



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería
Energía – Solar Fototérmica

Estudio de la transferencia de calor
en un sistema desalinizador
mediante humidificación y deshumidificación de aire

TESIS
que para optar por el grado de
Doctor en Ingeniería

PRESENTA:

Juan Jorge Hermsillo Villalobos

TUTOR PRINCIPAL:
Claudio Alejandro Estrada Gasca
Instituto de Energías Renovables, UNAM

COMITÉ TUTOR:
Claudio Alejandro Estrada Gasca, IER, UNAM
Camilo Alberto Arancibia Bulnes, IER, UNAM
Jorge Antonio Rojas Menéndez, IER, UNAM
Rubén José Dorantes Rodríguez, UAM AZCAPOTZALCO
Rafael Cabanillas López, UNIVERSIDAD DE SONORA

MÉXICO, D. F., agosto de 2013

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Jorge Antonio Rojas Menéndez
Secretario: Dr. Claudio Alejandro Estrada Gasca
Vocal: Dra. Gabriela Álvarez García
Primer Suplente: Dr. Camilo Alberto Arancibia Bulnes
Segundo Suplente: Dr. Rubén José Dorantes Rodríguez

Lugares donde se realizó la tesis:

- Centro de Investigación en Energía*, UNAM, Temixco, Morelos.
Desarrollo teórico y asesoría
- Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente (ITESO), Tlaquepaque, Jalisco.
Desarrollo teórico, trabajo experimental y redacción

TUTOR DE TESIS:

Dr. Claudio Alejandro Estrada Gasca

FIRMA

*Actualmente Instituto de Energías Renovables de la UNAM.

Agradecimientos

El autor agradece a las siguientes instituciones y personas el apoyo recibido para la realización de los estudios de doctorado de los que forma parte el presente trabajo:

- Al Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente (ITESO) de Guadalajara, Jal., por la licencia otorgada de 2005 a 2008 bajo su Programa de Superación del Nivel Académico, así como por la tolerancia generosa en el uso del tiempo después del período de licencia, para la terminación del trabajo. Dentro del ITESO, el agradecimiento se traduce a personas concretas: al Mtro. José Álvaro Ochoa López, jefe del Departamento de Procesos Tecnológicos e Industriales; al Dr. Francisco Morfín Otero, director general académico; al Ing. Héctor Manuel Acuña Nogueira, S.J. y al Dr. Juan Luis Orozco Hernández, S.J., rectores durante el período involucrado.
- Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (de México, CONACYT), por la beca otorgada bajo el registro 40515, para los estudios de doctorado en el Centro de Investigación en Energía (CIE) de la UNAM.
- A los doctores Claudio A. Estrada Gasca y Camilo A. Arancibia Bulnes, del Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México, por su disposición para ofrecer un proyecto factible dentro de las limitaciones logísticas del autor, así como por su valioso tiempo y trabajo de asesoría.
- A la doctora Gabriela Álvarez García y a los doctores Rubén Dorantes Rodríguez y Jorge Rojas Menéndez, integrantes de mi comité tutorial, por su habilidad para encontrar aspectos para mejorar y profundizar en el trabajo y por su disposición para rescatar mis propuestas dentro del mismo.

~~~~~

El presente trabajo contó con el apoyo continuo y solidario de muchas personas, familiares, amigos y académicos, a quienes agradezco profundamente. Imposible mencionar a todos los que aportaron una idea, un consejo, palabras de aliento, bromas o críticas, tanto en el CIE como en el ITESO. Entre ellos, destacan en forma clave para haber logrado el término del proyecto, el persistente e infalible apoyo de Gabriela de la Torre, mi esposa, y de David López Castillo, amigo y compañero de trabajo académico por muchos años.

~~~~~

Felipe Gallardo Ortiz, “*Filis*” (1962-2009); Manuel de la Torre Rodarte, “*Chato*” (1945-2009); Esperanza Asencio Corona, “*Tita*” (1916-2010) y Salvador Santoyo Cázares, “*Chava*” (1931-2010), fallecieron durante el desarrollo del proyecto. Los cuatro fueron personajes claves para mi desarrollo personal y académico. *Sin la presencia de ellos en mi vida, no hubiera ocurrido el presente trabajo.* Quede constancia de mi profundo agradecimiento. Descansen en paz.

