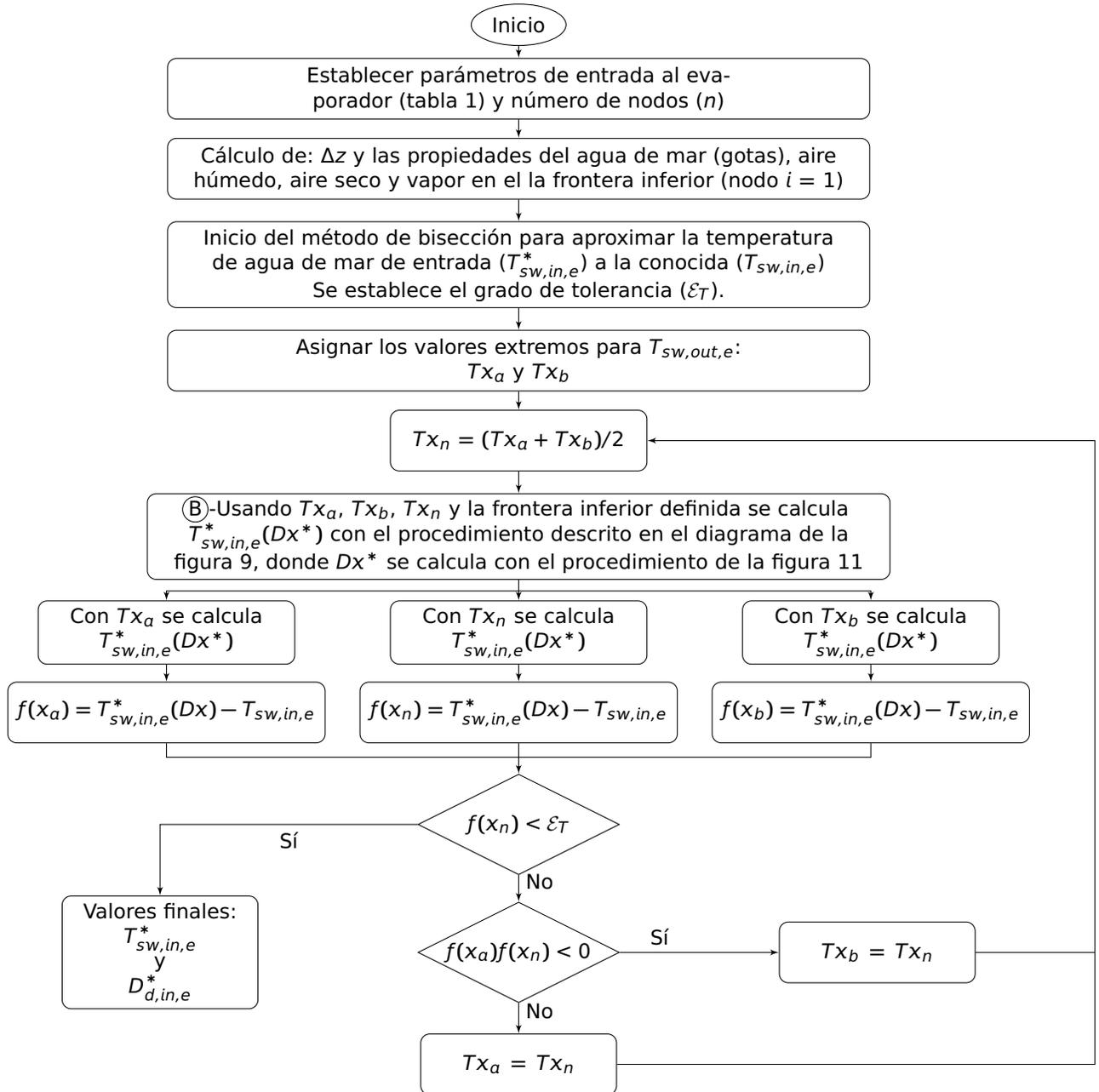


Figura 10. Metodología de cálculo con el método de bisección anidado.

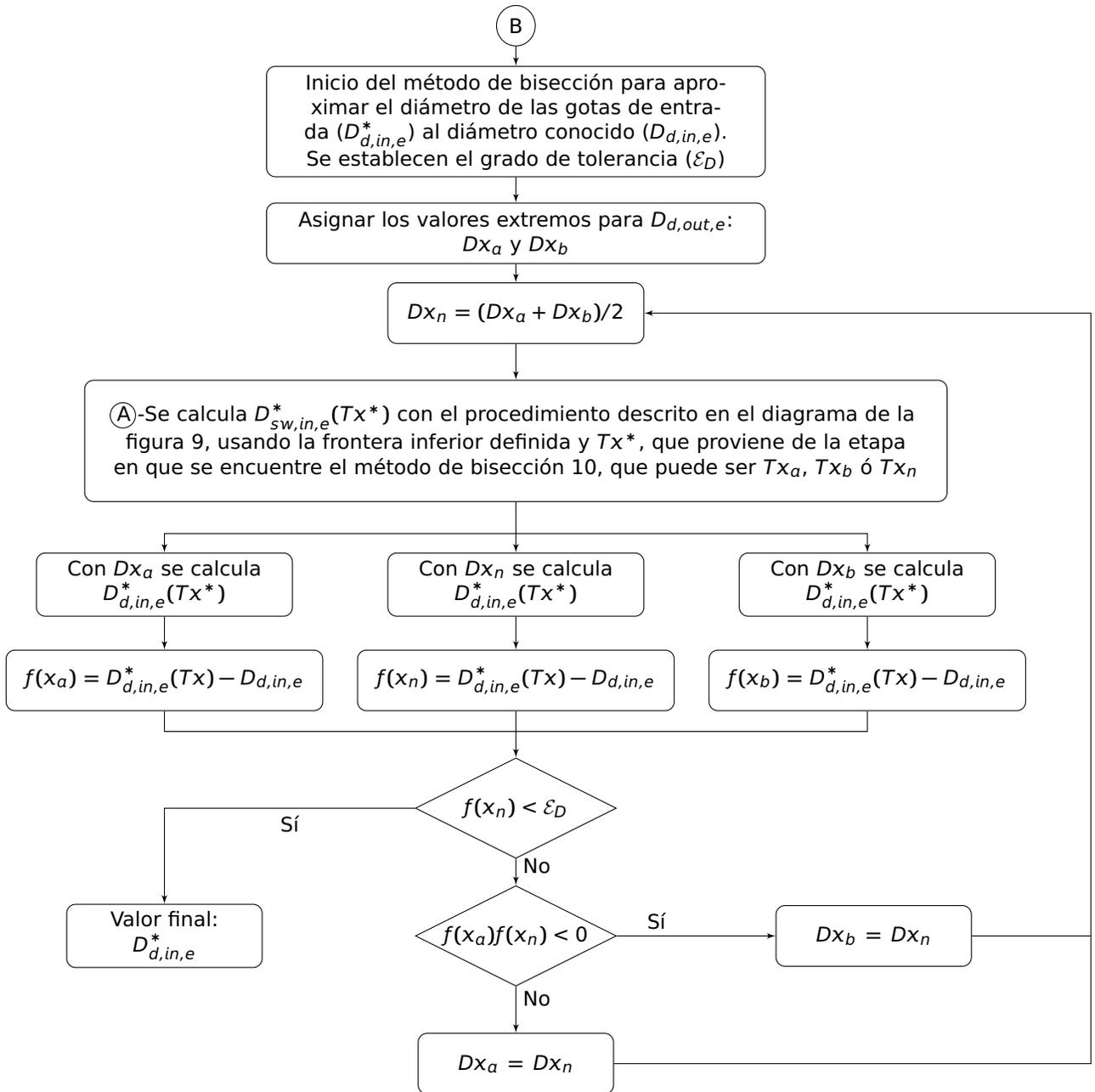


Figura 11. Uso del método de bisección para calcular el diámetro ($D_{d,in}^*$) en el nodo superior, usando una temperatura de gota de salida dada.

2.5. Evaluación del rendimiento térmico

Uno de los principales parámetros para determinar el rendimiento térmico de un sistema HDH es la tasa de evaporación, esto indica la cantidad de vapor que es atrapado por el aire dentro del evaporado. Se obtiene con la siguiente ecuación

$$\dot{m}_{ew} = \dot{m}_a(\omega_{in,e} - \omega_{out,e}) \quad (46)$$

También se utiliza la tasa de condensación, este parámetro también es llamado producción de agua pura, que es la cantidad de agua que se agregó a las gotas debido a la condensación.

$$\dot{m}_{pw} = \dot{m}_a(\omega_{out,c} - \omega_{in,c}) \quad (47)$$

Para evaluar el rendimiento térmico de un sistema HDH se usan principalmente dos parámetros que son función de la tasa de condensación. El primero es una cantidad adimensional llamada relación de producto obtenido (GOR), se define como el producto de la producción de agua por la entalpía de vaporización de agua de mar de entrada entre el calor suministrado al sistema

$$GOR = \frac{\dot{m}_{pw} h_{fg}|_{T_{sw,in,e}}}{\dot{Q}_{in}} \quad (48)$$

El segundo parámetro empleado para probar el rendimiento del sistema fue sugerido por Niroomand et al. [38] y es la relación entre la tasa de condensación y la tasa de evaporación, indicada aquí con el símbolo η . En forma matemática, resulta

$$\eta = \frac{\dot{m}_{pw}}{\dot{m}_{ew}} \quad (49)$$

Capítulo 3. Estudio experimental

3.1. Instalación experimental

Se construyó un sistema HDH como "concepto/modelo experimental" en el que se puede medir las propiedades termo-físicas de los fluidos de trabajo en diferentes puntos de dicho banco de pruebas, con la finalidad de evaluar la tasa de evaporación y condensación dentro del humidificador y del deshumidificador de contacto directo. Dichas mediciones se pueden llevar a cabo a diferentes condiciones de operación. También, se mide el consumo energético asociado al sistema de calentamiento de agua, a los sistemas de bombeo y al requerido por el ventilador que hace circular el aire por el sistema. Las mediciones se realizan cambiando las condiciones de entrada de distintas propiedades de los fluidos de trabajo. Estos datos se utilizarán para validar el modelo numérico desarrollado en este trabajo que simula el proceso HDH planteado en el modelo matemático.

En este capítulo se presenta una descripción de las unidades principales de la instalación experimental, junto con la instrumentación y los procedimientos de medición utilizados para obtener los datos experimentales del sistema HDH. También, se muestra un ejemplo de los experimentos realizados para mostrar el rendimiento de la instalación experimental y el comportamiento del sistema.

Generalmente es necesario realizar estudios experimentales para comprobar que un dispositivo real se comporta de acuerdo al planteamiento teórico representado con las ecuaciones de transferencia de calor y masa, y por las de conservación de masa y energía. Es por esto que el objetivo del estudio experimental es el de validar el modelo numérico presentado en el capítulo anterior usado para simular el sistema HDH. Se toma en cuenta que los resultados experimentales tienen diferencias con los resultados computacionales, debido a que se dificulta medir parámetros físicos involucrados en los intercambiadores de contacto directo aquí utilizados.

Por lo tanto, se midieron experimentalmente las principales parámetros críticos que afectan los procesos de esta investigación. Las variables independientes del proceso que se midieron fueron: las temperaturas y flujos másicos del agua caliente y fría tanto de entrada como de salida, en el evaporador y en el condensador; las temperaturas, flujos másicos y humedades relativas del aire a la entrada y salida de ambas torres.



Figura 12. Instalación experimental.

También es de interés medir la temperatura del líquido en cinco diferentes posiciones a lo alto de los intercambiadores de calor de contacto directo. Las variables dependientes que se calcularon fueron la humedad específica, las tasas de evaporación y condensación.

3.2. Descripción de la instalación experimental

En la figura 12 se muestra una foto del banco de pruebas experimentales, donde se observan los principales elementos de la instalación, estas unidades son: las columnas del evaporador y el condensador, un tanque de almacenamiento de agua caliente con una resistencia eléctrica, un tanque de almacenamiento de agua fría, los sistemas de bombeo de agua y el sistema de circulación de aire. Los dos componentes principales la instalación experimental son un humidificador y un deshumidificador, los cuales carecen de relleno y su estructura se compone de acrílico transparente, lo que permite observar la circulación de los fluidos durante las pruebas experimentales.

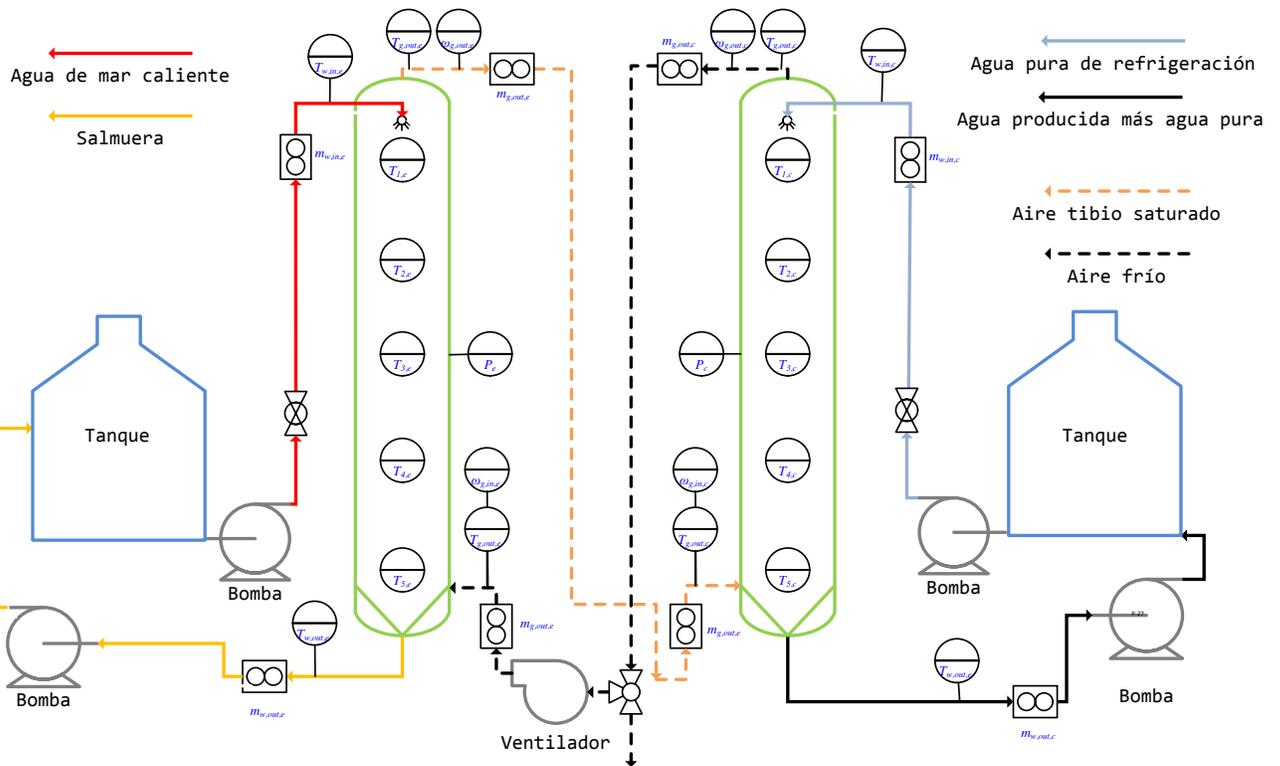


Figura 13. Diagrama esquemático e instrumentación del banco de pruebas experimentales.

La figura 13 muestra un diagrama esquemático de la instalación experimental. Como lo muestra este diagrama, la primera etapa del proceso de desalinización consiste en la evaporación. En esta etapa el agua de alimentación, que simula el agua de mar, se almacena un tanque de 80 L, de los cuales sólo se llenaba entre 20-25 % de su capacidad. En dicho recipiente, el agua de alimentación se calienta hasta la temperatura determinada a la que se realizan las pruebas. La temperatura del agua en el almacenamiento se establece con un controlador del tipo temperatura de retroalimentación (PID), donde el sensor de temperatura del dicho sistema se localiza en la salida del tanque.

El agua caliente de suministro se envía desde este tanque hasta la parte superior del humidificador por medio de una bomba con capacidad de 745.7 W (3/4 HP), a través de una tubería de CPVC de 25.4 mm (0.5"). Entre la bomba y la entrada al humidificador, se ubican un sensor de flujo másico de tipo propela y enseguida un sensor de temperatura de tipo resistor ó RTD (Resistance temperature detectors). El agua de suministro se rocía por la parte superior del humidificador por medio de una boquilla de aspersión colocada en el centro del humidificador, esta boquilla genera gotitas en un arreglo de cono sólido.

La porción de agua que no se evapora en el humidificador se colecta en el fondo del humidificador por medio de un embudo y se extrae por otra tubería con retorno al tanque de almacenamiento, donde se encuentran instalados dos sensores iguales a los instalados en la entrada, uno flujo másico y uno de temperatura. La temperatura del agua de descarga se mide con otro termistor RTD y el flujo másico con una de tipo propela.

El aire atmosférico se hace circular por el sistema con un ventilador centrífugo equipado con un motor trifásico de 745.7 W (3/4 HP), y el flujo másico de éste se controla con una válvula instalada en un tubería de PVC de 2.54 cm (1"). Entre el ventilador y la entrada del evaporador se encuentra instalado un sensor de tipo turbina Pelton para medir flujo másico de aire, un sensor de temperatura de tipo resistor ó RTD y un sensor de humedad relativa.

El aire se introduce por la parte inferior del humidificador, circula por dentro hasta la parte superior donde se extrae a través de un conducto de PVC conectado en la parte superior de 2.54 cm (1") de diámetro. Enseguida se encuentran instalados tres sensores iguales a los de la entrada, además de un transductor de presión, sobre una tubería de 2.54 cm (1") forrada con un aislamiento térmico.

Igualmente, el condensador está fabricado por tubos de acrílico transparente. De la misma manera, el agua de alimentación al humidificador se obtienen de otro tanque de 100 L, que simula el agua pura de refrigeración, se transporta por una tubería de PVC de 2.54 cm de diámetro. El agua pura de enfriamiento se transporta por medio una bomba de 745.7 W, y antes de su ingreso al deshumidificador se miden su flujo másico y temperatura con un censor de propela y un termistor RTD, respectivamente. Las gotas de agua de refrigeración se generan con una boquilla similar a la del humidificador. La cantidad de vapor condensado junto con la del agua pura inicial de entrada se colecta en la parte inferior del deshumidificador y se desaloja a través de una tubería de CPVC de 2.54 cm de diámetro, donde la temperatura y flujo másico se miden de manera similar al del agua de entrada, con un sensor de flujo másico de propela y un termistor RTD.

El aire proveniente de la parte superior de la torre de evaporación, con temperatura y humedad relativa altas, entra por la parte inferior al deshumidificador. Después de

circular hacia lo alto del condensador y depositar humedad en las gotas frías de agua pura, sale por la parte superior a travez de una tubería de PVC de 2.54 cm (1") de diámetro, donde se encuentra instalados los cuatro sensores que miden la temperatura, flujo másico, humedad relativa y presión, con instrumentos similares a los de salida del evaporador.

A continuación se presentan y se describen las características de los componentes del banco experimental.

3.2.1. Evaporador y condensador

Como se puede ver en la figura 12, cada torre consta de tres secciones principales: una tapa superior que contiene salida de aire, la entrada y sistema de aspersión de agua, la zona central donde se da el intercambio de calor y masa, una tapa inferior que contiene la entrada y distribución de aire, además de un embudo colector de agua. Para constituir la zona central del evaporador y del condensador se utilizaron cuatro tubos de acrílico transparente de 30.48 cm (12") de diámetro y 0.61 m (2'), a los cuales se les fabricaron y pegaron un par de bridas en cada uno sus extremos. También se cortaron otros cuatro tubos de PVC de 30.48 cm (12") de diámetro y 25.4 cm (10") de largo, para estos tubos solamente se les instaló una brida como a los de acrílico en uno de los extremos y en el otro extremo se les pegó una tapa. El maquinado de las bridas y el ensamble de las mismas en los ocho tubos fue realizado por el taller de mecánica fina del centro.

Se cortaron 22 soportes de acrílico de 3.81 cm (1.5") de ancho, 0.63 cm (0.25") de espesor y dos pies de largo. Estos soportes se pegaron de brida a brida por la parte exterior los tubos de acrílico, con la finalidad de proporcionar soporte a estos tubos, debido a que se piensa que con la temperatura del agua de mar requerida para las pruebas experimentales el acrílico pueda deformarse. Además, para aumentar el soporte de estos tubos se les instaló 6 varillas de acero de 1.35 m, que también funcionan como sistema de unión para los cuatro tubos de acrílico que componen cada torre por medio de las bridas antes mencionada.

3.2.1.1. Tapas y fondos

De los cuatro tubos de PVC con bridas, dos se utilizaron para la fabricación de las tapas y dos para los fondos del evaporador y del condensador, respectivamente.

En las “tapas” se realizaron la entrada de agua y la salida de aire. Para la entrada de agua se colocó en la parte lateral de estas tapas un “conector para tanque”, el cual se modificó para poder conectar una arreglo de tuberías con un codo de 1.27 cm (0.5”) de CPVS en la parte interna de la torre, que permite colocar concéntricamente una boquilla (Marca Spray modelo 1/8HH-SS1.5) dirigida hacia abajo, con la finalidad de poder rociar pequeñas gotas de líquido (agua de mar en el evaporador y agua fresca en el condensador). Y por la parte exterior de las tapas, a estos adaptadores para tanque se le instalaron un macho de 1.27 cm (0.5”) para conectar el arreglo de tuberías en donde están incluidos los sensores de flujo másico y temperatura del agua de entrada a la torre.

En la parte superior central de las tapas, se realizaron perforaciones para añadir otro conector para tanque, pero de 1.9 cm (0.75”) para la salida de aire, en donde sólo se conecta un macho por la parte exterior donde se acoplará el arreglo de tuberías y sensores con la finalidad de medir el de flujo másico, humedad y temperatura del aire de salida de las torres.

Para los tapas inferiores o fondos de las torres, también se les instalaron dos conectores de tanque a cada una de éstas, pero la función de estas conexiones es para la entrada de aire y la salida de agua.

Para las conexiones de entrada de aire en cada fondo se agregaron tres capas de tubo de PVC de 30.48 cm (12”) para instalar un conector de tanque también modificado de 1.9 cm (0.75”). Esto debido a que por la parte interior se conectó de manera centrada una dona distribuidora de aire (Figura 5). La dona distribuidora de aire se construyó con accesorios de PVC de 1.27 cm (0.5”) y se perforaron varios orificios alrededor de la dona para provocar que el flujo de aire se distribuya en el área transversal de la torre. De la misma manera que en las tapas, el conector de tanque modificado instalado en las entradas de aire permitirá conectar los instrumentos de medición en la parte exterior de la torre.