Juan Jorge Hermosillo Villalobos

A la memoria de

Felipe de Jesús Gallardo Ortiz
(11 de mayo de 1962 ~ 12 de julio de 2009)



Compañero de trabajo desde 1981, *Felis* construyó todos los equipos experimentales del Grupo Solar del ITESO de los últimos treinta años. En particular, construyó el equipo desalinizador del presente trabajo y colaboró eficazmente en el desarrollo del trabajo experimental.

Felis fue ejemplar por su confiabilidad, su honradez y su entrega al trabajo, de forma casi mística...

Descanse en paz

Tabla de Contenidos

Agradecimientos	iii
Tabla de Contenidos	v
Resumen	vii
Nomenclatura	viii
Capítulo 1. Antecedentes, contexto y justificación del proyecto	1
1.1. Necesidad del agua dulce	1
1.2. Costo energético del agua	2
1.3. Panorama general de la desalinización	5
1.4. Principios fisicoquímicos para la desalinización	10
1.5. Tecnologías para la desalinización	15
1.6. Revisión bibliográfica sobre desalinización mediante humidificación de aire	21
1.7. Objetivos del trabajo	24
Capítulo 2. Modelo matemático del sistema en estudio	25
2.1. Descripción general del sistema desalinizador del presente trabajo	25
2.2. Tasa de producción de destilado	27
2.3. Temperaturas y factor de humedad	29
2.4. Recapitulación: el modelo a resolver	34
2.5. Determinación de los parámetros	37
2.6. Solución del modelo matemático	39
2.7. Comportamiento general del modelo matemático	41
2.8. Coeficiente de operación	44
Capítulo 3. Diseño y descripción del sistema experimental	47
3.1. Descripción general	47
3.2. Evaporador	49
3.3. Condensador	49
3.4. Calentador	52
3.5. Sistema completo	53
3.6. Instrumentación	54
Capítulo 4. Gráficas y análisis de resultados teóricos y experimentales	57
4.1. Evaluación del prototipo experimental	57
4.2. Cálculo de los parámetros	69
4.3. Comparación entre el modelo matemático y los resultados experimentales	76
4.4. Efecto de la variación de parámetros	81
4.5. Comprobación de algunas hipótesis	84

Conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro	87
Conclusiones	87
Recomendaciones para trabajo futuro	89
Referencias	93
Anexos	99
Anexo I. Factor de humedad aplicado a la entalpía	100
Anexo II. Modelo para la humedad absoluta del aire saturado	102
Anexo III. Modelo para la presión de vapor del agua	104
Anexo IV. Modelo para el intercambio de calor	110
Anexo V. Modelo para el intercambio de masa	112
Anexo VI. Determinación del área específica del evaporador	115
Anexo VII. Determinación del área de transferencia del condensador	117
Anexo VIII. Construcción del prototipo experimental	118
Anexo IX. Rutina para las corridas experimentales	126
Anexo X. Densidad del agua	127
Anexo XI. Medición de la velocidad del aire y consumo de potencia	128
Anexo XII. Artículos publicados como resultado del presente trabajo	130

Resumen

El presente trabajo es un estudio del fenómeno de la humidificación y deshumidificación de aire aplicado a la desalinización de agua. Debido a que este fenómeno puede efectuarse en un amplio intervalo de temperaturas y no requiere condiciones constantes, es idóneo para ser energizado mediante el recurso solar, que es inherentemente variable.