Para las salida de agua destilada y agua de mar de las torres, se modificaron dos embudos que permiten coleccionar las gotas de líquido en el fondo de las torres. La parte angosta de los embudos se adecuaron para conectarles un arreglo de tubos y de codos que permitirá conectarlos a los otros conectores para tanque modificados de 3.81 cm (1.5") por la parte interna de los fondos. Y de la misma manera, estos conectores de tanque modificados permiten conectar los instrumentos y la instalación de tuberías requeridas para la instrumentación y conexión de los otros equipos, tales como la bomba y tanques que se emplearán para conducir el agua de mar y el agua pura dentro del sistema.

3.2.1.2. Soporte del evaporador y condensador

Para fijar las torres de humidificación y deshumidificación es necesario un soporte que mantenga vertical y elevadas las torres del evaporador y condensador, esto permite realizar su desmontaje con la finalidad de poder limpiar o ajustar las alturas.

El soporte de la instalación se fabricó con tuberías cuadradas de acero de 1.9 cm (0.75"). Se cortaron los tramos de los tubos y se soldaron según el diseño para soportar las dos torres. Para el sistema de anclaje de las torres sobre el soporte se maquinaron 12 piezas de acero que permiten fácilmente la colocación de las torres, con la ventaja de modificar la posición de las torres y poder colocarlas a diferentes alturas.

3.2.2. Sistema de calentamiento

Para simular la fuente de calor requerida para el suministro de energía térmica al sistema se uso sistema de calentamiento de 1300 W. Dicho sistema consiste en una resistencia eléctrica conectada a un controlador de voltaje, con el que se ajustaba la potencia a la que tiene que trabajar la resistencia para suministrar el calor requerido para mantener la temperatura de operación del agua. Al suministrar determinado voltaje a la resistencia se le hace circular determinada corriente de acuerdo a la ley de Ohm. El sistema contaba con controlador de temperatura, con el cual se programaba la temperatura del agua máxima a la que se opera el sistema, con esto se evita que la temperatura sobre pase el valor necesario para realizar las pruebas.

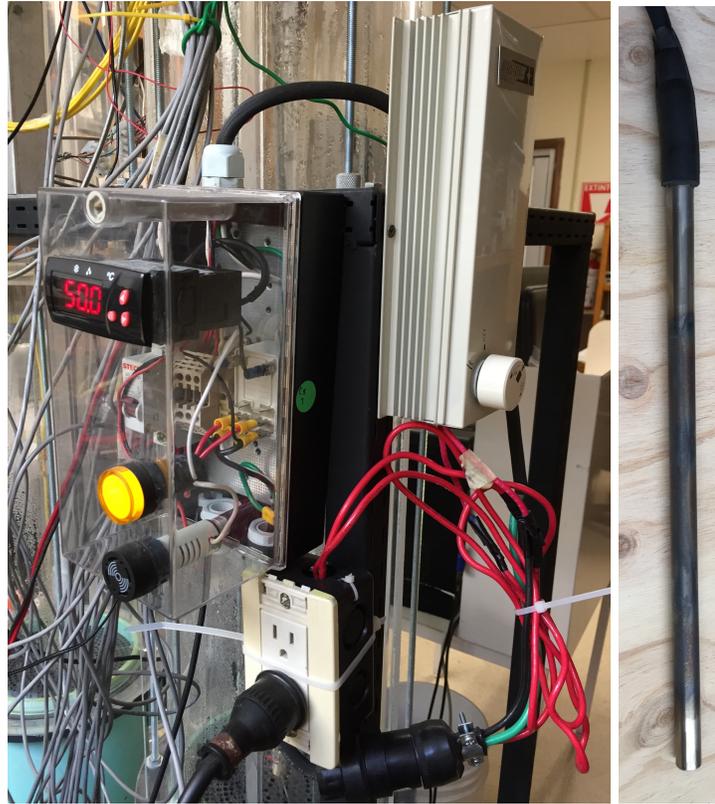


Figura 14. Sistema de calentamiento. Control del suministro de calor al agua de abastecimiento del evaporador (izquierda) y resistencia eléctrica (derecha).

3.2.3. Sistemas de bombeo

Para el suministro de agua al evaporador se emplea una bomba de 745.7 W (3/4 HP) de potencia nominal, cuyo consumo energético real es de 978.15 W. Dicha bomba presuriza la tubería de alimentación 310.2 kPa (45 psi).

Por otro lado, la bomba que suministra el agua de refrigeración al condensador también tiene una potencia nominal de (3/4 HP) cuyo consumo energético real es de 732 W. Dicha bomba presurizaba la tubería de alimentación 296.5 kPa (43 psi).

3.2.4. Boquillas de aspersión

Para atomizar los líquidos en las cámaras de evaporación y condensación se usan boquillas de aspersión hidráulicas con un patrón de aspersión en forma de cono sólido de la marca Allspray de modelo 1/8HH-SS1.5. Cada boquilla forma un ángulo 60° de apertura en el cono. Se debe considerar que las propiedades del líquido, la capacidad de la boquilla, la presión y el ángulo afectan el tamaño de gota. En la figura



Figura 15. Boquilla de aspersión 1/8HH-SS1.5



Figura 16. Ventilados de tipo regenerativo.

15 se muestra una boquilla 1/8HH-SS1.5 de acero inoxidable y de conexión de 1/8"NPT.

3.2.4.1. Circuito de aire

La circulación del aire se lleva a cabo por medio de un ventilados de tipo regenerativo, integrado con un motor eléctrico trifásico de 745.7 W (3/4 HP), donde su consumo real es de 745.7 W

Para conducir el aire a través del sistema, se implementa un circuito de tubería de PVC de 1.27 cm (1/2") de diámetro. En el tramo entre la salida del evaporador y la entra al condensador este circuito se encuentra un aislamiento térmico con poliuretano de 0.63 cm (0.25').

3.2.5. Instrumentación

El diagrama de instrumentación se muestra en la figura 13. Como se puede apreciar en dicha figura las ubicaciones y cantidades de instrumentos son similares en el humidificador y deshumidificador. Todos los instrumentos se encuentran conectados a la misma tarjeta de adquisición de datos y, a excepción de los termopares, operan con una alimentación de 24 V DC.

3.2.5.1. Mediciones de flujo de agua

Los sensores de flujo másico para líquidos son del tipo propela, de la marca Proteus Industries Inc. del modelo 08004PN06QC. El material de construcción es de polipropileno, tienen un intervalo de medición de 0.2–2.3 l/min, su señal de salida es analógica de 0–10 V que es directamente proporcional al flujo másico, con una incertidumbre de $\pm 3\%$. Los cuatro sensores se calibraron comparando sus mediciones contra las de otro sensor patrón de alta exactitud. Dicho sensor patrón es del de tipo electromagnético, calibrado por el fabricante, de la marca Flow Technology, Inc., fabricado de acero inoxidable 316, su intervalo de medición es de 0.76–177.9 l/min (0.202–47 GPM), con una exactitud de $\pm 0.2\%$.

En la figura 17 se presenta las curvas de calibración de los 4 sensores 08004PN06QC de flujo másico para líquido. Como lo indica el fabricante su señal de salida es directamente proporcional al flujo medido, por lo que se puede ajustar a una recta la ecuación característica de medición de cada sensor.

3.2.5.2. Mediciones de flujo aire

Los sensores de flujo másico de aire, de la marca Omega y modelo FLR1206, tienen un intervalo de medición de 100–500 l/min. Estos medidores de flujo tienen una salida de 0–5 V que es proporcional al caudal, con un error absoluto de $\pm 2.0\%$. También se calibran comparando sus mediciones contra un sensor patrón. Sus mediciones se compararon con un caudalímetro de aire térmico de inserción inteligente modelo FMA-1612-V2. Cuenta con un intervalo de medición de 0–500 L/min. Este sensor de flujo

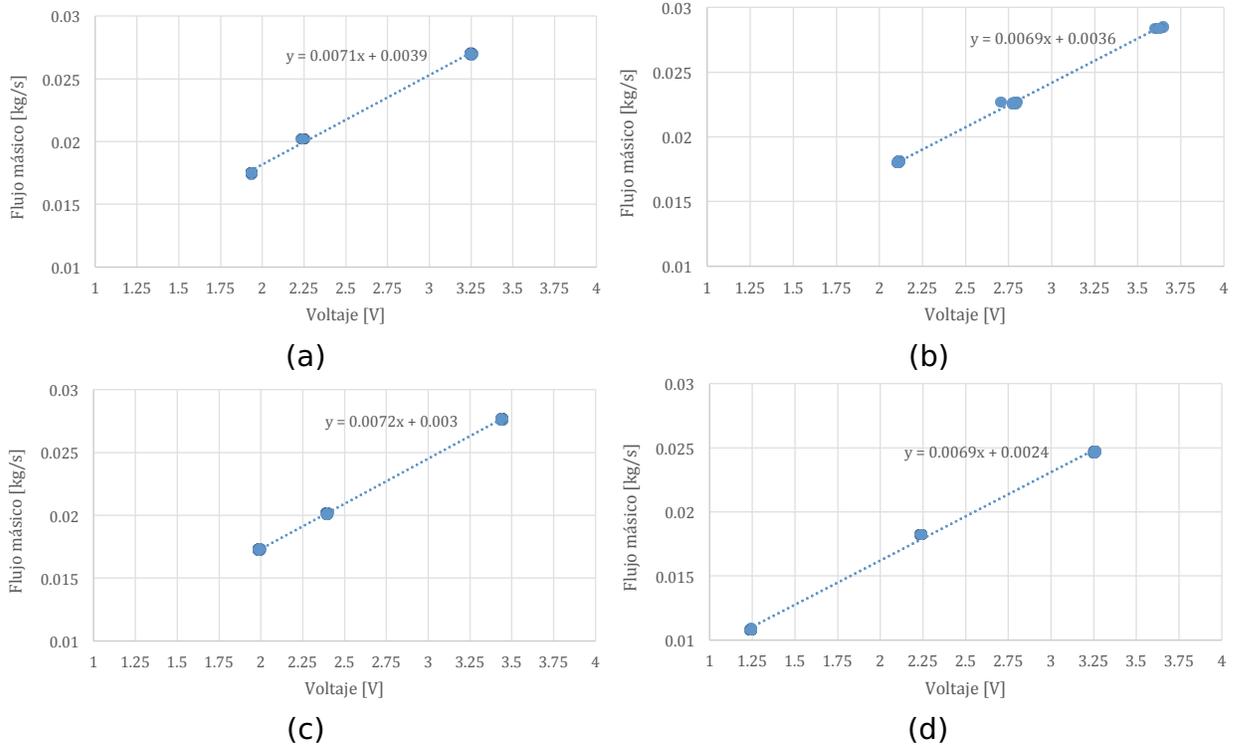


Figura 17. Curvas de calibración de los sensores de flujo másico de líquido 08004PN06QC. (a) $\dot{m}_{sw,in,e}$, (d) $\dot{m}_{sw,out,e}$, (c) $\dot{m}_{fw,in,c}$ y (d) $\dot{m}_{fw,out,c}$

másico tiene un tiempo de respuesta de <10 ms. El medidor de flujo de aire proporciona una señal de salida de 0–5 V.

En la figura 18 se presentan las curvas de calibración de los tres sensores de flujo másico de aire. El sensor ubicado en la tubería de aire entre el humidificador y deshumidificador mide la humedad relativa en este recorrido, debido a que, como ya se mencionó anteriormente, los valores de las propiedades a la entrada del deshumidificador se consideraron iguales a los de salida del humidificador.

3.2.5.3. Mediciones de temperatura

Las cuatro temperaturas medidas a la entrada y a la salida de las dos torres se miden con termómetros de tipo termistor (RTD), estos sensores se caracterizan por su alta precisión y reproducibilidad. Los termistores usados son de la marca West Control Solution de modelo PT-100, con un intervalo de temperaturas de -70 – 300 °C, con una señal de salida de 0–5 V directamente proporcional a la temperatura medida y un error absoluto de ± 0.35 °C en el intervalo de los 0– 100 °C.

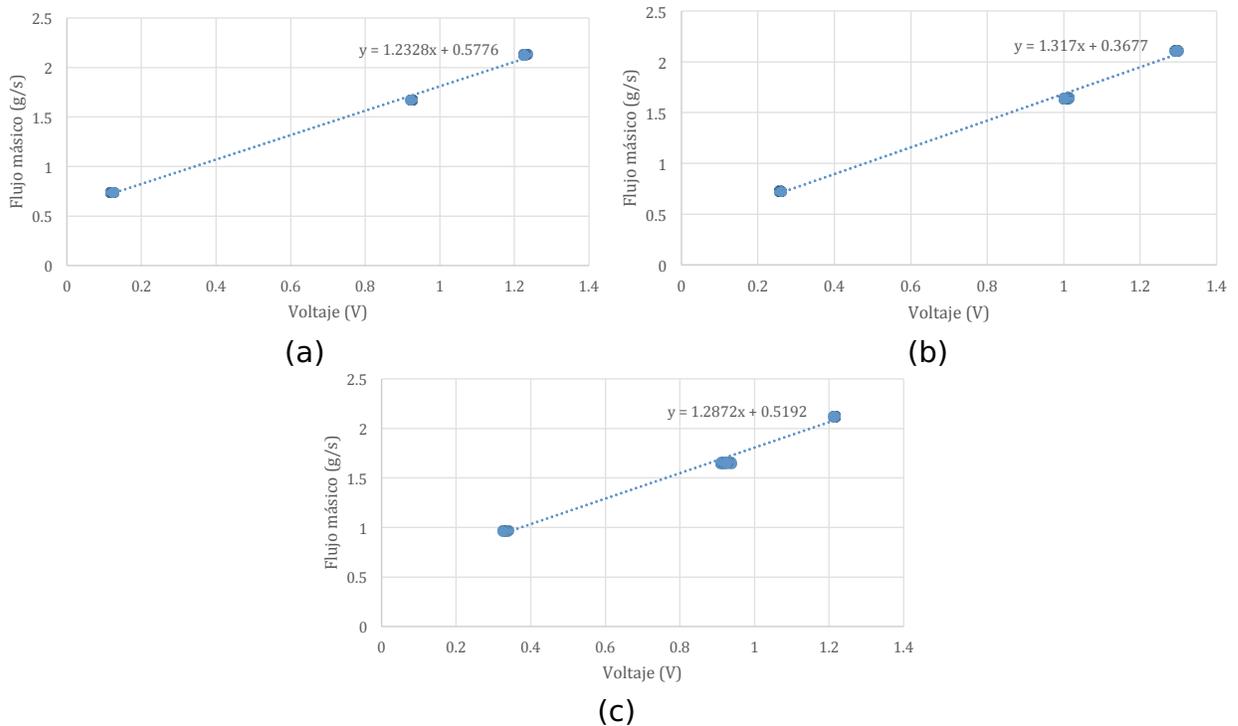


Figura 18. Curvas de calibración de los sensores de flujo másico de gas FLR1206. (a) $\dot{m}_{g,in,e}$, (d) $\dot{m}_{g,out,e}$, (c) $\dot{m}_{g,out,c}$

Para calibrar estos termopares se usó el método de comparación contra un patrón, el procedimiento de dicho método consiste en sumergir los 4 sensores RTD y el termómetro patrón simultáneamente en tres baños de agua que se encuentren a distintas temperaturas uniformes, y para cada baño se toman diez lecturas de los RTD y del patrón cada 10 segundos. Con los datos obtenidos con la calibración se obtuvieron las correlaciones para cada instrumento mostradas en la figura 19, estas correlaciones se programan en el software VeePro usado para administrar la captura de datos recolectados por la tarjeta adquisidora de datos.

Asimismo, las mediciones de las diez temperaturas en los cinco puntos ubicados en el interior de las dos torres se realizan con termopares tipo K. Se usa este tipo de termopares debido a su intervalo de medición (-200–1372 °C) y su alta resistencia a la oxidación, esta última característica se consideró debido a que colocado en su posición se encuentra en contacto con las gotas de los líquidos. Además de que su calibración la realiza la tarjeta adquisidora de datos de manera automática con una exactitud de $\pm 0.2\%$.

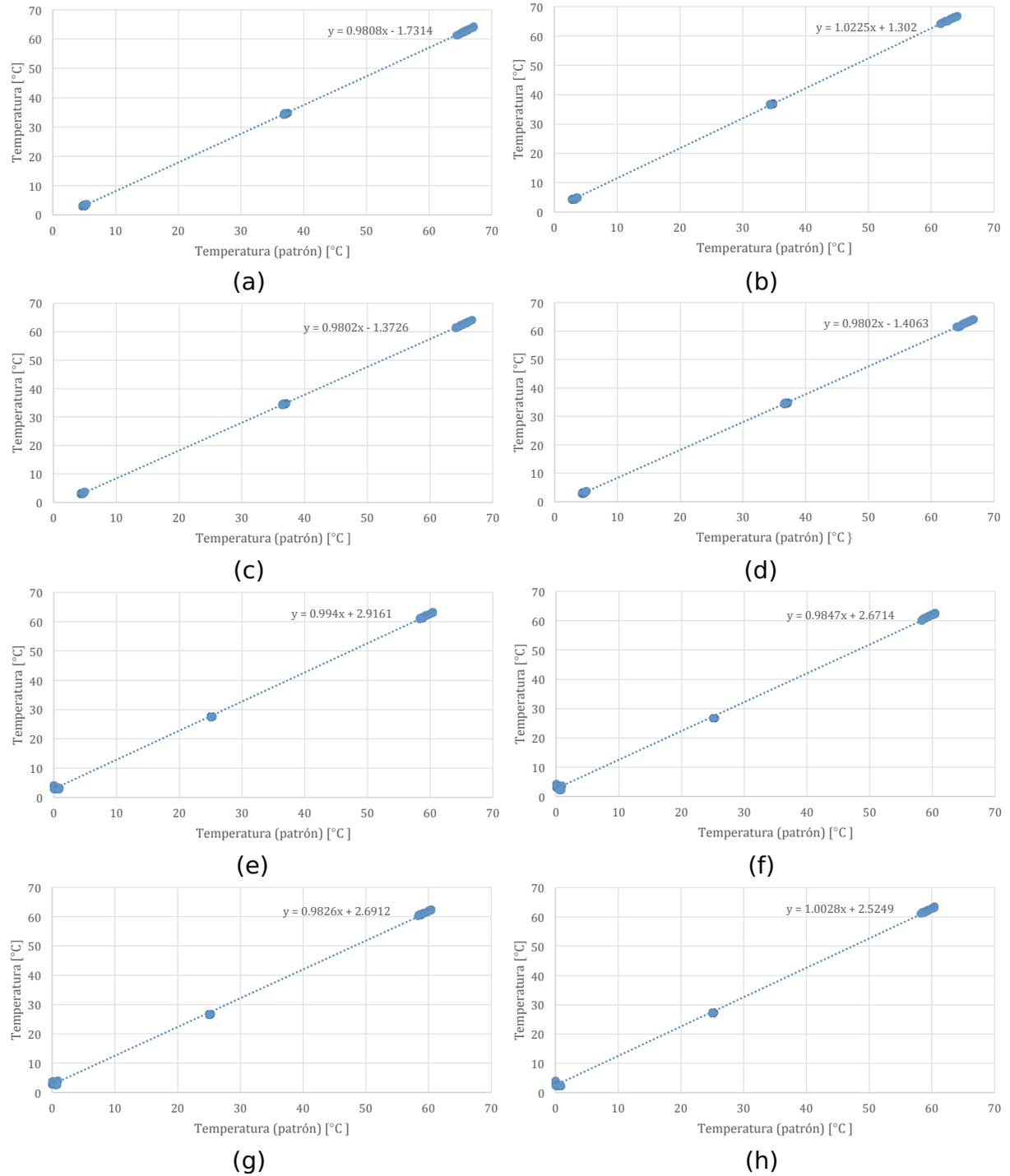


Figura 19. Curvas de calibración de los sensores de temperatura RTD. (a) $T_{sw,in,e}$, (b) $T_{fw,in,c}$, (c) $T_{g,out,e}$, (d) $T_{g,out,c}$, (e) $T_{g,in,e}$, (f) $T_{g,in,c}$, (g) $T_{sw,out,e}$, (h) $T_{fw,out,c}$

Tabla 3. Sensores de humedad relativa.

Marca	Modelo	Salida	Error
Mamac System	HU-224-2-VDC	0 V a 5 V	$\pm 2\%$
Mamac System	HU-224-3-mA	4 mA - 20 mA	$\pm 3\%$
Vaisala	HMD60U	4 mA a 20 mA	$\pm 2\%$

3.2.5.4. Mediciones de humedad relativa

La humedad relativa se mide con 3 sensores de humedad relativa, de tipo capacitivo. El principio de medición usado por estos sensores es evaluar el cambio de capacitancia de un material en función de la humedad relativa existente en el ambiente que lo rodea, dicha capacitancia responde en forma lineal a la humedad relativa en el intervalo de 0–100%. Están diseñados para trabajar en ambientes contaminados (polvo, partículas, suciedad, aceite, etc.).

Como se muestra en la tabla 3, el primer instrumento implementado, que se encuentra colocado a la entrada del humidificador, es de la marca Mamac System, modelo HU-224-2-VDC, tiene una señal de salida de 0–5 V, con un error absoluto máximo de $\pm 2\%$. El segundo sensor de humedad relativa se encuentra instalado a la salida del humidificador, es de la misma marca que el anterior, pero de modelo HU-224-3-mA. A diferencia del primer sensor, éste tiene una señal de salida de 4–20 mA y un error absoluto máximo de $\pm 3\%$. El tercer sensor se ubica a la salida del deshumidificador, es de la marca Vaisala y modelo HMD60U. La señal de salida de este sensor es de 4–20 mA tiene un error absoluto de $\pm 2\%$.

3.2.5.5. Mediciones de presión

Las presiones en ambas torres se miden con dos transductores de presión estática de la marca Cole Palmer, modelo 206 con un intervalo de medición de 0–50 PSIG. Con una alimentación de 12–28 VDC, una señal de salida 0.1–5.1 VDC y con una exactitud de $\pm 0.13\%$. Estos dos transductores se calibraron por el método de comparación contra el sensor patrón descrito en la sección 3.2.5.2.

En la figura 20 se muestran las curvas de calibración de los transductores de pre-

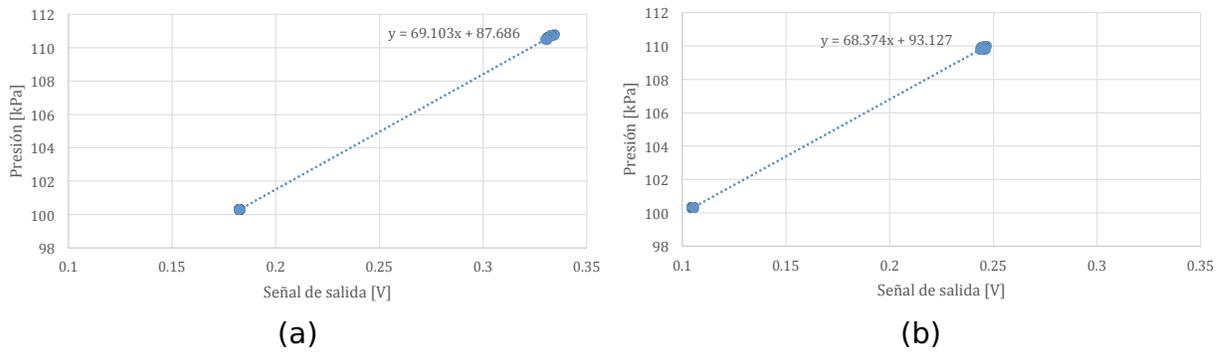


Figura 20. Curvas de calibración de los transductores de presión 206. (a) $P_{g,out,e}$, (d) $P_{g,out,c}$.

sión, donde según el fabricante la señal de salida es directamente proporcional a la presión que se está midiendo.

3.2.5.6. Sistema de adquisición de datos

Con la finalidad de recaudar las señales analógicas proporcionadas por los instrumentos usados en las pruebas experimentales se usa un sistema de adquisición de datos formado por una computadora personal (PC) y una unidad de adquisición de datos de la marca Keysight Technologies del modelo 34972A, los cuales se encuentran conectados vía USB. Dicha unidad 34972A cuenta con tres ranuras para acoplarle diferentes módulos, que son los que permiten conectar instrumentos hasta 180 canales, en este caso se usan dos módulos, de modelo 34901A, que cuenta 22 canales, 20 para medir voltaje y 2 para medir corriente. Además, tienen la capacidad de Medir y convertir hasta 11 señales de entrada por canal distintas (termopares, RTD y termistores; voltaje y corriente en DC y AC, etc).

Con el programa computacional de ambiente gráfico llamado VeePro instalado en la PC se administra la adquisición de datos por medio de la creación de una interfaz gráfica que controla la tarjeta adquisidora de datos, con la finalidad de almacenar y visualizar en tiempo real los datos registrados por los instrumentos durante los experimentos. Con el VeePro se puede especificar el intervalo de tiempo en el que se toman y guardan las mediciones de los instrumentos. Además, permite guardar los datos en un archivo con el formato determinado por el usuario, para posteriormente tratar dicha información.

En el anexo D se muestran las diferentes partes de la Interfase usada para el mo-

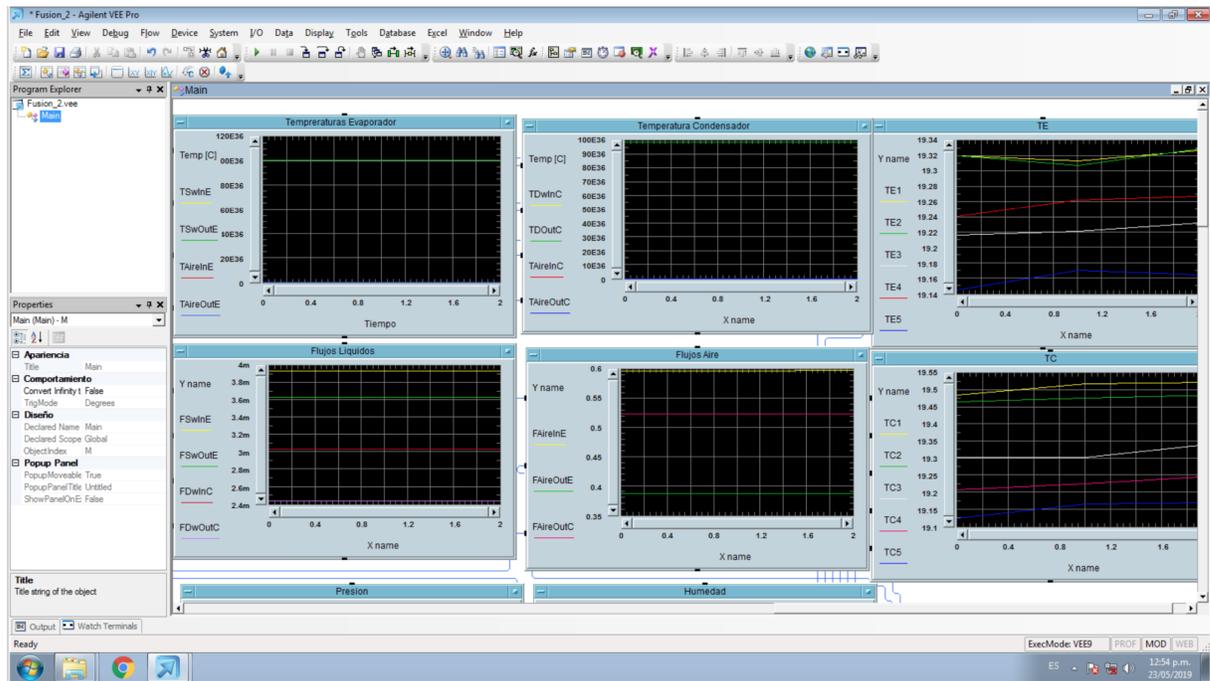


Figura 21. Parte de la interfase programada con VeePro.

nitoreo en tiempo real de las variables medidas durante las pruebas experimentales. En esta interfase se incluye un objeto de entrada de datos donde se puede modificar el intervalo de tiempo en segundos que transcurre entre cada lectura de los datos medidos por los instrumentos. También se muestran los objetos de entrada donde se programaron las ecuaciones de calibración de cada instrumento, y por último aparece un objeto donde se program el formato y orden en que se graban las mediciones en el archivo asignado.

Además, en dicha interfase de crearon 30 objetos de salida donde se despliegan los valores de las variables que captura la tarjeta de adquisición de datos. Estos 30 objetos están ordenados de manera que asemejan las posiciones de los instrumentos en el humidificador y deshumidificador de la instalación experimental.

En la figura 21 se muestra la parte de la interfase que incluye las gráficas donde se imprime en tiempo real los valores de las temperaturas de los fluidos durante las pruebas experimentales. Una vez que este programa comienza su registro, los datos experimentales se graban en un archivo asignado como base de datos. El nombre del archivo, el destino y la frecuencia de grabación se pueden definir en este panel.

Tabla 4. Matriz experimental propuesta.

Parámetro	Valores		
$T_{w,in,e}$ [°C]	40	50	60
$\dot{m}_{w,in,e}$ [kg/min]	0.9	1.1	1.3
$\dot{m}_{g,in,e}$ [L/min]	45	60	75
$\dot{m}_{w,in,c}$ [kg/min]	0.9	1.1	1.3

3.3. Métodos y procedimientos experimentales

Las pruebas experimentales se realizaron durante períodos de 4 horas, durante el cual se varió tres veces el valor la temperatura del agua de entrada al evaporador para registrar tres pruebas experimentales distintas, dejando el resto de las condiciones de operación fijas de acuerdo a los valores correspondientes a las pruebas especificadas para esa prueba.

Con el objetivo de probar diferentes condiciones de operación se plantearon diferentes combinaciones de determinados parámetros de entrada, los valores propuestos se presentan en la matriz experimental mostrada en la tabla 4. Sin embargo, debido a condiciones reales, sobre todo por las condiciones de las válvulas que controlan los flujos másicos, dichos valores no se obtuvieron con exactitud en cada experimento, por lo que las pruebas realizados se llevaron a acabo con valores lo más cercanos posibles a los propuestos.

Por otro lado, si bien son varios los factores que afectan el rendimiento del sistema HDH, los parámetros independientes mostrados en la tabla 4, se emplean debido a que son los que mas influyen en el rendimiento térmico, esto con base en el análisis paramétrico realizado en el capítulo anterior (sección 4.2), otra consideración tomada en cuenta fue que dichas variables se controlan y ajustan con una mayor facilidad de acuerdo a las disposiciones de la instalación experimental construida. Los parámetros variables incluyen la temperatura del agua de entrada al evaporador, los flujos másicos del agua de entrada al evaporador del agua de entrada al condensador.

A pesar de que la temperatura del agua de entrada al condensador tienen un efecto sobre la productividad del sistema HDH, en estas pruebas experimentales no se incluyó en las variables a cambiar en los experimentos, debido a que la complejidad

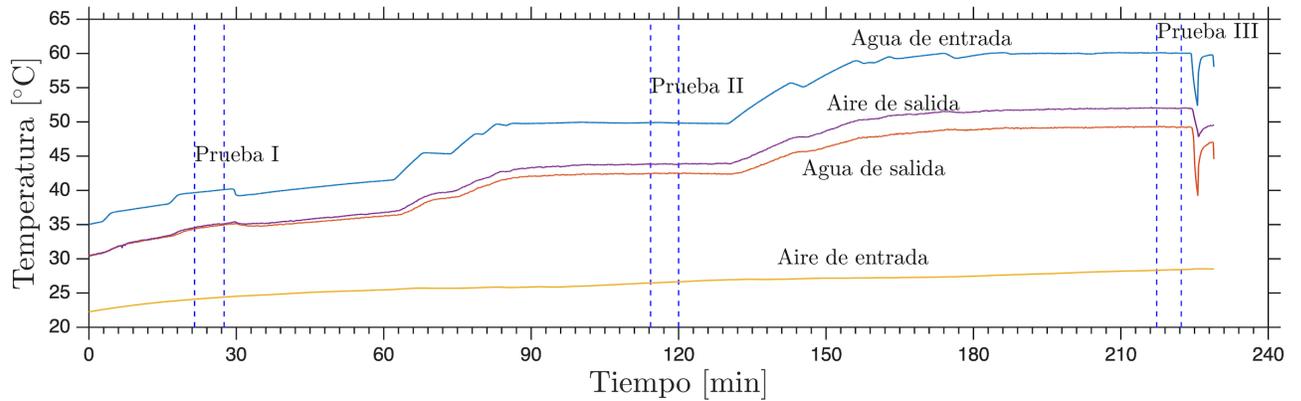


Figura 22. Valores registrados de las temperaturas de los fluidos a la entrada y salida del evaporador durante una prueba experimental.

para establecer un su valor requerido y constante, al igual que en condiciones reales de operación, lo que significaría el aumento de un sistema de refrigeración y control para este fluido en la instalación experimental.

Debido a que en la investigación actual se considera que los procesos se llevan a cabo en estado estacionario, se consideró que los procesos físicos habían alcanzado el estado estacionario durante las pruebas experimentales cuando el cambio en los valores de las temperaturas de los fluidos fueron menores al 2%. Para esto se vigiló los indicadores (figura 21) incluidos en la interfase programada con VeePro. En la figura 22 se muestra como ejemplo los valores de las temperaturas de los fluidos a la entrada y salida del evaporador guardados durante una prueba experimental, en la gráfica se indica el intervalo de mediciones para cada prueba experimental tomadas para el tratamiento de datos. Los datos se registraban y guardaban automáticamente por el sistema de adquisición de datos cada 5 segundos.

Como actividades previas a las pruebas experimentales, a las válvulas usadas para restringir el paso de los fluidos se les ajustaban las aperturas a las que se tenían que fijar para obtener los flujos máxicos establecidos en la matriz experimental. Estas aperturas de las válvulas se establecían y verificaban previo a las pruebas experimentales, para conseguir los valores de los flujos máxicos requeridos en las pruebas a realizar.

Los pasos seguidos para la realización de las pruebas experimentales se describen a continuación:

1. Se pone en marcha el programa adquisidor de datos. Donde se empieza a inspec-

cionar los valores de los parámetros medidos en la interfase de VeePro.

2. Antes de dirigir el agua al evaporador, se inicia su calentamiento en el tanque de almacenamiento con el sistema de calentamiento eléctrico, en conjunto con una recirculación del agua con el sistema de bombeo. En el momento en que la temperatura del agua llegue a 5 °C por debajo de la temperatura determinada para la prueba experimental, se fija la potencia eléctrica que debe entregar el sistema de calentamiento para mantener la temperatura del agua de entrada deseada.
3. Enseguida, se cierra la recirculación del agua para dirigirla al evaporador, y dar paso a la generación de gotitas dentro del humidificador. También, se enciende el sistema de bombeo para el deshumidificador, para producir el descenso de gotitas e iniciar el proceso de condensación.
4. Entonces se procede a encender el ventilador para generar la corriente de aire en el sistema.
5. Se continúa inspeccionando los valores de los parámetros de operación en la interfase para asegurar que los valores medios sean los más aproximados a los establecidos en la matriz para cada prueba experimental. En caso de tener una diferencia significativa en alguno de estos valores, se procede a modificar la apertura de válvulas o la potencia de suministro en el sistema de calentamiento de agua.
6. Se prosigue con la operación de la instalación experimental hasta que el cambio en los valores sea el indicado anteriormente, al llegar este momento se deja operar la la instalación por 10 min más, y se da por terminada una prueba experimental y se continua con la siguiente.
7. A continuación se procede a aumentar la potencia en el sistema de calentamiento para alcanzar la siguiente temperatura en el agua del humidificador. En el caso que sea la tercera y última temperatura del agua programada para esas pruebas se procede a apagar los equipos de la instalación experimental y el sistema de adquisición de datos.

Capítulo 4. Análisis de resultados

En este capítulo se presenta la validación del modelo matemático propuesto, usando como referencia el trabajo publicado por Franchini *et al.*, 2015. Posteriormente se presenta un análisis paramétrico del sistema HDH propuesto, variando los principales parámetros de operación, con la finalidad de determinar los efectos de éstos sobre el rendimiento de la unidad de desalinización HDH propuesta en este trabajo.

4.1. Validación del modelo

Para validar el modelo desarrollado en este trabajo, se realizó una comparación con los resultados numéricos y experimentales publicados por Franchini *et al.*, 2015. Su trabajo consistió en analizar cuatro configuraciones distintas de un sistema de desalinización HDH, en las cuales, el evaporador y condensador eran dos columnas de sección transversal cuadradas con una área de 0.36 m^2 y 2.0 m de altura cuyas paredes se fabricaron de acrílico transparente.

En la primera y segunda configuraciones analizadas, el humidificador funcionó como intercambiador de calor y masa de contacto directo con varias boquillas de aspersión distribuidas en lo alto de la torre. En la tercera y cuarta configuraciones se agregó un relleno de láminas corrugadas de PVC. Además, en la segunda y cuarta configuraciones, se instaló un intercambiador de calor recuperativo en el fondo del evaporador, con la finalidad de transferir calor contenido en la salmuera hacia al agua de mar fría. En estos cuatro casos, se roció agua de mar caliente desde la parte superior de las columnas y el aire circuló de abajo hacia arriba por el humidificador.

Por otro lado, el condensador estaba formado por dos intercambiadores de calor líquido-aire colocados diagonalmente, en los cuales, el aire ingresaba por la parte superior y salía por la parte inferior para después entrar al evaporador formando un ciclo cerrado. Por el lado del líquido de estos intercambiadores circulaba el agua de mar fría para precalentarla antes de que ingresara al sistema de calentamiento, por lo que el fluido refrigerante era el agua de mar.

Sus resultados publicados correspondientes a su primera configuración, donde se analizan el humidificador sin relleno y el intercambiador líquido-aire como condensa-

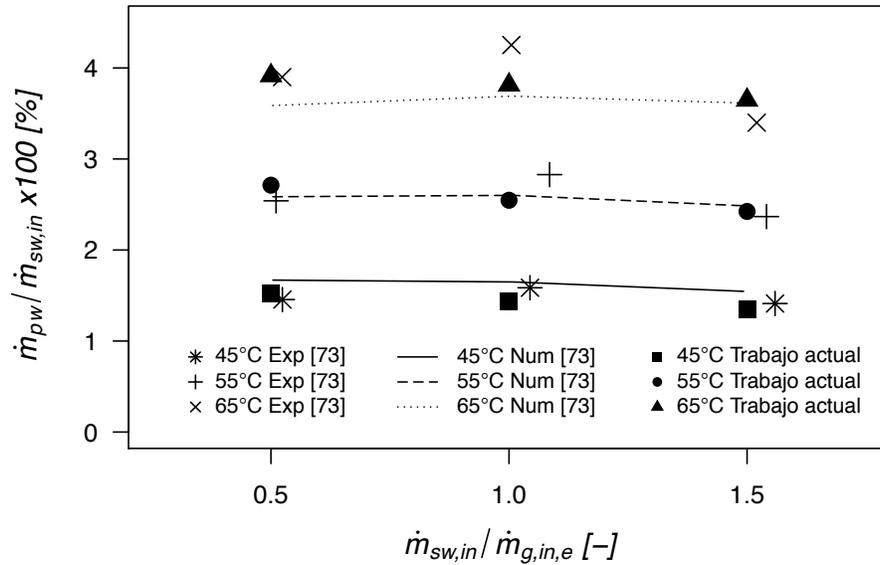


Figura 23. Comparación de resultados los publicados por Franchini *et al.*, 2015, y los obtenidos en el presente trabajo, para tres temperaturas de agua de mar de entrada en función de tres relaciones de los flujos máxicos de condensación y de aire. "Exp" se refiere a sus resultados experimentales y "Num" a sus resultados numéricos.

dor, se emplearon para validar el modelo desarrollado en este trabajo, con los mismos parámetros geométricos y con las nueve condiciones de operación que corresponden a la combinación de tres valores de los dos parámetros siguientes: la temperatura de entrada de agua de mar con valores de 45 °C, 55 °C y 65 °C, y la relación del flujo máxico de agua de mar entre el flujo máxico del aire ($\dot{m}_{sw,in} / \dot{m}_{g,in,e}$) en proporciones de 0.5, 1.0 y 1.5. La temperatura y flujo máxico de agua de mar se fijaron en 23 °C y 0.135 kg/s.

En la figura 23 se muestran la comparación del presente trabajo contra el de Franchini *et al.*, 2015. El parámetro usado para la comparación es el porcentaje de de agua de mar que entra al evaporador que se purifica ($\dot{m}_{pw,in} / \dot{m}_{sw,in} \times 100$), en esta gráfica se presentan en función de la relación del flujo máxicos de agua de mar entre el flujo máxico de aire ($\dot{m}_{sw,in} / \dot{m}_{g,in,e}$). Al comparar los resultados de este trabajo con el modelo desarrollado, se observan diferencias máxicas de 13% en algunas condiciones de operación, pero en la mayoría de las condiciones se tienen diferencias menores al 10%.

Como se observa en la figura 23, la producción de agua desalada muestra una tendencia a la alza conforme se incrementa la temperatura del agua de mar de entrada en los dos estudios. Sin embargo, se observan producciones de agua desalada

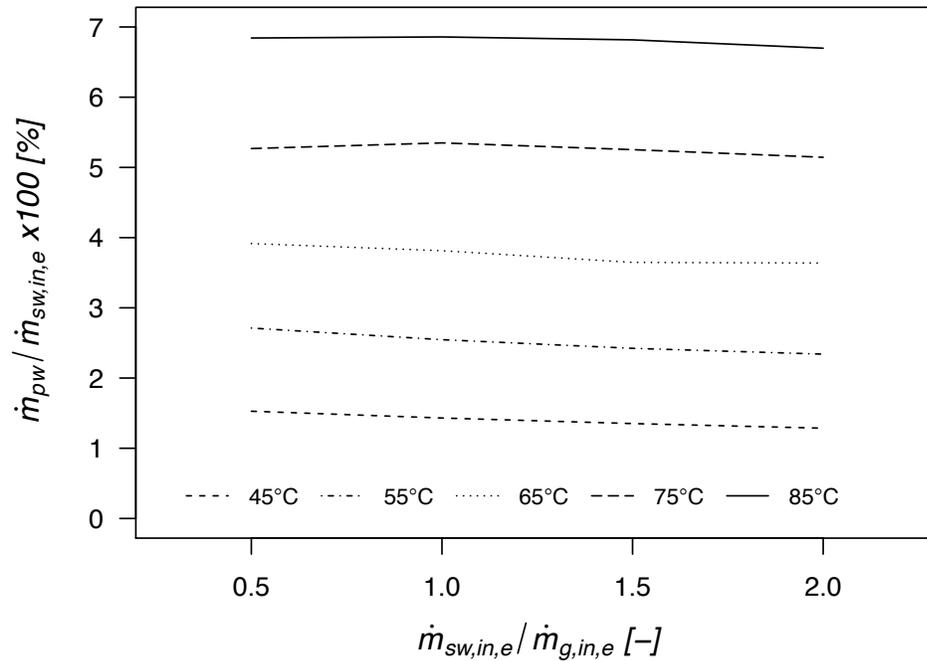


Figura 24. Efecto de la relación de flujos de agua de mar y aire en la relación de la producción y el flujo másico de agua de mar de entrada, para diferentes temperaturas de agua de mar de entrada.

ligeramente mayores cuando disminuye el flujo másico de aire ($\dot{m}_{g,in,e}$) en el trabajo aquí presentado, a diferencia de los resultados presentados por Franchini *et al.*, 2015, donde las producciones máximas para cada caso se presentan cuando las relaciones de flujos másicos son igual a 1. No obstante, como se puede ver en la figura, en este trabajo también se observa la tendencia a obtener máximas producciones cuando se tienen una relación de flujos igual a 1 pero para temperaturas mayores a 65 °C.

La tabla 5, contiene la comparación entre los valores de la temperatura del agua de mar, la temperatura del aire y la humedad relativa del aire, medidos a la salida del humidificador por Franchini *et al.*, 2015, y los obtenidos en el presente trabajo numérico. Como lo muestra dicha tabla, se obtienen diferencias menores al 3% entre los dos trabajos. Para esta comparación se utilizaron los siguientes parámetros de operación reportados por Franchini *et al.*, 2015: $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.135$ kg/s, $T_{sw,in,e} = 55.4$ °C, $T_{g,in,e} = 26.6$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.135$ kg/s, y $\phi_{in,e} = 100\%$. Se puede observar que los porcentajes en las diferencias son marginales, lo que mejora la confiabilidad del modelo aquí planteado.

En la siguiente sección se presenta el análisis paramétrico realizado con el objetivo de analizar el efecto de los principales parámetros de operación sobre las tasas de

Tabla 5. Comparación entre los resultados experimentales de Franchini *et al.*, 2015, y del presente trabajo de los valores de los parámetros de salida de los fluidos de salida para un experimento.

$\dot{m}_{sw,in,e} = 0.135 \text{ kg/s}$, $T_{sw,in,e} = 55.4 \text{ °C}$, $T_{g,in,e} = 26.6 \text{ °C}$, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.135 \text{ kg/s}$ y $\phi_{in,e} = 100 \%$			
Variable	Franchini <i>et al.</i> , 2015	Trabajo actual	Diferencia (%)
$T_{sw,out,e} \text{ [°C]}$	36.8	36.4	1.1
$T_{g,out,e} \text{ [°C]}$	40.8	40.1	1.6
$\phi_{g,in,e} \text{ [%]}$	100	100	0.0

evaporación y condensación correspondientes en los intercambiadores de calor de contacto directo aquí estudiados.

En la siguiente sección se presenta el análisis paramétrico realizado con el modelo matemático presentado en las secciones anteriores, en el cual se enfoca en el análisis del efecto de los principales parámetros de operación sobre las tasas de evaporación y condensación correspondientes en los intercambiadores de calor de contacto directo aquí estudiados.

4.2. Análisis paramétrico

En este estudio, no sólo se consideró importante el efecto de las propiedades de entrada de los fluidos de trabajo sobre la producción de agua, sino también se tomaron en cuenta las dimensiones del sistema y las características de las gotas de agua en la entrada al humidificador y al deshumidificador, como relevantes para la obtención de un rendimiento térmico alto. Además de que a estos parámetros se les considera importantes para el diseño, debido a que ayudan a disminuir los costos de construcción de los sistemas HDH.