Se presenta un modelo físico para un sistema desalinizador solar que se basa en evaporar agua de una salmuera, en presencia de aire, sin ebullición, para posteriormente remover la humedad del aire mediante condensación y así obtener agua destilada. Con referencia a ese modelo físico se desarrolló un modelo matemático basado en balances de masa y de energía en los diversos elementos físicos del sistema, así como en las tasas de transferencia de calor y de masa. El modelo matemático incorpora un factor de humedad a la salida del evaporador, lo cual permite simular adecuadamente el sistema físico y resulta en un modelo más general que el suponer el aire saturado en todo el sistema. Se presenta un modelo, desarrollado como parte del trabajo, para el cálculo de la presión de vapor del agua, que a su vez se incorpora en los cálculos de la humedad y de la entalpía del aire saturado, con buenos resultados. Estas dos propiedades a su vez se emplean en el modelo del sistema completo. El modelo matemático permite calcular con exactitud razonable las temperaturas de operación del sistema en el estado estacionario y con menor exactitud la tasa de producción de destilado.

Se presenta también el diseño, construcción y evaluación de un prototipo experimental, que se estudió en estado estacionario y con un tren de resistencias eléctricas para suministrar la entrada de calor en forma controlada. Este prototipo muestra propiedades interesantes en sí mismo, tales como la completa recuperación del calor de condensación del agua, la operación con coeficientes de operación cercanos a la unidad y la productividad de agua destilada del orden de 2.5 veces la que se obtiene mediante destiladores solares de caseta. El sistema es capaz de producir hasta 2.98 litros de destilado por hora, operando con una entrada de calor de 2000 W. El prototipo experimental se utilizó también para calibrar el modelo matemático y evaluar los cuatro parámetros que requiere. Los parámetros obtenidos fueron: factor de humedad a la salida del evaporador, $f = 0.77$; coeficiente global de pérdidas de calor al exterior, $U_{perd} = 3.3 \text{ J}/(\text{m}^2 \text{ s K})$; coeficiente global de transferencia de calor en el condensador, $U_{cond} = 56 \text{ J}/(\text{m}^2 \text{ s K})$; coeficiente de transferencia de masa en el evaporador, $K = 0.0010 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$. El prototipo experimental muestra que es necesario dosificar la entrada de agua según la energía disponible, de modo que se logren temperaturas altas para favorecer los procesos de transferencia de masa. Por otro lado, la principal pérdida de calor en el prototipo experimental ocurre a través de la salida de la salmuera rechazada.

Nomenclatura

Nota: todas las ecuaciones incluidas en el presente texto tienen un anexo con la nomenclatura *nueva* introducida en cada ecuación. Algunos símbolos tienen significado únicamente en una ecuación y en el texto adyacente. Para facilitar la consulta de esta sección y la lectura del texto, se ha incluido aquí únicamente la nomenclatura que “sobrevive” a lo largo del texto y se ha omitido la que sólo tiene un significado “local”.

- a = área específica de la columna de evaporación, m^2/m^3 ,
 A_{cond} = área de intercambio de calor en el condensador, m^2 .
 C_p = capacidad calorífica de la salmuera, $\text{kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$,
 $C_{p_{aire}}$ = capacidad calorífica del aire, $1.009 \text{ kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$ [NIST],
 $C_{p_{agua}}$ = capacidad calorífica del agua líquida, $4.193 \text{ kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$ [NIST],
 D = tasa de producción de destilado, kg/s .
 f = factor de humedad a la salida del evaporador, adimensional.
 G = gasto másico de aire seco dentro del sistema, kg/s .
 H_i = entalpía del aire húmedo saturado a la temperatura del punto i , J/kg .
 K = coeficiente de transferencia de masa, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$,
 L = gasto de agua (salmuera), kg/s ,
 P_i^0 = presión de vapor del agua a la temperatura del punto i , Pa.
 P = presión total del sistema, Pa.
 Q = calor suministrado al sistema, W.
 ${}_1Q_2$ = calor recuperado por unidad de tiempo entre la entrada y la salida del condensador, W.
 Q_d = valor energético equivalente del volumen de agua destilado por unidad de tiempo, W.
 T_i = temperatura en el punto i , $^\circ\text{C}$,
 M_{agua} = masa molecular del agua, $18.016 \text{ g}/\text{mol}$ [Kuehn, 2001, p.179].
 M_{aire} = masa molecular del aire, $28.966 \text{ g}/\text{mol}$ [Kuehn, 2001, p.179].
 U_{cond} = coeficiente global de transferencia de calor en el condensador, $\text{J}/(\text{m}^2 \text{ s } ^\circ\text{C})$,
 U_{perd} = coeficiente global de pérdidas de calor al ambiente, $\text{J}/(\text{m}^2 \text{ s } ^\circ\text{C})$,
 V = volumen total de la columna de evaporación, m^3 .
 W_i = humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del punto i , $\text{kg agua} / \text{kg aire seco}$.
 ΔH_{vap} = calor de vaporización del agua, $2332.20 \text{ kJ}/\text{kg}$ [NIST].
 η = coeficiente de operación del sistema, adimensional.