En consecuencia, se implementó el modelo desarrollado con la finalidad de determinar qué parámetros de operación y geométricos son los de mayor influencia en el rendimiento térmico del sistema HDH aquí propuesto, realizando varias pruebas a diferentes condiciones de operación. Los intervalos de estudio aplicados se establecieron de la siguiente forma: la temperatura y el flujo másico de agua de mar que ingresa al evaporador se variaron en los intervalos de 60–80 °C y 0.2–2 kg/s, respectivamente. La temperatura del agua dulce y el flujo másico en la entrada del deshumidificador

se establecieron en 15 °C y 0.8 kg/s, respectivamente. Además, la temperatura y el flujo másico del aire se modificaron en el intervalo de 15–25 °C y entre 0.2–2 kg/s, respectivamente.

También se estudió el efecto de las alturas del humidificador y del deshumidificador dentro del intervalo de 0.5 m a 2 m. En cuanto a las características de las gotas generadas por la boquilla se aplicaron velocidades dentro de 4 m/s a 7 m/s y sus diámetros se ubicaron entre 0.6 mm a 10 mm. En este análisis se consideró que las velocidades y los diámetros de las gotas de entrada fueron iguales tanto para el humidificador como para el deshumidificador en cada uno de los experimentos realizados.

4.2.1. Efecto de la velocidad y del diámetro de gota

La velocidad y el diámetro de las gotas de agua son dos parámetros de gran interés en el análisis de los sistemas HDH con intercambiadores de contacto directo, debido a que el diámetro de las gotas determinan el tamaño de las gotas, lo que establece el área total de transferencia de calor y masa al sumar el área superficial de todas las gotas presentes en el intercambiador. Asimismo, la velocidad, determinada a partir de los flujos másicos, establecen el tiempo de contacto entre los fluidos, a diferencia de los sistemas con empaquetamiento donde el área y velocidad del líquido se establecen de acuerdo a las características del relleno presente.

La consideración de tener gotas de entrada iguales en ambas torres se hizo considerando que en ambas unidades se usan boquillas de aspersion con las mismas características y sistemas de bombeo idénticos en los circuito de agua de mar y de agua fresca. Los parámetros de velocidad y diámetro de gota considerados en este trabajo se tomaron con base en las características inherentes a ciertos modelos de boquillas de aspersion comerciales. Se han tomado, para este trabajo, los diámetros de 0.6 mm, 0.8 y 1 mm por ser los planeados para las pruebas experimentales de este trabajo, estos por ser diámetros de gota que pueden formarse fácilmente por boquillas de aspersion comerciales.

En la figura 25 se presenta el efecto de la velocidad de las gotitas sobre la producción de agua pura con tres diámetros de gotitas distintos: 0.6, 0.8 y 1.0 mm. El aumento de la velocidad de gota provoca una disminución en la producción de agua

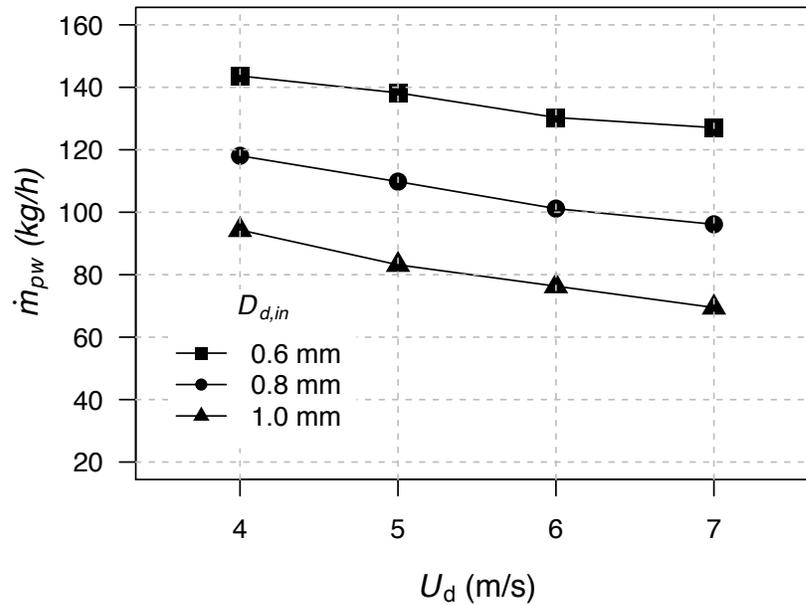


Figura 25. Efecto de la velocidad de la gota dentro del humidificador y deshumidificador sobre la producción de agua dulce para diferentes diámetros de gotas de entrada. ($H_e = 1$ m, $H_c = 1$ m, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

pura, debido a que se provoca una reducción en el tiempo en que las gotas permanecen en contacto con el aire dentro del humidificador y del deshumidificador. Esto se ve reflejado en una disminución en el cambio de humedad específica (Ec. 34) a lo alto de las torres. En esta figura también se observa que con gotas más pequeñas se obtienen producciones mayores de agua fresca. Esto se debe a que al disminuir el diámetro de las gotas, manteniendo constantes los flujos mássicos de agua de mar y de agua fresca, se produce un aumento en el número de gotas (ecuaciones 32 y 33), esto provoca el aumento del área total de transferencia.

De igual manera, en la figura 26 se muestra el efecto de la velocidad de gota con diferentes diámetros de gota sobre el desempeño del sistema HDH, bajo las mismas condiciones de operación presentadas en la figura 25. También, se observa que para estos casos la cantidad de masa de agua evaporada es mayor a la cantidad de agua condensada por el sistema HDH. El rendimiento del sistema HDH mostrado en la figura es menor a 1 debido a que para cada torre se tienen diferentes gradientes de temperatura y humedad específica entre los fluidos de trabajo. Esto se debe a que los gradientes están determinados por las propiedades de entrada de los fluidos que actúan en cada torre. Por lo anterior, se puede pensar que al modificar alguno de los parámetros geométricos del sistema se puede obtener una mayor cantidad de agua

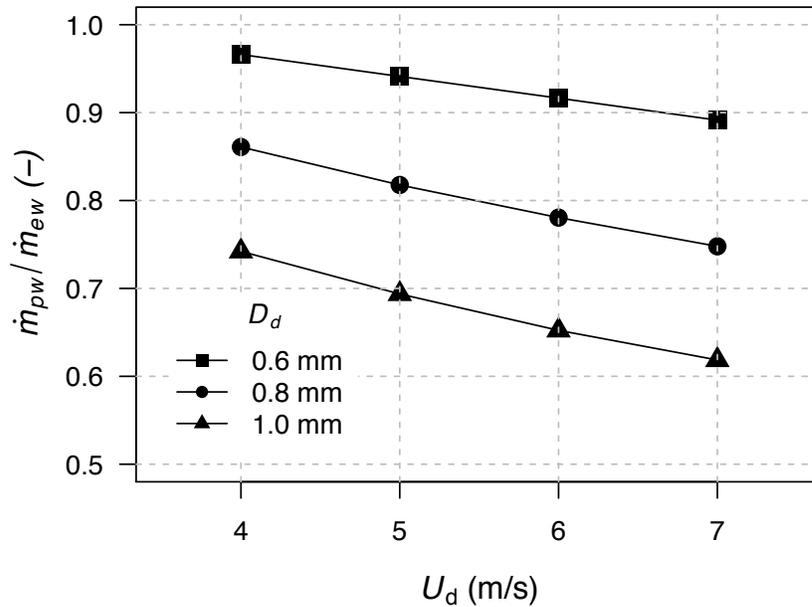


Figura 26. Efecto de la velocidad de la gota dentro del humidificador y deshumidificador sobre η para diferentes diámetros de gotas de entrada. ($H_e = 1$ m, $H_c = 1$ m, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

pura durante la condensación. Un ejemplo de esto sería usar un deshumidificador más alto que el humidificador, donde las gotas puedan permanecer más tiempo en contacto con el aire húmedo durante el proceso de condensación. Por lo que se puede incrementar el desempeño del sistema HDH estableciendo diferentes relaciones entre la altura del deshumidificador y la altura del humidificador (H_c/H_e).

4.2.2. Efecto de las alturas del humidificador y deshumidificador

La influencia de la altura del humidificador (H_e) para diferentes alturas de deshumidificador (H_c) en la producción de agua dulce se muestra en la figura 27, donde se puede observar que al aumentar la altura del humidificador se incrementa la productividad del sistema. Al usar un humidificador con alturas mayores se provoca que el aire salga de éste con una humedad específica mayor, es decir que el aire absorbe una cantidad mayor de vapor. Esto se debe a que el tiempo que permanecen en contacto las gotas y el aire es mayor, ya que recorren una mayor distancia dentro del humidificador.

Como se observa en la figura 27, si la altura del humidificador permanece constante y se aumenta la altura del deshumidificador los incrementos en la producción de agua

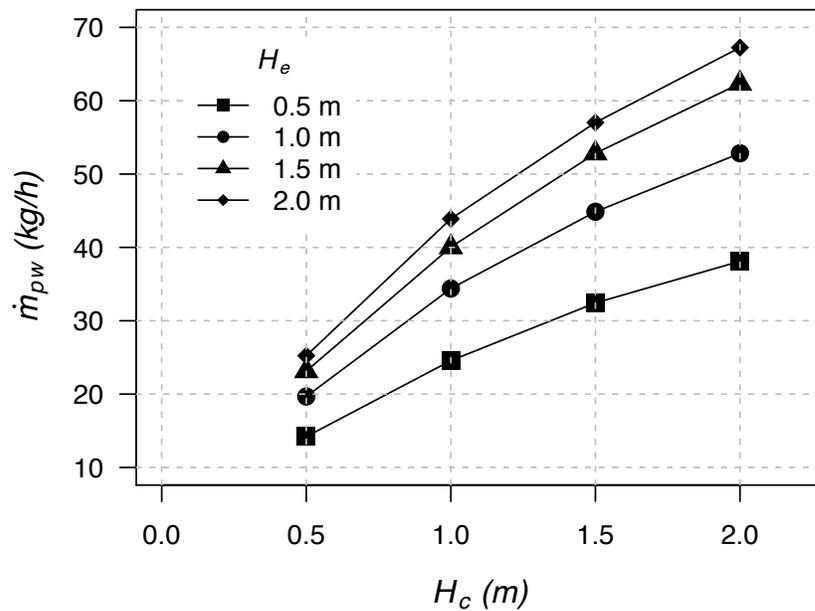


Figura 27. Efecto de las alturas del humidificador y deshumidificador en la producción de agua dulce. ($D_{d,in} = 1$ mm, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

para son mayores, en comparación a los incrementos en la producción si se aumenta la altura del humidificador y se deja fija la altura del deshumidificador. Esto quiere decir que la tasa de evaporación es mayor en una misma distancia que la de condensación, debido principalmente a que en el humidificador se tienen gradientes de temperatura y humedad específica mayores que en el deshumidificador bajo las condiciones de estos experimentos. Por lo que la relación de las alturas del humidificador y del deshumidificador se puede considerar un parámetro de diseño significativo, por lo que se vuelve importante estudiar sus efectos en la productividad y el desempeño del sistema HDH.

Sin embargo, al ir incrementando las alturas de las torres, los incrementos en la producción de agua fresca cada vez son menores, debido a que al aumentar las distancias los gradientes de temperatura y humedad específica son menores. Es por esto que el límite en la producción se presenta cuando los gradientes de temperatura y de humedad específica entre los fluidos son cercanos a cero, este caso se obtendría usando alturas lo suficientemente largas.

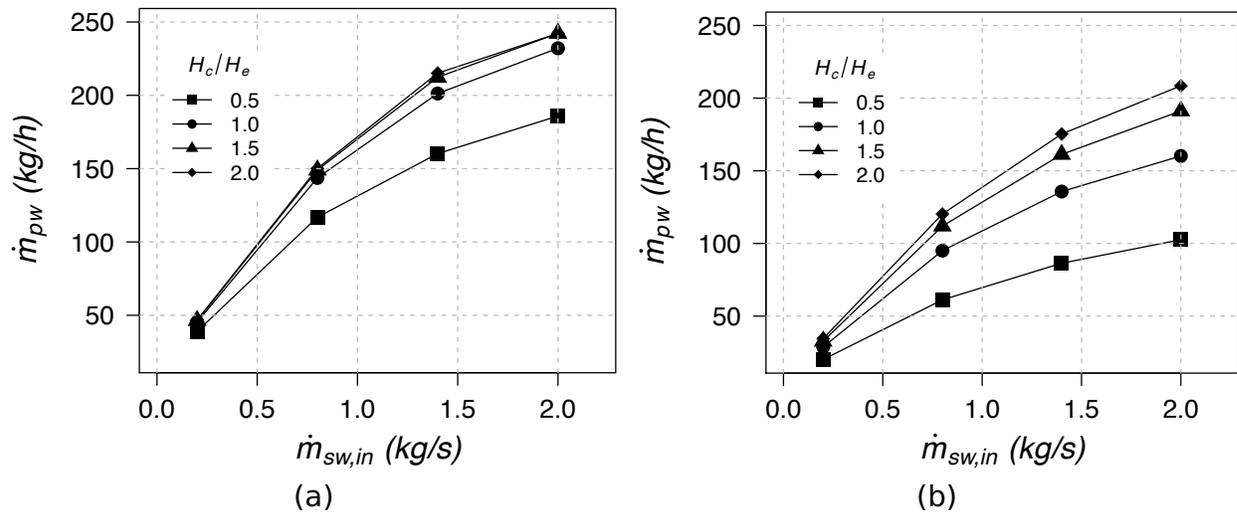


Figura 28. Efecto del flujo másico de agua de mar sobre la producción de agua dulce a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador, y dos diámetros de gota: (a) $D_{d,in} = 0.6$ mm, (b) $D_{d,in} = 1.0$ mm ($H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60$ %, $T_{sw,in} = 80$ °C, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

4.2.3. Efecto del flujo másico del agua de mar de entrada

En la figura 28 se muestra la dependencia de la producción de agua dulce con respecto al flujo másico de agua de mar de entrada al sistema, donde cada gráfica corresponde a dos diámetros de gota iguales a 0.6 y 1.0 mm, respectivamente. Como se puede observar en ambas gráficas, para cualquier relación H_c/H_e la producción presenta aumentos al incrementar el flujo másico de agua de mar. Esto se debe a que con mayor cantidad de líquido pasando por las boquillas, y tomando en cuenta la consideración de que las boquillas generan gotas del mismo diámetro para cualquier flujo másico, se genera una mayor cantidad de gotas, provocando un aumento en el área de transferencia de calor y masa.

La figura 28(a) muestra que con gotas de diámetro igual a 0.6 mm, el menor diámetro examinado en este trabajo, el incremento en la producción no es significativo al aumentar la relación de alturas condensador-evaporador a un valor mayor a 1. Por lo que, además de obtener mayores producciones, otro beneficio de usar un diámetro de gotas muy reducido es que se pueden tener humidificadores y deshumidificadores de la misma altura, esto evita gastos en el material usado en la construcción de un deshumidificador más alto.

Sin embargo, en el caso real de tener una boquilla que genere gotas con mayor

diámetro debido al cambio de algún parámetro implicado, la figura 28(b) muestra lo importante que es la consideración de aumentar la altura del deshumidificador para producir una mayor cantidad de agua fresca. Es decir, si se cuenta con gotas de diámetro igual o mayor a 1 mm y se desea producir la misma cantidad de agua fresca con un consumo menor de energía de bombeo, se requiere una relación de alturas entre el humidificador y deshumidificador igual a 1.5 o mayor.

Al momento de determinar la relación de alturas, otro efecto a considerar cuando se incrementa el diámetro de la gota es que el tamaño de la gota tiene una mayor influencia en la tasa de condensación que en la tasa de evaporación, debido a que conforme las gotas recorren el deshumidificador éstas aumentan su volumen debido a la condensación y con esto aumenta el área superficial de la gota, provocando un incremento en el área total de transferencia total. Por lo tanto para diámetros mayores, a condiciones de entrada iguales de los flujos másicos de líquidos y de los diámetros de gotas en el humidificador y deshumidificador, la influencia de la tasa de condensación aumenta en comparación a la de evaporación debido al cambio en el área total de transferencia.

Las gráficas de la figura 29 ilustran la influencia del flujo másico de agua de mar sobre la relación de la tasa de condensación y la tasa de evaporación (η) para las mismas condiciones de operación de la figura 28. De la comparación entre ambas gráficas, se puede observar que cuando $D_{d,in} = 0.6$ mm, los valores de η son mayores que los obtenidos cuando $D_{d,in} = 1.0$ mm, para cada relación H_c/H_e . La razón de este comportamiento es el hecho de que, para diámetros de gota más bajos, aumenta el área total de transferencia de calor y masa, puesto que se tiene un mayor número de gotas.

No obstante que con el incremento del flujo másico de agua de mar de entrada se tienen mayores producciones, se tienen decrementos en η , esto indica que a medida que $\dot{m}_{sw,in}$ aumenta, el rendimiento del evaporador aumenta más rápidamente que el del condensador. De ahí que para incrementar el rendimiento del sistema se puede aumentar la altura del deshumidificador o incrementar el flujo másico de agua pura de entrada al condensador para aumentar el número de gotas, pero para esta segunda opción se incrementaría el consumo de energía eléctrica debido al bombeo.

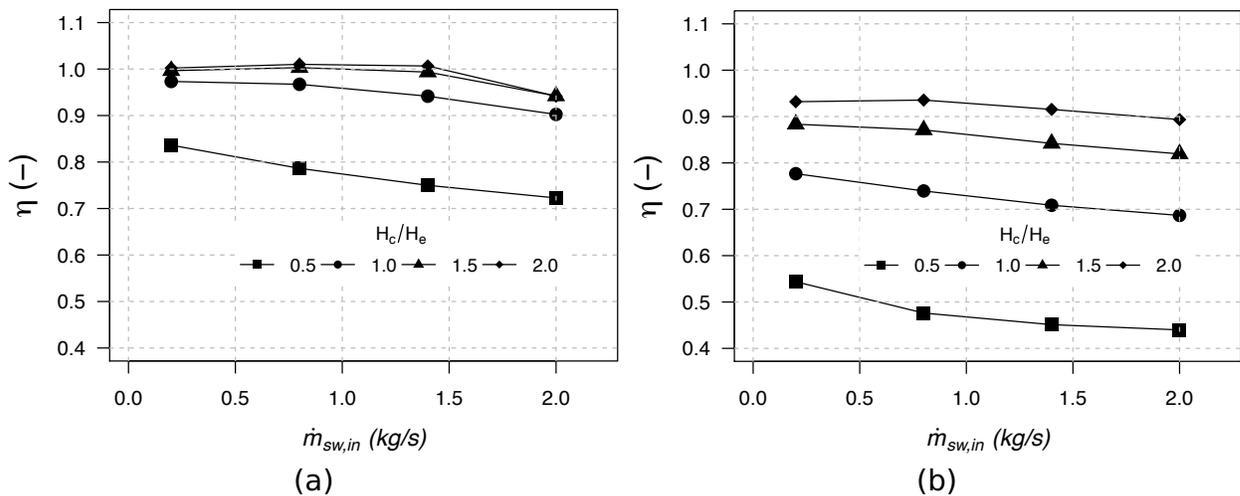


Figura 29. Efecto del flujo másico de agua de mar sobre η a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador, y dos diámetros de gota: (a) $D_{d,in} = 0.6$ mm, (b) $D_{d,in} = 1.0$ mm ($H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

De las figuras 29, también se puede notar que η fue inferior a 1 en la mayoría de las situaciones. Sin embargo, se presentan casos en que la tasa de condensación es mayor que la tasa de evaporación, esto significa que se condensa una cantidad mayor de vapor del generado por la evaporación, el vapor condensado excedente proviene de la humedad con la que entra el aire al sistema.

A continuación, usando los mismos parámetros que en la figura 29, se presenta la figura 30 que contienen dos gráficas correspondientes a los flujos másicos de agua de mar de entrada iguales 0.8 kg/s y 2.0 kg/s, en la cual se puede observar el incremento de la producción cuando se aumenta la relación de alturas. Como ya se mencionó anteriormente, con el aumento del flujo másico de agua de mar se obtiene mayor producción. Sin embargo, se puede comprobar que usando el diámetro de gota más pequeño para cualquiera de los dos casos no es necesario aumentar la altura del deshumidificador para obtener mayores producciones. Pero si se tienen diámetros de gota de 1 mm y se suministra agua salada a 2 kg/s, se puede incrementar la producción en un 19% o 30% si se aumenta H_c/H_e de 1 hasta 1.5 o 2.

4.2.4. Efecto del flujo másico del aire de entrada

Para analizar el efecto del flujo másico de aire de entrada al sistema sobre la producción de agua dulce se muestra la figura 31, donde se incluyen cuatro relaciones de

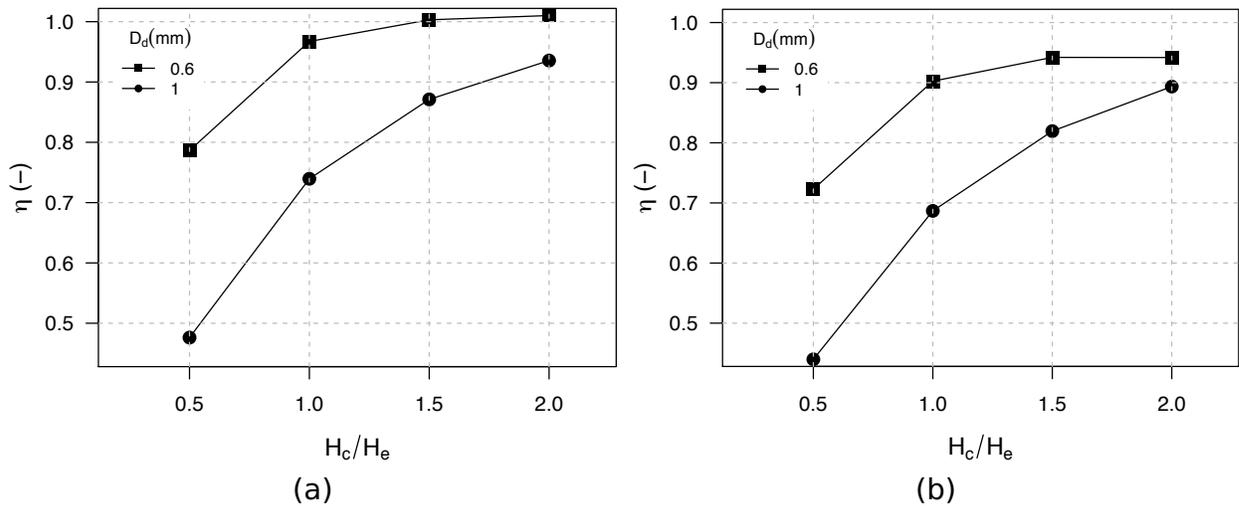


Figura 30. Efecto de la relación de alturas del humidificador y del deshumidificador sobre η para dos diámetros de gotas de entrada (a) $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, (b) $\dot{m}_{sw,in} = 2.0$ kg/s ($H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

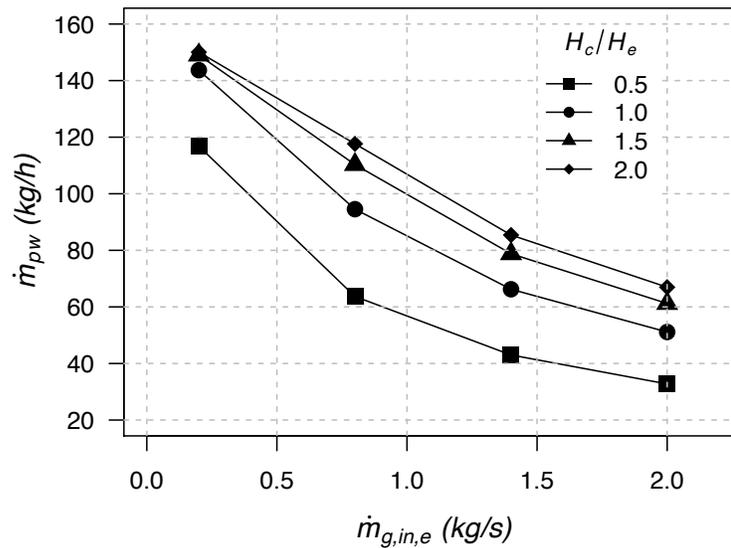


Figura 31. Efecto del flujo másico del aire sobre la producción de agua dulce a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

alturas entre el condensador y el evaporador. En dicha figura se puede observar que a medida que el flujo másico de aire de entrada aumenta la productividad decrece, esto se debe a que la velocidad del aire dentro de las torres aumenta, provocando que el tiempo de contacto entre determinada cantidad de aire y las gotas se reduzca.