Constantes para el cálculo de la presión de vapor según la ecuación (2.5):

- $P_0^0 = 7.384 \text{ kPa}$.
 $A = 67.350$ (adimensional).
 $B = -7218.15 \text{ K}$.
 $C = -7.9939$ (adimensional).
 $D = 0.0052333 \text{ K}^{-1}$.

*Los libros no se han hecho para que creamos lo que dicen,
sino para que los analicemos.*

Guillermo de Baskerville
El nombre de la rosa. Cuarto Día. Después de Completas
[Umberto Eco (1931-)]

Capítulo 1

Antecedentes, contexto y justificación del proyecto

El presente trabajo se desarrolla en torno a un fenómeno fisicoquímico que muestra características útiles en procesos de desalación de agua de mar energizados mediante radiación solar por vía térmica: la humidificación y deshumidificación de aire. En este capítulo se exponen los elementos para contextualizar y justificar el trabajo realizado, en términos de la necesidad del agua dulce y su escasez en grandes áreas de México, del contenido energético del agua, de la desalinización solar como una alternativa, así como los principios y procesos disponibles para la producción de agua dulce a partir de agua de mar, con énfasis en los más susceptibles a ser energizados por energía solar.

1.1. Necesidad del agua dulce

El agua dulce es un recurso básico para el desarrollo de comunidades humanas no sólo porque la requieren los ecosistemas que sustentan la vida, sino porque se emplea también para un sinnúmero de usos generados por nuestra civilización actual. Su distribución sobre la superficie continental es muy heterogénea y está sujeta en la mayoría de los casos a las condiciones climáticas locales y, en otros, a las condiciones climáticas en la cuenca alta donde se ubica el lugar en cuestión. Desde el punto de vista de su utilización como recurso renovable, el agua dulce es un recurso que “cae del cielo” en sentido literal, no poético ni místico, es decir, se debe únicamente a la precipitación pluvial. El agua que se obtiene de los mantos freáticos sin permitir su recarga suficiente no es sustentable y está destinada irremediablemente a un final catastrófico. Históricamente la población humana se asentó principalmente en lugares donde el agua disponible era suficiente, mientras que las regiones semidesérticas o desérticas fueron pobladas sólo marginalmente. Esta situación ha cambiado, y en la actualidad es notable la necesidad de agua dulce en regiones áridas. Por otro lado, también desde la perspectiva histórica, la variabilidad de la disponibilidad de agua ha implicado fuertes cambios en algunas culturas, por ejemplo, algunos estudios muestran que los cambios climáticos, particularmente en lo relativo a la creciente escasez de agua y sus implicaciones en la agricultura, pudieron haber inducido la declinación de civilizaciones bien establecidas, tales como la de los mayas hace alrededor de 1100 años [Alley, 2004].