Otro factor en el que influye la velocidad del aire es en los coeficientes de transferencia de calor y masa. A pesar de que los coeficientes de transferencia de calor y masa aumentan al incrementar la velocidad del aire, este hecho no cambia la ten-

dencia decreciente en la producción. Sin embargo, esto hecho contribuye a que el decremento en la producción no sea tan drástico. Por otro lado, se observa que con el aumento en el flujo de aire de entrada se obtienen valores altos de la humedad específica a la salida del condensador, esta disminución de la tasa de condensación muestra la reducción en la producción.

De la misma figura, también se observa que al aumentar la relación de alturas, la producción de agua dulce mejora. Sin embargo, para relaciones de alturas mayores a 1.0 y flujos máxicos de aire ($\dot{m}_{g,in,e}$) menores a 0.5 kg/s o H_c/H_e mayores a 1.5 y ($\dot{m}_{g,in,e}$) menores a 2.0 kg/s, los incrementos no son significativos. Por ejemplo, para $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, las ganancias en \dot{m}_{pw} para H_c/H_e mayores a 1.0 fueron inferiores al 4.0%. Por lo tanto, el uso de valores de H_c/H_e relativamente altos puede no ser beneficioso en términos de la relación entre producción de agua dulce y costos de fabricación.

Empleando las mismas condiciones que en la figura 31, se obtienen las tendencias expuesta en la figura 32, donde se puede ver que el desempeño del sistema también tiene un comportamiento decreciente con forme aumenta el flujo máxico de aire. Esto demuestra que los principales factores que influye en el rendimiento del sistema son las condiciones de salida del aire del humidificador, que a su vez determinan los gradientes de temperatura y humedad específica dentro del deshumidificador.

Esto significa que cuando se tienen flujos de aire bajos, la tasa de evaporación es alta, por los motivos mencionados anteriormente, lo que provoca que el aire salga del humidificador con una temperatura y humedad específica altas, provocando aumentos en la tasa de condensación debido a que se generan gradientes de temperatura y humedad altos entre este aire y las gotas de agua pura de enfriamiento, obteniendo η cercanos o mayores a 1. Por otro lado, si el flujo de aire aumenta se obtienen temperaturas y humedades específicas menores a la salida del humidificador, lo que provoca que el desempeño del deshumidificador sea bajo.

Igualmente, en la figura 32 se puede observar que al incrementar la relación de altura también se tiene un aumento en el rendimiento. Sin embargo, cuando se tienen H_c/H_e mayores a 1.5, las diferencias en estos incrementos son mínimas, especialmente a flujo máxicos de aire bajos.

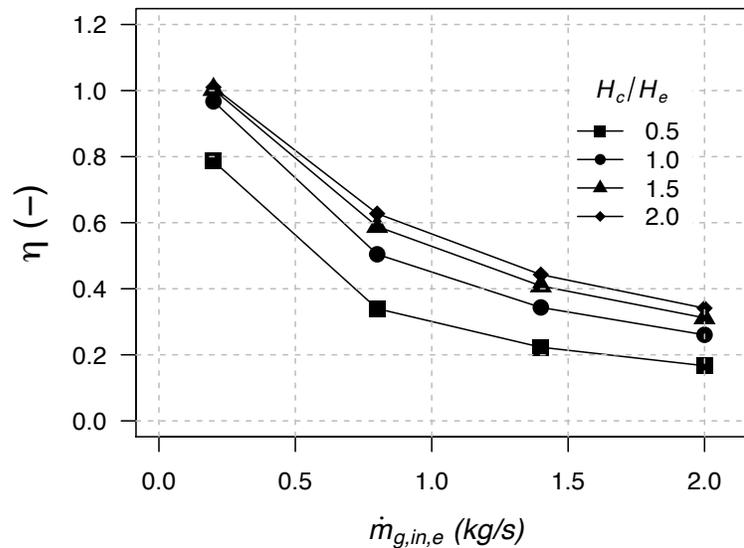


Figura 32. Efecto del flujo másico del aire sobre la producción de agua dulce a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

4.2.5. Efecto de la temperatura del agua de mar de entrada

En la figura 33 se muestra el efecto que tienen la temperatura del agua de mar que entra al humidificador sobre la producción y el rendimiento del sistema HDH, para diferentes relaciones de alturas. En la gráfica de la figura 33(a) se puede observar que a medida que la temperatura de agua de mar aumenta, la producción se incrementa. Debido a que una temperatura alta en las gotas produce grandes gradientes con los que se favorece la transferencia de calor y masa, puesto que provoca que la humedad específica de saturación (ecuación 34) sea alta, lo que posibilita a que una mayor cantidad de vapor se acumule en el aire.

No obstante, el efecto de la temperatura del agua de mar de entrada ($T_{sw,in,e}$) en el rendimiento del sistema (η) no es significativo, como se observa en la figura 33(b). Para cualquier valor determinado de H_c/H_e , el incremento de η entre el cambio de temperaturas de agua de mar consecutivas nunca superó el 1.4% en todos los casos.

Por otro lado, para mostrar el comportamiento de los gradientes de temperatura a lo alto del humidificador con una altura de 1 m se presenta la figura 34, en cada gráfica se tienen dos temperaturas de agua de mar de entrada (60 °C y 80 °C). Cuando se tienen temperaturas de agua de mar de entrada relativamente bajas (figura 34(a))

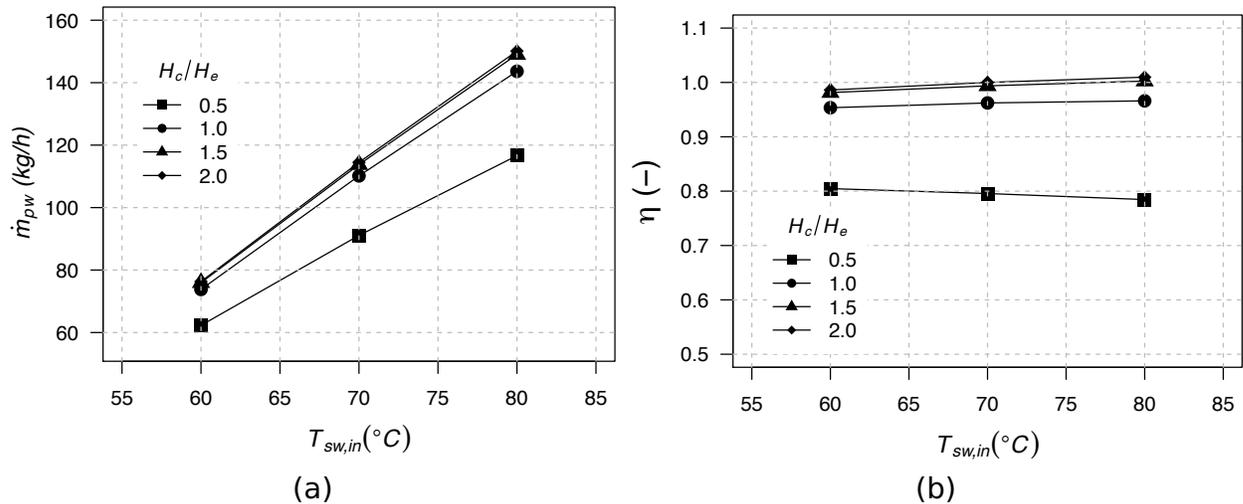


Figura 33. Efecto de la temperatura del agua de mar sobre la producción (a) y el rendimiento (b) a diferentes relaciones de alturas entre el condensador y el evaporador ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $T_{g,in,e} = 20$ °C, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

se puede observar que la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos fue mayor en la zona inferior la columna, mientras que para el resto del humidificador el gradiente permanece constante. Esto quiere decir que en esta zona se tienen un cambio en la tasa de evaporación mayor que en el resto de la columna.

Sin embargo, cuando se tienen temperaturas altas (figura 34(b)) también se producen grandes gradientes de temperatura en la parte superior de humidificador. Por lo que es otra zona en donde aumenta la tasa de evaporación. De ahí que se comprueba que para el caso de humidificador, el factor con mayor influencia en la tasa de evaporación es la diferencia de temperaturas de los fluidos de entrada más que la altura de éste.

Como se mencionó anteriormente, a mayor temperatura en el agua de mar se tienen altas humedades específicas de saturación en la interfase gota-aire y mayor entalpía de vaporización, esto se puede apreciar en la figura 35 donde se muestra el perfil de la humedad específica a lo alto del humidificador para dos temperaturas de agua de mar de entrada. También se aprecia un aumento del cambio de la tasa de evaporación en el fondo del humidificador para los dos casos, además cuando esta temperatura es igual a 60 °C el cambio en la tasa de evaporación permanece constante para el resto del humidificador. Además, cuando la temperatura de las gotas de entrada es 80 °C se tiene un cambio rápido en la tasa de evaporación en la parte su-

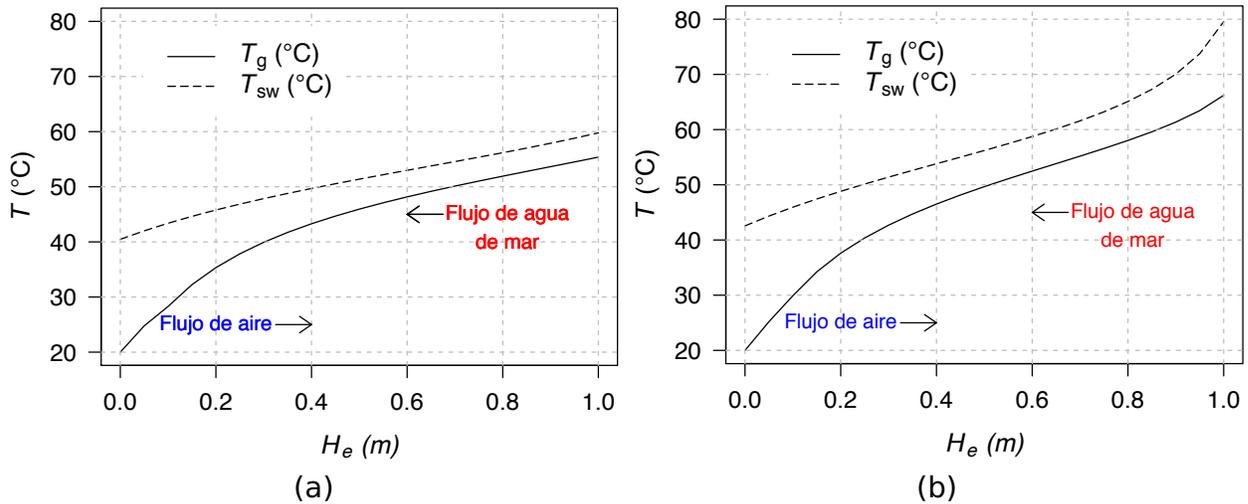


Figura 34. Variación de las temperaturas del aire y las gotas de agua de mar a lo alto del humidificador para dos valores de temperatura del agua de mar de la entrada: (a) $T_{sw,in} = 60\text{ °C}$, (b) $T_{sw,in} = 80\text{ °C}$ ($D_{d,in} = 0.6\text{ mm}$, $H_e = 1\text{ m}$, $U_d = 4\text{ m/s}$, $T_{g,in,e} = 20\text{ °C}$, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2\text{ kg/s}$, $\phi_{in,e} = 60\%$, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8\text{ kg/s}$, $T_{fw,in} = 15\text{ °C}$ y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8\text{ kg/s}$).

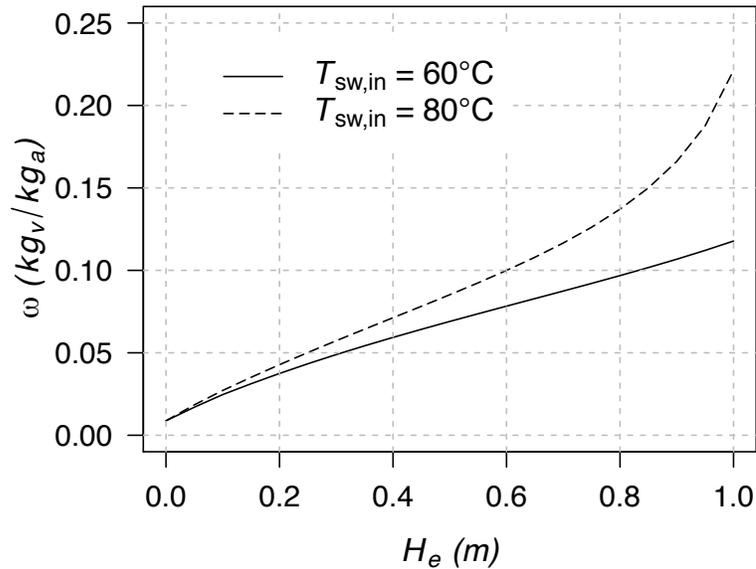


Figura 35. Variación de la humedad específica a lo alto del humidificador para dos valores de temperatura de agua de mar de entrada: (a) $T_{sw,in} = 60\text{ °C}$, (b) $T_{sw,in} = 80\text{ °C}$ ($D_{d,in} = 0.6\text{ mm}$, $H_e = 1\text{ m}$, $U_d = 4\text{ m/s}$, $T_{g,in,e} = 20\text{ °C}$, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2\text{ kg/s}$, $\phi_{in,e} = 60\%$, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8\text{ kg/s}$, $T_{fw,in} = 15\text{ °C}$ y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8\text{ kg/s}$).

perior de la columna.

4.2.6. Efecto de la temperatura del aire de entrada

En la figura 36 se muestra el efecto de la temperatura de aire de entrada al sistema sobre la producción. Se observa que los cambios en la producción son no significativos debidos al incremento de la temperatura de aire para los valor de H_c/H_e mostrados.

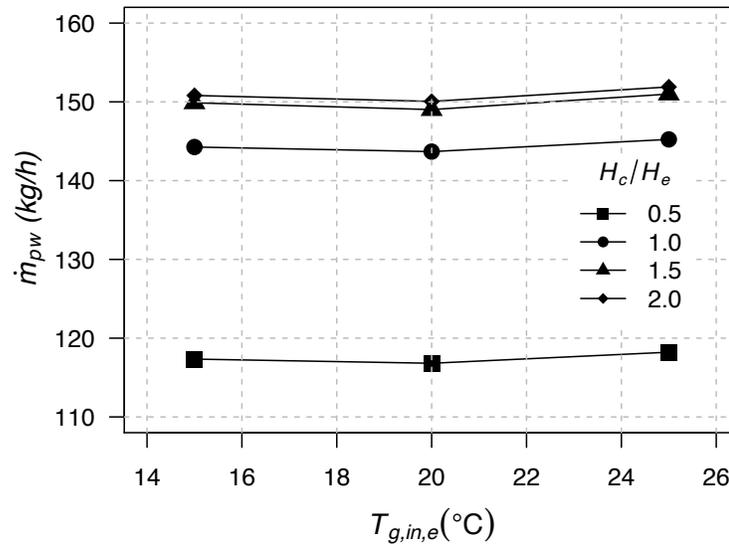


Figura 36. Efecto de la temperatura de aire de entrada sobre la producción para cuatro diferentes relaciones de alturas ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C, $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

Por ejemplo, cuando se aumenta la temperatura del aire de 15 °C a 25 °C el mayor incremento en la producción es de un 1.3% para las condiciones aquí consideradas. Por otro lado, en la gráfica ahí mostrada se puede observar que un incremento en la relación de alturas ya no genera aumentos significativos en la producción a partir de valores mayores a 1.5.

El efecto de la temperatura del aire de entrada se puede explicar utilizando la figura 37, donde se muestra el perfil de temperaturas del aire a lo alto del humidificador para tres valores diferentes de la temperatura del aire de entrada. Como puede observarse en dicha figura, a partir de una altura mayor a 0.3 m del humidificador, la diferencia entre los perfiles de temperaturas son menores a 1 °C. Esto indica que a pesar de que se incremente la temperatura del aire de entrada, el perfil de temperatura se equiparán al pasar los primeros 0.3 m a partir del fondo del humidificador, por lo que tampoco se producirán cambios en los gradientes de temperaturas entre las gotas y el aire, generando cambios no significativos en la tasa de evaporación.

El efecto de la temperatura del aire de entrada sobre el rendimiento del sistema se muestra en la figura 38, donde se observa que al aumentar la temperatura del aire de entrada se obtienen incrementos en η , además se muestran valores mayores a 1 en η cuando el deshumidificador es igual o mayor al humidificador. Por lo tanto, a pesar del hecho de que se reduce el gradiente de temperaturas entre los fluidos dentro del

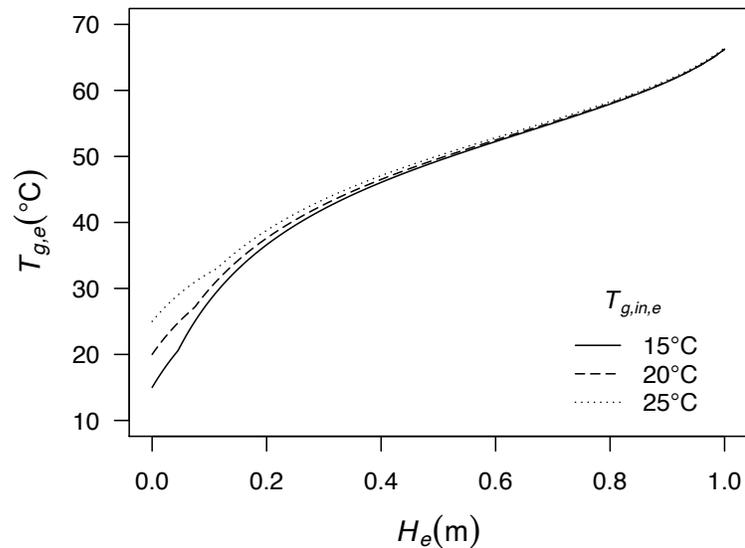


Figura 37. Perfil de temperatura del aire a lo alto del humidificador para tres diferentes temperaturas del aire de entrada ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

humidificador, el contenido de vapor de agua en el aire a la salida del humidificador también aumenta.

Lo anterior se debe a que se está considerando una humedad relativa constante de entrada igual a 60%, lo que provoca que al aumentar la temperatura de bulbo seco del aire también se incremente la humedad específica ($\omega_{i,e}$) en la entrada del sistema, esto significa que el aire está entrando con una cantidad adicional de vapor ambiental. Por lo que al contar con una mayor altura en el condensador es posible condensar dicha cantidad adicional de vapor desalojada del humidificador.

4.2.7. Cambio en la salinidad

La concentración de sales en la salmuera producida por las plantas de salinización es un parámetro importante a monitorear. En las plantas de desalinización, la concentración de las sales depende del agua de mar de alimentación y de las condiciones de operación, como fue señalado anteriormente, en este estudio se considera que el agua de mar entra a la unidad con una salinidad de 35 ppm. En la figura 39 se presenta el perfil de concentración calculado con el modelo, tomando los datos de operación de uno de los experimentos. En la gráfica se puede ver que la concentración alcanzada en la salmuera, la cual llegó a un valor de 35.1015 ppm, lo que representa un 0.3%.

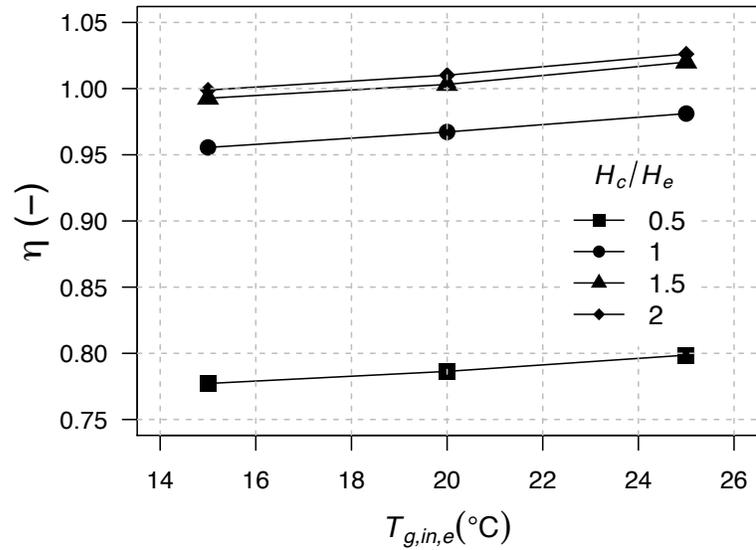


Figura 38. Efecto de la temperatura del aire de entrada sobre η para distintas relaciones de altura del humidificador y deshumidificador ($D_{d,in} = 0.6$ mm, $H_e = 1$ m, $U_d = 4$ m/s, $\dot{m}_{g,in,e} = 0.2$ kg/s, $\phi_{in,e} = 60\%$, $T_{sw,in} = 80$ °C $\dot{m}_{sw,in,e} = 0.8$ kg/s, $T_{fw,in} = 15$ °C y $\dot{m}_{fw,in} = 0.8$ kg/s).

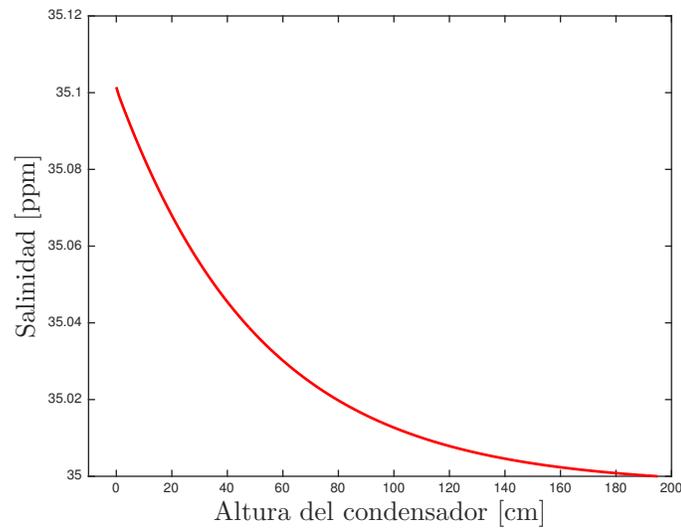


Figura 39. Perfil de salinidad a lo alto del evaporador

Dicha concentración se encuentra dentro de los parámetros establecidos como permitidos para el retorno de salmuera al mar.

4.2.8. Comparación entre resultados numéricos usando agua de mar y agua pura

Con la finalidad de conocer el efecto del tipo de agua que se suministre al humidificador sobre la tasa de evaporación, la tasa de condensación y el GOR se calcularon

Tabla 6. Diferencias porcentual entre los valores de las propiedades de salida calculadas usando agua de mar y agua pura en el humidificador.

Propiedad	Valor con agua de mar	Valor con agua pura	Diferencia porcentual
$h_{sw,out,e} / h_{w,out,e}$ [kJ/kg]	161.85	147.48	4.02 %
$\omega_{out,e}$ [kg _v /kg _a]	0.0543	0.0551	1.41 %
$h_{g,out,e}$ [kJ/kg]	181.63	183.88	1.24 %
$T_{sw,out,e} / T_{w,out,e}$ [°C]	36.66	36.94	0.67 %
$T_{g,out,e}$ [°C]	41.55	41.79	0.59 %

dos casos para el sistema HDH. Para realizar los cálculos se usaron los mismos parámetros de operación en los dos casos, pero con la diferencia que en el primer caso se implementó agua de mar y en el segundo agua pura, como fluido de suministro en el humidificador.

De esta forma es posible establecer qué parámetros de salida del sistema son los más significativos cuando se realizan cálculos usando las propiedades termofísicas del agua de mar. En la tabla 6 se presentan las propiedades y sus valores que presentan las diferencias porcentuales, éstas son la entalpía del agua, la humedad relativa del aire de salida, la entalpía del aire, temperatura del agua y la temperatura del aire, todas a la salida del humidificador.

A pesar de que la humedad específica del aire es la propiedad que más sufre efecto al usarse las propiedades de agua de mar en los cálculos con un 1.41%, también lo hace con la misma magnitud la humedad específica de saturación, debido a lo anterior los valores de la tasa de evaporación, de la tasa de condensación y el de GOR se obtienen con diferencias porcentuales menores a 0.1%.

4.3. Comparación de resultados numéricos y experimentales

Los resultados de la investigación experimental realizada para evaluar los principales parámetros del sistema HDH propuesto se presentan en esta sección. Además de medir las variables indicadas en la sección 3.2.5 de instrumentación, se evalúa la tasa de evaporación, la tasa de condensación, y el GOR.

Tabla 7. Matriz experimental.

Parámetro de entrada al evaporador					
	$T_{w,in,e}$ [°C]	$\dot{m}_{w,in,e}$ [kg/s]	$T_{g,in,e}$ [°C]	$\dot{m}_{g,in,e}$ $\times 10^{-3}$ [kg/s]	$\phi_{g,in,e}$ [%]
Experimento I	42.0	0.0197	21.8	0.76	65.0
Experimento II	50.8	0.0197	24.0	1.08	62.9
Experimento III	59.4	0.0197	25.3	0.79	62.9
Experimento IV	39.9	0.0148	24.3	0.99	66.2
Experimento V	49.9	0.0149	26.6	1.00	63.5
Experimento VI	60.0	0.0150	28.4	0.96	64.5
Experimento VII	39.5	0.0150	23.9	0.92	61.8
Experimento VIII	50.3	0.0149	25.5	0.88	62.0
Experimento XI	59.9	0.0146	27.0	0.87	64.3
Parámetro de entrada al condensador					
	$T_{fw,in,c}$ [°C]	$\dot{m}_{fw,in,c}$ [kg/s]	$T_{g,in,c}$ [°C]	$\dot{m}_{g,in,c}$ $\times 10^{-3}$ [kg/s]	$\phi_{g,in,c}$ [%]
Experimento I	26.3	0.0207	35.0	0.76	100
Experimento II	30.0	0.0206	43.9	1.08	100
Experimento III	29.9	0.0208	52.0	0.79	100
Experimento IV	27.5	0.0117	40.4	0.99	100
Experimento V	29.2	0.0158	45.8	1.00	100
Experimento VI	33.9	0.0139	54.3	0.96	100
Experimento VII	27.1	0.0173	23.9	0.92	100
Experimento VIII	32.3	0.0172	25.5	0.88	100
Experimento XI	30.8	0.0157	27.0	0.87	100

A continuación, en la tabla 7 se presentan nueve de los experimentos realizados en la etapa experimental de este trabajo. Como se muestra en dicha tabla, los parámetros variados fueron la temperatura ($T_{w,in,e}$) y flujo másico ($\dot{m}_{w,n,e}$) del agua de entrada al sistema y el flujo másico del agua pura de entrada al condensador ($\dot{m}_{fw,in,c}$), debido a que se consideran los de mayor influencia en el rendimiento del sistema, considerando los resultados obtenidos en el análisis paramétrico de la sección 4.2. Además, de estos parámetros se tuvo un mayor control con la instalación experimental.

Para reproducir los resultados experimentales con la simulación numérica se introducen los valores de los parámetros de operación medidos en las pruebas experimen-

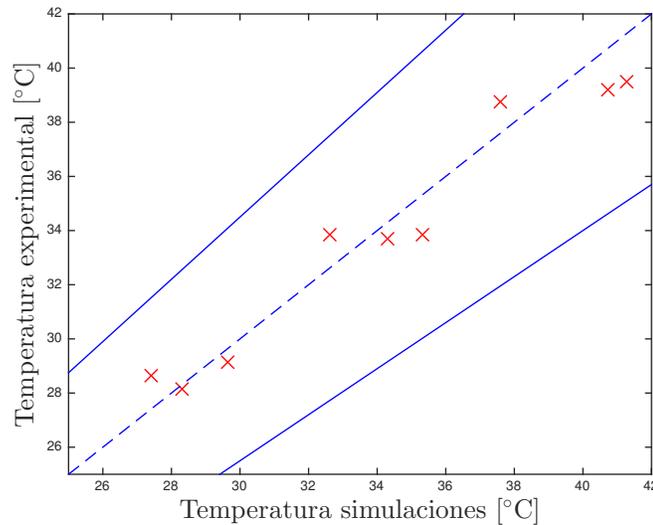


Figura 40. Comparaciones de la temperatura del aire a la salida en el condensador entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 15%).

tales (tabla 7) al programa de cómputo, también se emplean los parámetros de las gotas de agua estimados con las tablas proporcionadas por el fabricante de las boquillas de aspersión.

4.3.1. Temperaturas de salida de los fluidos de trabajo

A continuación se presentan las comparaciones de los resultados experimentales contra los resultados de la simulación numérica utilizando como variables de análisis las temperaturas de salida de los fluidos en ambas torres. Como ya se mencionó, las propiedades termo-físicas están en función de la presión, temperatura, y en algunos caso de otra propiedad, por lo que un análisis con las temperaturas de salida medidas indican el comportamiento de el resto de las propiedades.

En primer lugar, en la figura 40 se presenta las comparaciones de los valores de los resultados experimentales y numéricos para la temperatura del aire de salida del condensador. Esta propiedad es de suma importancia porque es de las usadas para determinar la producción de agua pura en el sistema.

En dicha figura se puede apreciar que los errores calculados para cada comparación son menores al 15 %, puesto que se encuentran dentro de la zona limitada por las dos líneas continuas que indican un error relativo de +15% y -15%, teniendo como el

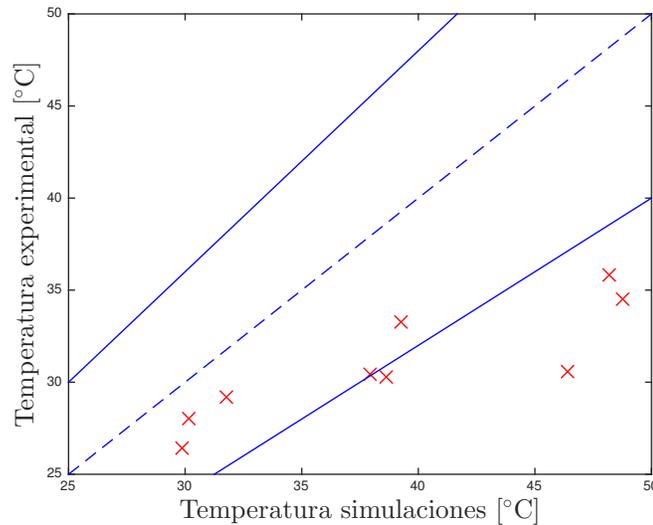


Figura 41. Comparaciones de la temperatura del agua a la salida en el condensador entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 15%).

error más alto de 10%. Por lo que se puede corroborar la buena precisión (o la alta certidumbre) en la simulación numérica, si se toman en cuenta las consideraciones de idealización tomadas en el modelo matemático.

En la figura 41 se muestra el cotejo de las temperaturas del agua de salida del condensador calculadas y obtenidas experimentalmente. Para el caso de la gráfica aquí mostrada, las líneas continuas representan un +20% y -20% de error. En la gráfica puede observarse que los errores presentan una tendencia a ser mayores cuando se opera con temperaturas altas, esto ocurre cuando se trabaja con temperaturas de aire de entrada al deshumidificador altas.

El incremento en diferencia entre los valores numéricos y experimentales del parámetro mostrado en la figura 41, cuando se tienen altas temperaturas de aire de entrada en el deshumidificador, se atribuye a que en el modelo numérico se está considerando únicamente el mecanismo de transferencia de calor por convección en las gotas de agua pura, y no se contempla que en la realidad también sucede la transferencia de calor por el mecanismo de conducción del agua que se adhiere a las paredes del deshumidificador hacia los alrededores. Esto provoca un incremento menor a lo esperado por el modelo en la temperatura del agua pura a la salida del deshumidificador.

En cuanto al evaporado, en la figura 42 se presenta la comparación de los valores

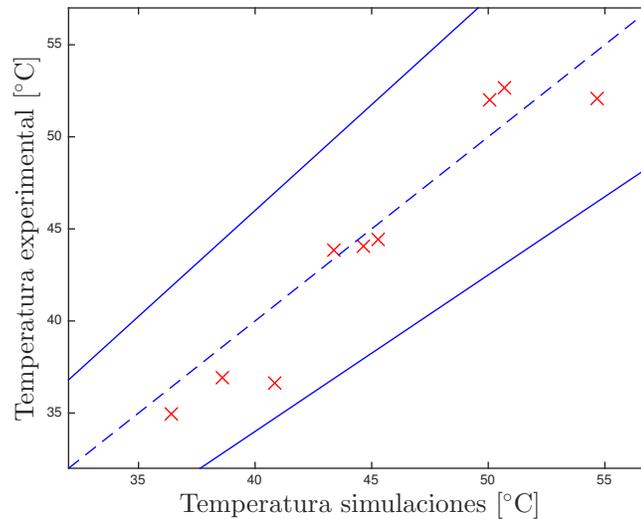


Figura 42. Comparaciones de la temperatura del aire a la salida en el evaporador entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 15%).

calculados numéricamente y experimentalmente de la temperatura del aire de salida del humidificador. Los errores calculados para esta comparación son menores que un 15%, obteniendo como el mayor error relativo igual a 10%.

Además, en esta figura se puede notar una acentuada proporcionalidad entre los experimentos y el modelo para el aire en la salida del humidificador. Esta propiedad es importante debido a que se utiliza para estimar el estado al que sale el aire de la etapa de evaporación. Cabe mencionar lo importante que es que esta temperatura del aire de salida se encuentre lo más cercano a la temperatura del agua de entrada, debido a que entre menor sea esta diferencia se tendrá una máxima captación de humedad en el aire, presentándose el límite superior de captación cuando la diferencia de dichas temperaturas de los fluidos es igual a cero. Lo que significa que este parámetro se puede utilizar para optimizar los diseños de este tipo de desalinizadores.

Por último, en la figura 43 se presenta la comparación entre los valores de la temperatura del agua de salida del evaporador obtenidas experimentalmente y las calculadas numéricamente. Al igual que en la temperatura del agua de salida del condensador, en esta figura se puede observar que para temperaturas altas los errores son superiores al 20%. Una vez más, esto se puede atribuir a que en el modelo se contempla solamente la transferencia de calor a las gotas, sin cuantificar la energía no cedida por las gotas acumulada en las paredes del humidificador en forma de película.

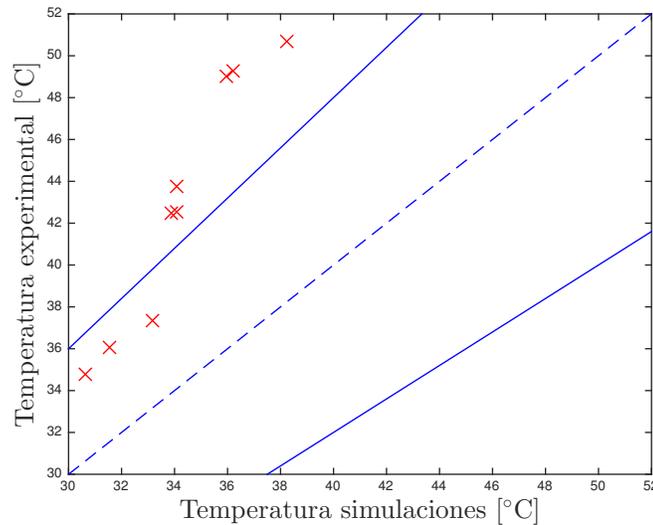


Figura 43. Comparaciones de la temperatura del agua a la salida en el evaporador entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 15%).

En la tabla 8 se muestran los valores medidos para las temperaturas de salida de los fluidos usadas en las comparaciones presentadas en los párrafos anteriores.

4.3.2. Parámetros de operación

En general, el modelo numérico resulta apropiado para predecir las tasas de evaporación y condensación en los intercambiadores de calor de contacto directo. La buena concordancia de la temperatura de salida del aire del evaporador medida y la obtenida con el modelo es muy importante para las aplicaciones de desalinización. Se cree que el modelo actual será muy útil en el diseño sistemas de desalinización por HDH.

En la figura 44 se muestra la comparación de la tasa de evaporación, tasa de condensación, GOR y η . Para los casos presentados, la mayoría de los errores relativos calculados son menores al 20%. En estas gráficas se puede observar la misma tendencia presentada en las temperaturas de los fluidos de salida de las torres, donde los errores relativos mayores se presentan en los experimentos en los que se usaron las mayores temperaturas de agua de entrada al sistema.

Por otro lado, se presenta en la figura 45 el efecto de la temperatura del agua de suministro al sistema sobre la \dot{m}_{pw} y η , para los experimentos que se encuentran cercanos a los valores extremos de la temperatura del agua pura de entrada al conden-

Tabla 8. Temperaturas medidas a la salida del humidificador y del deshumidificador con sus desviaciones estándar experimental.

	$T_{w,out,e}$ [°C]	$T_{g,out,e}$ [°C]	$T_{fw,out,c}$ [°C]	$T_{g,out,c}$ [°C]
Experimento I	37.3 ± 0.52	36.6 ± 0.33	26.4 ± 0.62	28.6 ± 0.95
Experimento II	43.7 ± 0.27	44.3 ± 0.12	30.3 ± 0.28	33.7 ± 0.56
Experimento III	50.7 ± 0.31	52.1 ± 0.04	$30.5 \pm .09$	38.7 ± 0.36
Experimento IV	34.7 ± 0.17	34.9 ± 0.09	28.0 ± 0.16	28.1 ± 0.24
Experimento V	42.4 ± 0.02	43.8 ± 0.05	30.4 ± 0.12	33.8 ± 0.03
Experimento VI	49.2 ± 0.05	51.9 ± 0.03	35.8 ± 0.06	39.1 ± 0.02
Experimento VII	36.0 ± 0.09	36.9 ± 0.02	29.1 ± 0.17	29.1 ± 0.12
Experimento VIII	42.5 ± 0.02	44.0 ± 0.02	33.3 ± 0.06	33.8 ± 0.02
Experimento XI	48.9 ± 0.11	52.6 ± 0.01	34.5 ± 0.58	39.4 ± 0.22

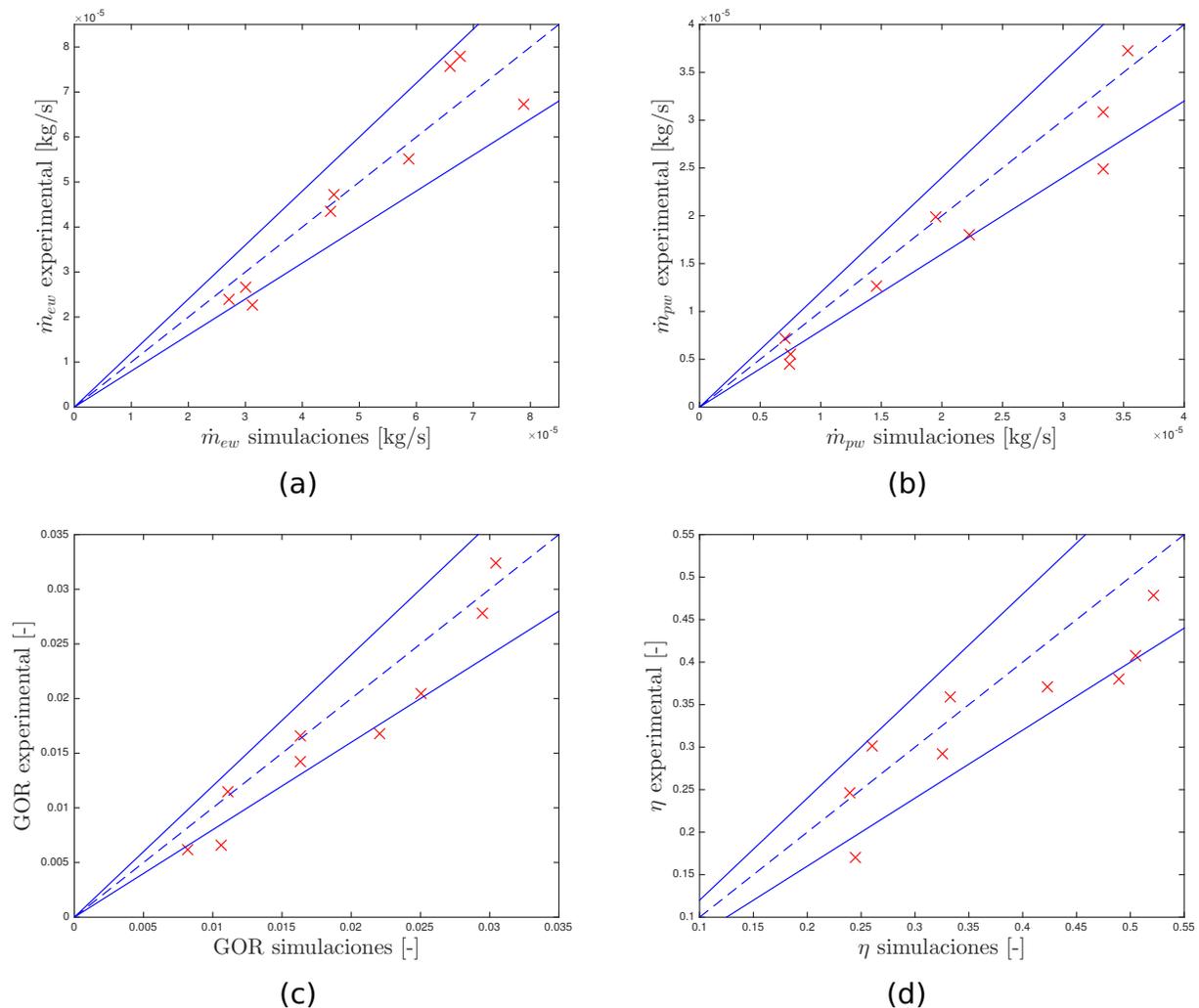


Figura 44. Comparaciones de la (a) tasa de evaporación, (b) tasa de condensación, (c) GOR y (d) η entre resultados experimentales y numéricos (líneas representativas de un 20%).

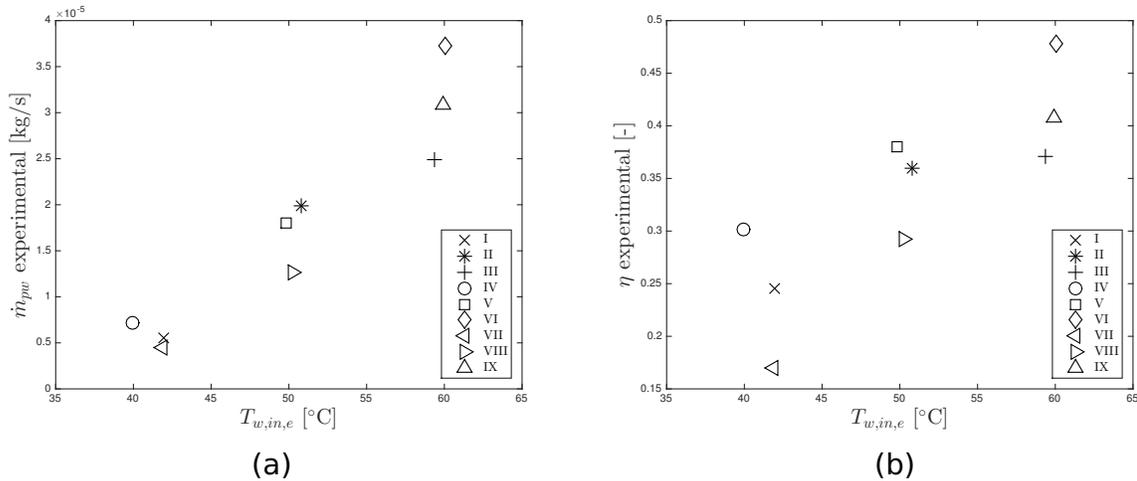
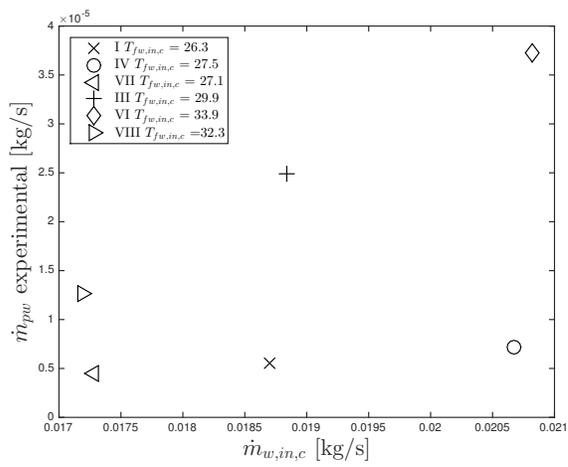


Figura 45. Efecto de la temperatura de agua de entrada al evaporador sobre la (a) producción y (b) η .

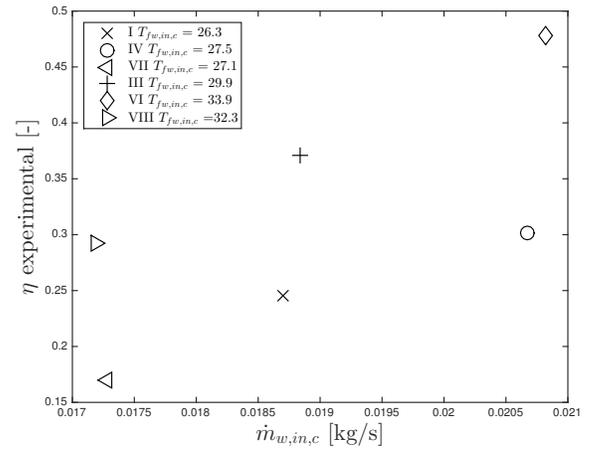
sador iguales a 27 °C y 32 °C. En ambas gráficas de esta figura se observa las mismas tendencias mostradas en el análisis paramétrico hecho con el modelo matemático. De ahí que se obtuvieran las producciones más altas cuando se realizaron experimentos con la temperatura máxima del agua de entrada al sistema aproximada a 60 °C.

En la figura 45(a) se muestra que la producción máxima obtenida experimentalmente a condiciones estables fue de 0.134 l/h (o 3.2 l/día). Además, en la figura 45(b) se puede observar que η máxima obtenida es de 47.8%. Lo que indica que se podría aumentar la producción con algunos cambios en el sistema, por ejemplo el aumento de la altura del condensador.

Asimismo, la figura 46 muestra el efecto del flujo másico del agua de entrada al deshumidificador sobre \dot{m}_{pw} y η . En donde se puede corroborar la tendencia a que aumenten estos dos parámetros si se incrementa el flujo másico de agua de refrigeración al condensado, esto provoca un aumento en el número de gotas y por ende el área de transferencia se extiende.



(a)



(b)

Figura 46. Relación de tasa de condensación y tasa de evaporación.

Capítulo 5. Conclusiones

En este trabajo se estudió el efecto que tienen los parámetros de operación sobre el rendimiento térmico de un sistema de desalinización del tipo humidificación-deshumidificación. En dicho sistema tanto el humidificador como el deshumidificador no contienen materiales o dispositivos de relleno; de tal manera que, las corrientes del aire y de las gotas de agua durante los procesos de evaporación y condensación se encuentran en contacto directo a contraflujo dentro del sistema. Cabe mencionar que el uso simultáneo de intercambiadores de contacto directo en un sistema de tipo HDH no se ha analizado en la literatura. Además, se concluye que la configuración planteada es adecuada para su implementación con fuentes de energía de baja temperatura o calor de desecho industrial.

Para poder determinar los efectos de diferentes propiedades de entrada de los fluidos de trabajo, como primera etapa de este trabajo se desarrolló un modelo matemático basando en balances de energía y masa. Se compararon los resultados modelo con los del trabajo de Franchini *et al.*, 2015, obteniendo diferencias menores al 5% para todos los parámetros comparados.

Para poder determinar qué parámetros son los más afectaron a la tasa de evaporación y la tasa de condensación en el humidificador y deshumidificador, se realizó un análisis paramétrico del sistema usando el modelo desarrollado. A partir de los resultados obtenidos, se puede concluir que los parámetros que más afectaron a la producción de agua dulce fueron el flujo másico y la temperatura del agua de alimentación, demás del tamaño y la velocidad de las gotas en el evaporador y el condensador. El incremento de la temperatura del aire de entrada a la unidad HDH resultó no significativo, y el aumento del flujo másico del aire fue adverso para la producción. A continuación se presentan las principales conclusiones referentes al análisis paramétrico basadas en los resultado obtenidos mediante las simulaciones.

En el estudio paramétrico realizado se analizaron en primer lugar aspectos geométricos. Se observó que el diámetro de las gotitas juega un papel fundamental, ya que determina el área total de transferencia de masa y calor entre ambos fluidos. Cuanto más pequeña sea la gota, mayor será el área de transferencia total y mayor será la producción de agua desalinizada. Además, si las gotitas inician su descenso con una

velocidad relativamente baja, aumentando así su tiempo de residencia dentro del evaporador y el condensador, se pueden lograr producciones mayores a pesar del hecho de que las magnitudes de los coeficientes de calor y transferencia de masa por convección disminuyan. La producción alcanzada en las simulaciones de este trabajo, con el menor tamaño de gota y la velocidad investigada, fue de 242.2 kg/h correspondiente a $D_{d,in} = 0.6$ mm y $U_d = 4.0$ m / s.

También se aprecia que con un evaporador y un condensador de diferentes alturas se pueden obtener incrementos en la productividad. Por lo tanto, se puede buscar un valor óptimo para la relación de la altura del condensador entre la del evaporador (H_c/H_e), a partir de una longitud determinada del evaporador, tomando en cuenta costos de fabricación en el momento del diseño de alguna unidad con estas características. El aumento de H_c/H_e en general tuvo un efecto positivo en la producción de agua dulce. En cuanto a la H_c/H_e , la mayor producción de agua dulce alcanzada antes mencionada de 242.2 kg/h, correspondió a una H_c/H_e igual a 2.0. Sin embargo, por arriba de una $H_c/H_e = 1.5$, el beneficio no fue significativo. Por ejemplo, al pasar de una relación de 1.5 a 2.0 con las mismas condiciones de operación, la ganancia fue de solo 4.4 %, lo que puede no ser rentable al considerar un costo adicional en la inversión debido a los materiales necesarios para aumentar la altura del deshumidificador.

Otros parámetros de operación que se han analizado, y que son tan importantes como los parámetros geométricos antes mencionados, son el flujo másico y la temperatura de agua de mar de entrada, donde se encontró que producen un efecto importante en la rendimiento del sistema. Un incremento de $\dot{m}_{sw,in}$ siempre está acompañado por un mayor número de gotitas dentro de la cámara de evaporación, y a medida que $T_{sw,in}$ aumenta, los mecanismos de transferencia de calor aumentan, por lo tanto, la producción de agua dulce crece. El valor mencionado anteriormente de $\dot{m}_{pw} = 242.2$ kg/h se alcanzó con los parámetros máximos investigados: $\dot{m}_{sw,in} = 2.0$ kg/s y $T_{sw,in} = 80$ °C. También, se observó que el beneficio de calentar el aire antes de ingresar al humidificador era marginal, y que las grandes magnitudes del caudal de aire en general tenían una influencia negativa en la producción de agua desalinizada.

Para todos los casos investigados, los valores del GOR fueron menores a 1, esto se debe a que en el sistema propuesto no se utiliza ningún tipo de unidad de recuperación de calor. El mayor valor obtenido del GOR fue de 0.58, que al compararlo con

valores de sistemas con características similares, con excepción del uso de materiales de relleno, son cercano. A pesar de que el uso de materiales de relleno o sistemas de intercambio de calor dentro del humidificador y deshumidificador puede mejorar el rendimiento, se podrían lograr mejoras sustanciales si al esquema planteado se le integraran tecnologías de recuperación de calor, por ejemplo unidades que transfieran el calor remanente en la salmuera y en el agua pura producida.

En la segunda etapa de esta investigación se construyó e instrumentó un banco de pruebas emulando un sistema de desalinización del tipo HDH, con la finalidad de representar y caracterizar la operación real de intercambiados de contacto directo integrados a un sistema HDH de desalinización. En la instalación se pueden medir 30 variables diferentes de los fluidos de trabajo, logrando producciones de hasta 3 l/hora. Se realizaron diversas pruebas experimentales en las cuales se fijaron diferentes valores de la temperatura y flujo másico del agua de suministro al humidificador, del flujo másico del aire de entrada y del flujo másico del agua pura de entrada al deshumidificador.

En este trabajo se presentan las comparaciones de nueve pruebas experimentales contra sus respectivas simulaciones numéricas calculadas con el simulador bajo las mismas condiciones usadas en dichos experimentos. De las variables analizadas, se tiene que los valores de las propiedades del aire de salida de las torres obtenidos en la etapa de experimentación tiene diferencias máximas de entre 15% a 13% con respecto a los valores calculados numéricamente. Estos errores se atribuyen a las consideraciones hechas en el modelo, y sobre todo a las pérdidas de calor en el sistema y a la variabilidad en las características de las gotas durante las pruebas experimentales. De esta comparación se llega a la conclusión de que los resultados numéricos pueden representar el comportamiento y rendimiento térmico del sistema propuesto.

En cuanto a los posibles efectos sobre el medio ambiente, el modelo permite evaluar el cambio en la concentración de sales en el agua de mar. Se ha calculado el valor de la concentración alcanzada en la salmuera con las simulaciones numéricas, obteniendo un valor de 1.003 veces de la salinidad inicial del agua de mar, dicha salinidad no supera el establecido como permisible en la norma mexicana antes mencionada.

Como recomendación, tomando en cuenta la alta viabilidad del uso de sistemas

HDH con fuentes de calor de baja temperatura, es conveniente continuar con el desarrollo de este tipo de tecnología en México, puesto que se debería favorecer el uso de sistemas térmicos sobre otras tecnologías de desalinización. Debido a que aquí se cuenta con lugares con un alto recurso energético solar y con energía térmica residual cuyos costos son prácticamente nulos económicamente hablando.

Durante el desarrollo de este trabajo se ha intentado lograr los objetivos planteados al inicio. No obstante, a lo largo del mismo han ido surgiendo otros interrogantes que se han planteado abordar en próximas investigaciones. Trabajos futuros pueden incluir el uso de otro tipo de generadores de gotas, aislamiento térmico en la instalación y la aplicación de unidades de recuperación de calor.

Literatura citada

- 2030 WRGAR (2017). The 2030 water resources group annual report. Reporte técnico, Recuperado junio de 2018 de: <https://www.2030wrg.org/publications>.
- Abdelmoez, W., Mahmoud, M. S., y Farrag, T. E. (2014). Water desalination using humidification/dehumidification (hdh) technique powered by solar energy: a detailed review. *Desalination and Water Treatment*, **52**(25-27): 4622–4640.
- Abdullah, A., Essa, F., Omara, Z., y Bek, M. (2018). Performance evaluation of a humidification–dehumidification unit integrated with wick solar stills under different operating conditions. *Desalination*, **441**: 52 – 61.
- Al-Hallaj, S., Farid, M. M., y Tamimi, A. R. (1998). Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit. *Desalination*, **120**(3): 273 – 280.
- Alnaimat, F., Klausner, J. F., y Mei, R. (2013). Transient dynamic response of solar diffusion driven desalination. *Applied Thermal Engineering*, **51**(1–2): 520 – 528.
- Amer, E., Kotb, H., Mostafa, G., y El-Ghalban, A. (2009). Theoretical and experimental investigation of humidification–dehumidification desalination unit. *Desalination*, **249**(3): 949 – 959.
- Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., y Lemort, V. (2014). Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, **53**(6): 2498–2508.
- Capocelli, M., Balsamo, M., Lancia, A., y Barba, D. (2018). Process analysis of a novel humidification-dehumidification-adsorption (hdha) desalination method. *Desalination*, **429**: 155 – 166.
- Chafik, E. (2003). A new type of seawater desalination plants using solar energy. *Desalination*, **156**(1): 333 – 348. Joint EDS, WSTA and IWA conference on Desalination and the Environment Fresh Water for All UN International Year of Fresh Water 2003.
- Chandrashekar, M. y Yadav, A. (2017). Water desalination system using solar heat: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **67**: 1308 – 1330.
- Chehayeb, K. M., Narayan, G. P., Zubair, S. M., y V, J. H. L. (2014). Use of multiple extractions and injections to thermodynamically balance the humidification dehumidification desalination system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **68**(0): 422 – 434.
- Chehayeb, K. M., Narayan, G. P., Zubair, S. M., y V, J. H. L. (2015). Thermodynamic balancing of a fixed-size two-stage humidification dehumidification desalination system. *Desalination*, **369**(0): 125 – 139.
- Chiranjeevi, C. y Srinivas, T. (2016). Influence of vapor absorption cooling on humidification-dehumidification (hdh) desalination. *Alexandria Engineering Journal*, **55**(3): 1961 – 1967.
- CONAGUA (2014). Estadísticas del Agua en México. Reporte técnico, Comisión Nacional del agua, Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales. Recuperado enero de 2019 de: http://sina.conagua.gob.mx/publicaciones/EAM_2018.pdf.

- CONAGUA (2017). Estadísticas del Agua en México. Reporte técnico, Comisión Nacional del agua, Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales. Recuperado febrero de 2019 de: http://sina.conagua.gob.mx/publicaciones/EAM_2017.pdf.
- CONAGUA (2018). Estadísticas del Agua en México. Reporte técnico, Comisión Nacional del agua, Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales. Recuperado enero de 2019 de: http://sina.conagua.gob.mx/publicaciones/EAM_2018.pdf.
- Dai, Y., Wang, R., y Zhang, H. (2002). Parametric analysis to improve the performance of a solar desalination unit with humidification and dehumidification. *Desalination*, **142**(2): 107 – 118.
- de Oliveira Campos, B. L., da Costa, A. O. S., de Souza Figueiredo, K. C., y da Costa Junior, E. F. (2018). Performance comparison of different mathematical models in the simulation of a solar desalination by humidification-dehumidification. *Desalination*, **437**: 184 – 194.
- Dehghani, S., Date, A., y Akbarzadeh, A. (2018). Performance analysis of a heat pump driven humidification-dehumidification desalination system. *Desalination*, **445**: 95 – 104.
- Diaf, A., Cherfa, A., Karadaniz, L., y Tigrine, Z. (2016). A technical–economical study of solar desalination. *Desalination*, **377**: 123 – 127.
- Elminshawy, N. A., Siddiqui, F. R., y Addas, M. F. (2015). Experimental and analytical study on productivity augmentation of a novel solar humidification–dehumidification (hdh) system. *Desalination*, **365**(0): 36 – 45.
- Elminshawy, N. A., Siddiqui, F. R., y Addas, M. F. (2016). Development of an active solar humidification-dehumidification (hdh) desalination system integrated with geothermal energy. *Energy Conversion and Management*, **126**: 608 – 621.
- Farid, M. y Al-Hajaj, A. W. (1996). Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle. *Desalination*, **106**(1–3): 427 – 429.
- Farid, M., Parekh, S., Selmán, J., y Al-Hallaj, S. (2003). Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: mathematical modeling of the unit. *Desalination*, **151**(2): 153 – 164.
- Fath, H. E. y Ghazy, A. (2002). Solar desalination using humidification–dehumidification technology. *Desalination*, **142**(2): 119 – 133.
- Fouda, A., Nada, S., Elattar, H., Rubaiee, S., y Al-Zahrani, A. (2018). Performance analysis of proposed solar hdh water desalination systems for hot and humid climate cities. *Applied Thermal Engineering*, **144**: 81 – 95.
- Franchini, G., Padovan, L. E., y Perdichizzi, A. (2015). Design and construction of a desalination prototype based on hd (humidification-dehumidification) process. *Energy Procedia*, **81**(Supplement C): 472 – 481. 69th Conference of the Italian Thermal Engineering Association, ATI 2014.
- Giwa, A., Akther, N., Housani, A. A., Haris, S., y Hasan, S. W. (2016). Recent advances in humidification dehumidification (hdh) desalination processes: Improved designs and productivity. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **57**: 929 – 944.

- Hamed, M. H., Kabeel, A., Omara, Z., y Sharshir, S. (2015). Mathematical and experimental investigation of a solar humidification–dehumidification desalination unit. *Desalination*, **358**(0): 9 – 17.
- He, W., Han, D., Yue, C., y Pu, W. (2015). A parametric study of a humidification dehumidification (hdh) desalination system using low grade heat sources. *Energy Conversion and Management*, **105**: 929 – 937.
- He, W., Han, D., Xu, L., Yue, C., y Pu, W. (2016a). Performance investigation of a novel water–power cogeneration plant (wpcp) based on humidification dehumidification (hdh) method. *Energy Conversion and Management*, **110**: 184 – 191.
- He, W., Xu, L., y Han, D. (2016b). Parametric analysis of an air-heated humidification–dehumidification (hdh) desalination system with waste heat recovery. *Desalination*, **398**(Supplement C): 30 – 38.
- He, W., Xu, L., Han, D., Gao, L., Yue, C., y Pu, W. (2016c). Thermodynamic investigation of waste heat driven desalination unit based on humidification dehumidification (hdh) processes. *Applied Thermal Engineering*, **100**: 315 – 324.
- He, W., Han, D., Zhu, W., y Ji, C. (2018). Thermo-economic analysis of a water-heated humidification–dehumidification desalination system with waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, **160**: 182 – 190.
- He, W., Yang, H., Wen, T., y Han, D. (2019). Thermodynamic and economic investigation of a humidification dehumidification desalination system driven by low grade waste heat. *Energy Conversion and Management*, **183**: 848 – 858.
- Himanshu, M. y Mahesh, K. (2017). Study of water desalination techniques and a review on active solar distillation methods. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, **37**(1): 444–464.
- Jamil, M. A., Elmutasim, S. M., y Zubair, S. M. (2018). Exergo-economic analysis of a hybrid humidification dehumidification reverse osmosis (hdh-ro) system operating under different retrofits. *Energy Conversion and Management*, **158**: 286 – 297.
- Kabeel, A. y Abdelgaied, M. (2018). Experimental evaluation of a two-stage indirect solar dryer with reheating coupled with hdh desalination system for remote areas. *Desalination*, **425**: 22 – 29.
- Kabeel, A. y El-Said, E. M. (2013a). Technological aspects of advancement in low-capacity solar thermal desalination units. *International Journal of Sustainable Energy*, **32**(5): 315–332.
- Kabeel, A. y El-Said, E. M. (2013b). A hybrid solar desalination system of air humidification–dehumidification and water flashing evaporation: Part i. a numerical investigation. *Desalination*, **320**(0): 56 – 72.
- Kabeel, A., Elmaaty, T. A., y El-Said, E. M. (2013a). Economic analysis of a small-scale hybrid air hdh–ssf (humidification and dehumidification–water flashing evaporation) desalination plant. *Energy*, **53**(0): 306 – 311.
- Kabeel, A. E., Hamed, M. H., Omara, Z. M., y Sharshir, S. W. (2013b). Water desalination using a humidification–dehumidification technique - a detailed review. *Natural Resources*, **4**(3): 20.

- Kang, H., Wang, T., y Zheng, H. (2016). Comparative analysis of regenerative and air-extraction multi-stage humidification–dehumidification desalination system using pinch technology. *Desalination*, **385**: 158 – 166.
- Karhe, Y. B. y Walke, D. P. V. (2013). A solar desalination system using humidification–dehumidification process—a review of recent research. *International Journal of Modern Engineering Research*, **3**(2): 962–969.
- Lawal, D., Antar, M., Khalifa, A., Zubair, S., y Al-Sulaiman, F. (2018). Humidification–dehumidification desalination system operated by a heat pump. *Energy Conversion and Management*, **161**: 128 – 140.
- Li, X., Yuan, G., Wang, Z., Li, H., y Xu, Z. (2014). Experimental study on a humidification and dehumidification desalination system of solar air heater with evacuated tubes. *Desalination*, **351**(0): 1 – 8.
- Li, Y., Klausner, J. F., y Mei, R. (2006). Performance characteristics of the diffusion driven desalination process. *Desalination*, **196**(1): 188 – 209.
- Mahdzade, E. Z. y Ameri, M. (2018). Thermodynamic investigation of a semi-open air, humidification dehumidification desalination system using air and water heaters. *Desalination*, **428**: 182 – 198.
- Mahmoud, A., Fath, H., y Ahmed, M. (2018). Enhancing the performance of a solar driven hybrid solar still/humidification–dehumidification desalination system integrated with solar concentrator and photovoltaic panels. *Desalination*, **430**: 165 – 179.
- Mathioulakis, E., Belessiotis, V., y Delyannis, E. (2007). Desalination by using alternative energy: Review and state-of-the-art. *Desalination*, **203**(1–3): 346 – 365. EuroMed 2006 Conference on Desalination Strategies in South Mediterranean Countries.
- McGovern, R. K., Thiel, G. P., Narayan, G. P., Zubair, S. M., y V, J. H. L. (2013). Performance limits of zero and single extraction humidification–dehumidification desalination systems. *Applied Energy*, **102**(0): 1081 – 1090. Special Issue on Advances in sustainable biofuel production and use - {XIX} International Symposium on Alcohol Fuels - {ISAF}.
- Mehrgoo, M. y Amidpour, M. (2012). Constructal design and optimization of a direct contact humidification–dehumidification desalination unit. *Desalination*, **293**(0): 69 – 77.
- Miller, J. A. y Lienhard, J. H. (2013). Impact of extraction on a humidification–dehumidification desalination system. *Desalination*, **313**(0): 87 – 96.
- Mohamed, A. y El-Minshawy, N. (2009). Humidification–dehumidification desalination system driven by geothermal energy. *Desalination*, **249**(2): 602 – 608.
- Nada, S., Elattar, H., y Fouda, A. (2015a). Experimental study for hybrid humidification–dehumidification water desalination and air conditioning system. *Desalination*, **363**(0): 112 – 125. Hybrid Systems for Desalination.
- Nada, S., Elattar, H., y Fouda, A. (2015b). Performance analysis of proposed hybrid air conditioning and humidification–dehumidification systems for energy saving and water production in hot and dry climatic regions. *Energy Conversion and Management*, **96**(0): 208 – 227.

- Nafey, A., Fath, H., El-Helaby, S., y Soliman, A. (2004). Solar desalination using humidification–dehumidification processes. part ii. an experimental investigation. *Energy Conversion and Management*, **45**(7–8): 1263 – 1277.
- Narayan, G. P., Chehayeb, K. M., McGovern, R. K., Thiel, G. P., Zubair, S. M., y V, J. H. L. (2013). Thermodynamic balancing of the humidification dehumidification desalination system by mass extraction and injection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **57**(2): 756 – 770.
- Nawayseh, N. K., Farid, M. M., Omar, A. A., Al-Hallaj, S. M., y Tamimi, A. R. (1997). A simulation study to improve the performance of a solar humidification-dehumidification desalination unit constructed in Jordan. *Desalination*, **109**(3): 277 – 284.
- Nayar, K. G., Sharqawy, M. H., Banchik, L. D., y V, J. H. L. (2016). Thermophysical properties of seawater: A review and new correlations that include pressure dependence. *Desalination*, **390**(Supplement C): 1 – 24.
- Nematollahi, F., Rahimi, A., y Gheinani, T. T. (2013). Experimental and theoretical energy and exergy analysis for a solar desalination system. *Desalination*, **317**(0): 23 – 31.
- Niroomand, N., Zamen, M., y Amidpour, M. (2015). Theoretical investigation of using a direct contact dehumidifier in humidification–dehumidification desalination unit based on an open air cycle. *Desalination and Water Treatment*, **54**(2): 305–315.
- Orfi, J., Galanis, N., y Laplante, M. (2007). Air humidification–dehumidification for a water desalination system using solar energy. *Desalination*, **203**(1–3): 471 – 481. EuroMed 2006 Conference on Desalination Strategies in South Mediterranean Countries.
- Qiblawey, H. M. y Banat, F. (2008). Solar thermal desalination technologies. *Desalination*, **220**(1–3): 633 – 644. European Desalination Society and Center for Research and Technology Hellas (CERTH), Sani Resort 22 –25 April 2007, Halkidiki, Greece European Desalination Society and Center for Research and Technology Hellas (CERTH), Sani Resort.
- Ranz, W. y Marshall, W. (1952). Evaporation from drops (parts I and II). *Chemical Engineering Progress*, **48**(3): 141–146, 173 – 180.
- Sadhwani, J. J., Veza, J. M., y Santana, C. (2005). Case studies on environmental impact of seawater desalination. *Desalination*, **185**(1): 1 – 8. Desalination and the Environment.
- Shafii, M. B., Jafargholi, H., y Faegh, M. (2018). Experimental investigation of heat recovery in a humidification-dehumidification desalination system via a heat pump. *Desalination*, **437**: 81 – 88.
- Sharon, H. y Reddy, K. (2015). A review of solar energy driven desalination technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **41**(0): 1080 – 1118.
- Sharqawy, M. H., Lienhard V, J. H., y Zubair, S. M. (2010). Thermophysical properties of seawater: A review of existing correlations and data. *Desalination and Water Treatment*, **16**(1-3): 354–380.

- Sharqawy, M. H., Antar, M. A., Zubair, S. M., y Elbashir, A. M. (2014). Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems. *Desalination*, **349**(0): 10 – 21.
- Sharshir, S., Peng, G., Yang, N., El-Samadony, M., y Kabeel, A. (2016a). A continuous desalination system using humidification – dehumidification and a solar still with an evacuated solar water heater. *Applied Thermal Engineering*, **104**(Supplement C): 734 – 742.
- Sharshir, S., Peng, G., Yang, N., Eltawil, M. A., Ali, M. K. A., y Kabeel, A. (2016b). A hybrid desalination system using humidification-dehumidification and solar stills integrated with evacuated solar water heater. *Energy Conversion and Management*, **124**(Supplement C): 287 – 296.
- Siddiqui, F. R., Elminshawy, N. A., y Addas, M. F. (2016). Design and performance improvement of a solar desalination system by using solar air heater: Experimental and theoretical approach. *Desalination*, **399**: 78 – 87.
- Srithar, K. y Rajaseenivasan, T. (2018). Recent fresh water augmentation techniques in solar still and hdh desalination – a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **82**(Part 1): 629 – 644.
- Srithar, K., Rajaseenivasan, T., Arulmani, M., Gnanavel, R., Vivar, M., y Fuentes, M. (2018). Energy recovery from a vapour compression refrigeration system using humidification dehumidification desalination. *Desalination*, **439**: 155 – 161.
- Subramani, A. y Jacangelo, J. G. (2015). Emerging desalination technologies for water treatment: A critical review. *Water Research*, **75**: 164 – 187.
- Subramani, A., Badruzzaman, M., Oppenheimer, J., y Jacangelo, J. G. (2011). Energy minimization strategies and renewable energy utilization for desalination: A review. *Water Research*, **45**(5): 1907 – 1920.
- WWAP (2015). The United Nations World Water Development Report 2015: Water for a Sustainable World. Paris, UNESCO. Reporte técnico, recuperado en marzo de 2016 de: <http://www.unesco.org/new/en/unesco/resources/publications/>.
- WWAP (2018). The United Nations World Water Development Report 2018: Nature-based Solutions, Paris, UNESCO. Reporte técnico, recuperado en enero de 2019 de: <http://www.unesco.org/new/en/unesco/resources/publications/>.
- Xu, H., Zhao, Y., Jia, T., y Dai, Y. (2018). Experimental investigation on a solar assisted heat pump desalination system with humidification-dehumidification. *Desalination*, **437**: 89 – 99.
- Yamali, C. y Solmus, I. (2007). Theoretical investigation of a humidification-dehumidification desalination system configured by a double-pass flat plate solar air heater. *Desalination*, **205**(1–3): 163–177.
- Yamali, C. y Solmus, I. (2008). A solar desalination system using humidification-dehumidification process: experimental study and comparison with the theoretical results. *Desalination*, **220**(1–3): 538 – 551. European Desalination Society and Center for Research and Technology Hellas (CERTH), Sani Resort 22 –25 April 2007, Halkidiki, Greece European Desalination Society and Center for Research and Technology Hellas (CERTH), Sani Resort.

- Youssef, P., AL-Dadah, R., y Mahmoud, S. (2014). Comparative analysis of desalination technologies. *Energy Procedia*, **61**: 2604 – 2607. International Conference on Applied Energy, ICAE2014.
- Yuan, G., Wang, Z., Li, H., y Li, X. (2011). Experimental study of a solar desalination system based on humidification–dehumidification process. *Desalination*, **277**(1): 92 – 98.
- Zamen, M., Soufari, S., Vahdat, S. A., Amidpour, M., Zeinali, M., Izanloo, H., y Aghababaie, H. (2014). Experimental investigation of a two-stage solar humidification–dehumidification desalination process. *Desalination*, **332**(1): 1 – 6.
- Zhang, Y., Sivakumar, M., Yang, S., Enever, K., y Ramezani pour, M. (2018). Application of solar energy in water treatment processes: A review. *Desalination*, **428**: 116 – 145.
- Zubair, M. I., Al-Sulaiman, F. A., Antar, M., Al-Dini, S. A., y Ibrahim, N. I. (2017). Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*, **132**: 28 – 39.

Anexo A

Nomenclatura

Mayúsculas

- A* — Área transversal de transferencia; [m^2],
C_p — Calor específico a presión constante; [$\text{kJ}/\text{kg K}$],
D — Diámetro; [m],
H — Entalpía; [J],
H — Altura; [m],
N — Número total de gotas; [-],
P — Presión; [kPa],
Q — Calor; [kJ],
 \dot{Q} — Flujo de calor, [kW],
R — Constante particular de los gases; [$\text{kJ}/\text{kg K}$],
Re — Número de Reynolds; [-],
Sc — Número de Schmidt; [-],
Sh — Número de Sherwood; [-],
T — Temperatura; [$^{\circ}\text{C}$] o [K],
U — Velocidad; [m/s],
V — Volumen; [m^3].

Minúsculas

- g* — Aceleración de la gravedad; [$=9.81 \text{ m}/\text{s}^2$];
h — Entalpía específica; [kJ/kg],
h_{conv} — Coeficiente de transferencia de calor convectivo; [$\text{kJ}/\text{m}^2 \text{ s K}$],
h_{fg} — Calor latente de vaporización; [kJ/kg],
h_m — Coeficiente de transferencia de masal; [m/s],
m — Masa; [kg],
 \dot{m} — Flujo másico; [kg/s],
n — Número de gotas por unidad de área y tiempo: [$-\text{m}^2 \text{ s}$],
n — Número de moles; [mol],

- \dot{q} — Flux de calor; [W/m²],
 t — Tiempo; [s],
 v — Volumen específico; [m³/kg],
 w — Fracción de masa; [kg_{*i*}/kg_{*mezcla*}],
 z — Posición en la vertical; [m].

Subíndices

- 0 — condiciones normales,
 a — aire seco,
 atm — atmosférica,
 c — condensador,
 con — condensación,
 $conv$ — convectivo,
 bs — bulbo seco,
 bh — bulbo húmedo,
 d — gota,
 e — evaporador,
 eva — evaporación,
 ew — agua evaporada,
 fw — agua pura,
 g — aire húmedo,
 in — entrada,
 inf — alrededores,
 l — líquido,
 m — masa,
 out — salida,
 pr — punto de rocío,
 pw — producción,
 rel — relativa,
 s — superficie de gota,
 sat — saturación,

- sw — agua de mar,
- t — térmico,
- tra — área transversal,
- v — vapor,
- w — agua.

Letras griegas

- α — Difusividad térmica; [m^2/s],
- β — Coeficiente de expansión volumétrica; [$^{\circ}C^{-1}$, K^{-1}],
- λ — Conductividad térmica; [$W/m K$],
- μ — Viscosidad dinámica; [$kg/m s$],
- ν — Viscosidad cinemática; [m^2/s],
- ϕ — Humedad relativa; [-],
- ρ — Densidad; [kg/m^3],
- ω — Humedad específica; [kg_v/kg_a].

Anexo B

Propiedades calculadas para los fluidos de trabajo

Nombre	Parámetro	Unidades
Aire		
$T_{bs,e}$	Temperatura de bulbo seco	[°C] o [K].
$\dot{m}_{g,e}$	Flujo másico	[kg/s]
ϕ_e	Humedad relativa	[-],
ω_e	Humedad específica	[kg _v /kg _a]
$h_{g,e}$	Entalpía por unidad de masa	[kJ/kg].
$T_{bh,e}$	Temperatura de bulbo húmedo	[°C] o [K].
$T_{pr,e}$	Temperatura de punto de rocío	[°C] o [K].
Cp_g	Calor específico	[kJ/kg °C] o [kJ/kg K].
Vapor		
T_v	Temperatura	[°C] o [K].
	Presión de saturación	[kPa]
p_v	Presión parcial del vapor	[kPa].
\dot{m}_v	Flujo másico	[kg/s].
h_v	Entalpía por unidad de masa	[kJ/kg].
Cp_v	Calor específico	[kJ/kg °C] o [kJ/kg K].
	Entropía	[kJ/kg]
Cp_v	Calor específico	[kJ/kg °C] o [kJ/kg K].
	Densidad	[kg/m ³]
	Conductividad térmica	[kW/ m K]
	Viscosidad dinámica	[Pa s]
	Viscosidad cinética	[m ² /s]
	Numero de Prandtl	[-]
Aire seco		
$T_{bs,e}$	Temperatura de bulbo seco	[°C] o [K].
$p_{w,e}$	Presión parcial del aire seco	[kPa].
$\dot{m}_{g,e}$	Flujo másico	[kg/s].
$h_{g,e}$	Entalpía por unidad de masa	[kJ/kg].
$T_{bh,e}$	Temperatura de bulbo húmedo	[°C] o [K].

$T_{pr,e}$	Temperatura de punto de rocío	[°C] o [K].
	Entropía	[kJ/kg]
Cp_v	Calor específico	[kJ/kg °C] o [kJ/kg K].
	Densidad	[kg/m ³]
	Conductividad termica	[kW/ m K]
	Viscosidad dinamica	[Pa s]
	Viscosidad cinetica	[m ² /s]
	Numero de Prandtl	[-]
<hr/>		
Agua de mar		
T_{sw}	Temperatura	[°C] o [K].
p_{sw}	Presión parcial del vapor	[bars].
\dot{m}_{sw}	Flujo másico	[kg/s].
h_{sw}	Entalpía por unidad de masa	[kJ/kg].
	Entropía	[kJ/kg]
Cp_v	Calor específico	[kJ/kg °C] o [kJ/kg K].
	Densidad	[kg/m ³]
	Conductividad termica	[kW/ m K]
	Viscosidad dinamica	[Pa s]
	Viscosidad cinetica	[m ² /s]
	Numero de Prandtl	[-]
<hr/>		
Agua pura		
	Temperatura	[K]
	Flujo másico	[kg/s]
	Entalpía	[kJ/kg]
	Entropía	[kJ/kg]
	Calor específico	[kJ/kg K]
	Densidad	[kg/m ³]
	Conductividad termica	[kW/ m K]
	Viscosidad dinamica	[Pa s]
	Viscosidad cinetica	[m ² /s]
	Numero de Prandtl	[-]
<hr/>		

Anexo C

Método de la Bisección

El *método de la Bisección* procede buscando una raíz propuesta en la mitad del intervalo (a, b) , repitiendo iterativamente el proceso. Es un método de convergencia *lineal*, pero siempre converge.

Sea $f(x)$ continua en $[a, b]$ y $f(a) \cdot f(b) < 0$. Entonces, por el teorema del valor medio, $\exists a < p < b / f(p) = 0$.

Algoritmo

Supongamos $a_1 = a$, $b_1 = b$, $i = 1$. Asignando una tolerancia $\varepsilon > 0$ y $f(P)$ es el valor objetivo, donde la función f es el calculo del sistema de ecuaciones.

1. Calculamos el punto medio $p_i = \frac{a_i + b_i}{2}$.
2. Si $|f(p_i) - f(P)| \leq \varepsilon$. $\Rightarrow p_i$ es el valor buscado que da el valor aproximado al valor objetivo.
3. Si $f(p_i) \cdot f(a_i) < 0$:
 - Entonces, $b_{i+1} = p_i$, y $a_{i+1} = a_i$.
 - De lo contrario, $a_{i+1} = p_i$, y $b_{i+1} = b_i$.
4. Incrementamos i , y volvemos al paso 1.

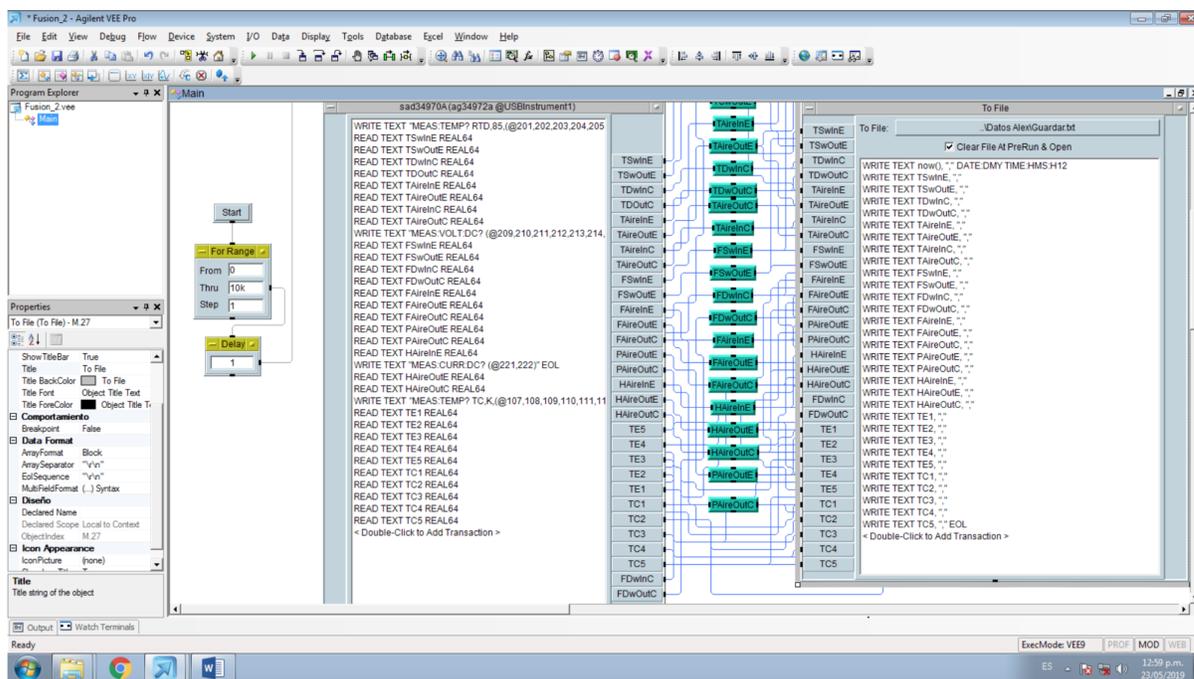


Figura 47. Primera parte de la interfase programada con VeePro.

Anexo D

Interfase de captura y monitoreo de datos experimentales.

En la figura 47 se muestra la primera parte de la interfaz usada para el monitoreo en tiempo real de las variables medidas durante los experimentos. En esta figura se muestra de izquierda a derecha, en primer lugar el objeto de entrada con la leyenda "Delay" donde se ajusta el intervalo de tiempo en segundos que transcurre entre cada lectura de los datos medidos por los instrumentos. En el siguiente objeto a la derecha aparecen la lista de todos los canales usados de la tarjeta adquisidora con la asignación del tipo de señal que se recibe de los instrumentos, la siguiente columna de bloques en color verde son los objetos donde están programadas las ecuaciones de calibración de cada instrumento, y por último aparece un objeto con la leyenda "donde" se program el formato y orden en que se graban las mediciones en el archivo asignado.

En la figura 48 aparecen 30 objetos donde se despliegan los valores de la variable que captura la tarjeta de adquisición de datos, cada uno de estos objetos tienen como leyenda el nombre de la variable de la que despliega su valor. El acomodo de estos objetos es de seis columnas ordenadas de la siguiente manera: de izquierda a derecha, la primera columna son los parámetros de entrada y salida del agua en el evaporador,

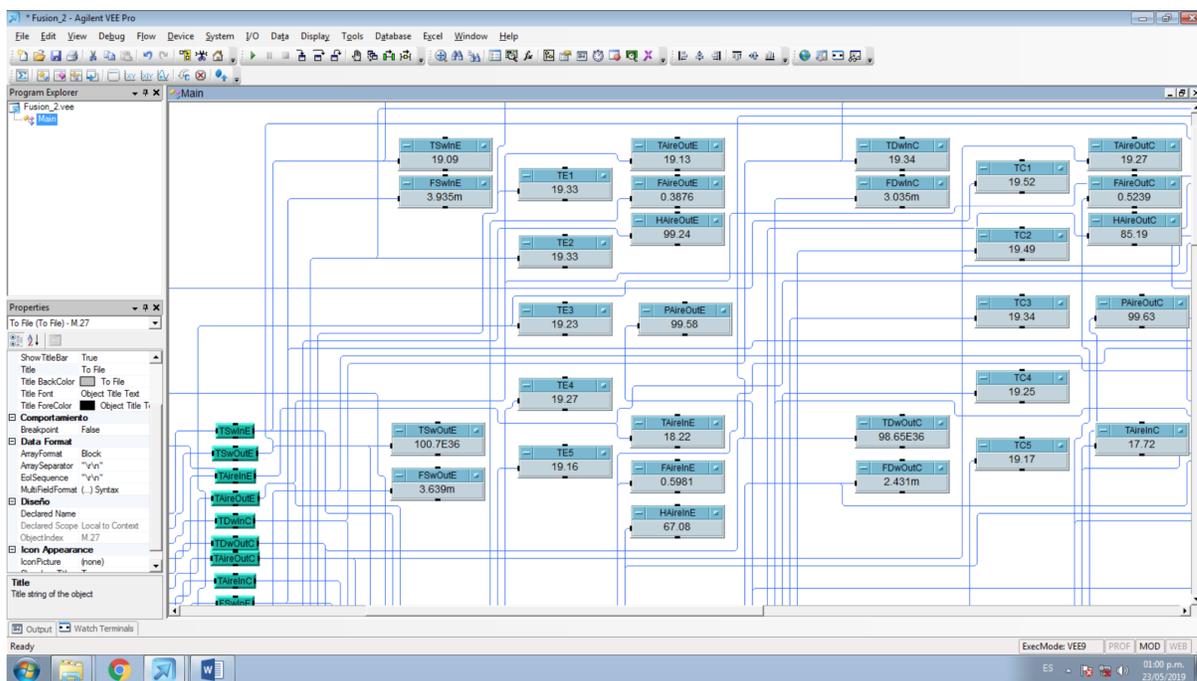


Figura 48. Tercera parte de la interfase programada con VeePro.

la segunda columna son las temperaturas en el interior del evaporador y la tercera columna son las cuatro propiedades de entrada y salida del aire, en la segunda columna se tienen los cinco objetos de salida que despliegan los valores de la temperatura a lo alto del humidificador y en la tercera columna se tienen los seis valores de las propiedades del aire que entra y sale del humidificador. En una configuración semejante a la antes descrita, se tienen en la cuarta columna las variables de entrada y salida del agua pura de refrigeración en el condensador, la quinta columna son las temperaturas ubicadas a lo alto del condensador, y por último, en la sexta columna se tienen los valores de las propiedades del aire que entra y sale del condensador.

En las figuras 49 se muestra la parte de la interfase que contiene las gráficas donde se imprime en tiempo real las presiones y humedades relativas del aire durante el tiempo de las pruebas experimentales.

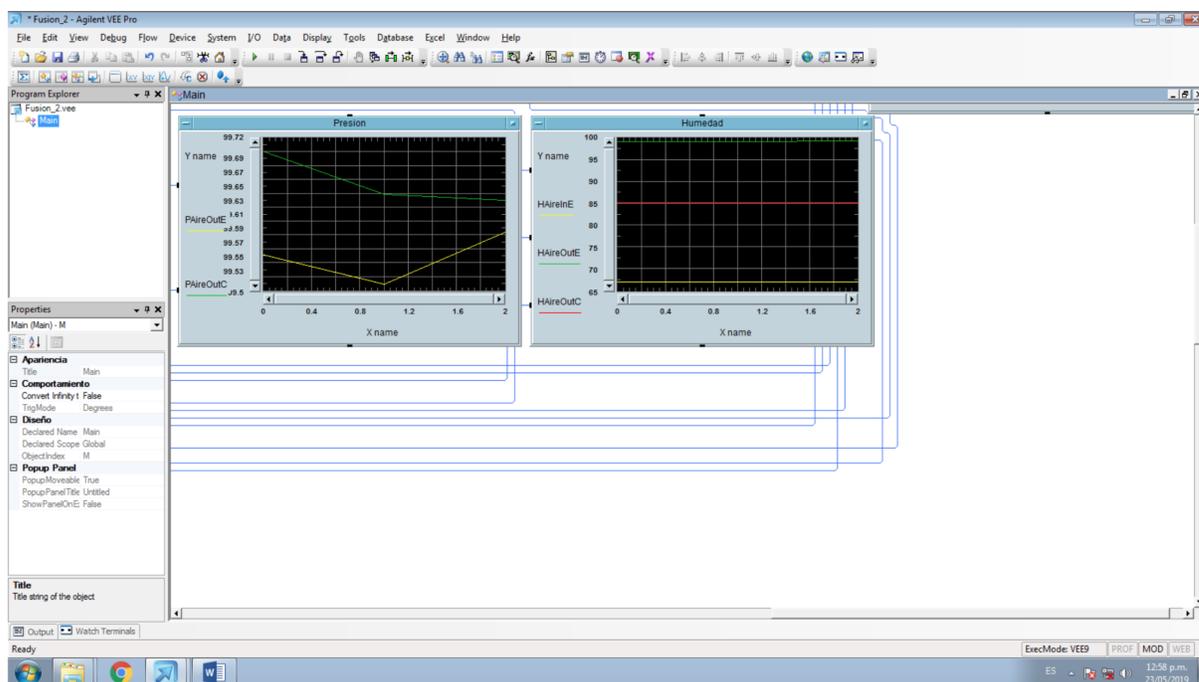


Figura 49. Cuarta parte de la interfase programada con VeePro.