En México existe un crecimiento permanente del grado de presión sobre el recurso hídrico¹ (GPRH), por diversas causas, entre las que se encuentran el crecimiento de la población y el crecimiento de la demanda *per capita* debido a la diversificación de usos del agua y a su uso en procesos urbanos e industriales. El GPRH a escala nacional es de 17%, lo cual es holgadamente bajo, pero esto se debe a un efecto de la estadística: en ese parámetro se promedian la sobreabundancia de agua que existe en el sur del país con la escasez del norte. Los índices regionales expresan otro panorama: promediando las zonas centro, norte y noreste, el GPRH es de 47%, lo cual ya se considera como una presión “fuerte”². Dentro de este promedio, la península de Baja California muestra un GPRH de más de 75% y la región noroeste (básicamente Sonora) de 87% [Conagua, 2007, p.68]. Al hablar de que el GPRH en México es del 17%, los habitantes de Sonora y de Baja California no reciben beneficio alguno del hecho de que en Chiapas, Tabasco y el sur de Veracruz, las lluvias sean extraordinariamente abundantes respecto del promedio nacional.

Los cambios climáticos que, como el mencionado caso de los mayas, han alterado drásticamente la situación de algunos pueblos, están en la perspectiva futura cercana de nuestro país ante la realidad observada del cambio climático global [Solomon et al., 2007, capítulos 3 a 5 y 11] y sus previsible efectos en México [Martínez, J. y Fernández, A., 2004, Sección III; Cárdenas, 2010], por lo que el tema estudiado en el presente trabajo podría en un futuro próximo ser interesante para aplicarse aun en regiones donde actualmente no existe problema serio de suministro de agua. Es claro que en nuestra época se emplearían diversos recursos para suministrar agua antes que reubicar a la población de regiones enteras ante algún cambio climático³. Esto ya ha ocurrido en otros lugares: una planta desalinizadora que se menciona más adelante fue construida en Santa Bárbara, California, precisamente debido a una prolongada sequía regional, con objeto de paliar sus efectos [Spiegler and El-Sayed, 1994, p.125].

1.2. Costo energético del agua

La civilización actual pone el agua a disposición del hombre en lugares donde en forma natural no está disponible. Esto sucede en todas las escalas, desde a nivel doméstico en el que se obtiene agua con sólo girar una llave, hasta el nivel agrícola regional, con sistemas hidráulicos que permiten disponer de riego donde de otro modo sólo se podría cultivar el campo durante el temporal de lluvias. Esa disponibilidad cultural y tecnológica –no natural– del agua, lleva implícito un contenido energético. Se requiere energía para los procesos de extracción, tratamiento y traslado del agua.

¹ El “grado de presión sobre el recurso hídrico” se define como el porcentaje del volumen total de agua concesionado en una región respecto de la disponibilidad natural media de ese recurso en la misma región [Conagua, 2007, p. 68].

² Se considera un grado de presión “fuerte” si el GPRH es igual o mayor a 40%.

³ Esta afirmación se refiere únicamente al suministro de agua potable. No se sabe de qué magnitud pueden ser estos cambios climáticos ni en qué plazo, pero sus implicaciones pueden ser más graves que lo que supone esta frase.

Energía para la extracción y el traslado

Las ciudades que han crecido en zonas de baja disponibilidad de agua dulce, en todo el mundo, lo han hecho contando con enormes cantidades de energía para subsanar esa carencia. La Ciudad de Los Ángeles, ubicada en una zona semidesértica y con una población vigorosamente creciente a partir de 1900 es quizá el ejemplo más famoso, con tres acueductos cuya primera etapa de construcción comenzó a principios del siglo XX y que un siglo después suman más de 1000 km de longitud [LADWP, 2010]. Aunque eventualmente existen condiciones para construir acueductos que funcionan por gravedad, y son famosos algunos tanto de las ciudades romanas antiguas como de ciudades coloniales mexicanas, en general en la actualidad se requiere energía para el bombeo a decenas o cientos de kilómetros.

La Ciudad de México, por estar asentada en su mayoría sobre el lecho de un antiguo lago, históricamente ha dispuesto de un gran caudal de agua extraída de su propio subsuelo (del orden de $40 \text{ m}^3/\text{s}$ en la actualidad). Esto le ha permitido contar con agua extraordinariamente cercana, que puede considerarse como de bajo requerimiento energético. Sin embargo, esta práctica se ha traducido en la alteración de la estructura del subsuelo lacustre de la ciudad, con los hundimientos heterogéneos consecuentes, de hasta 40 cm por año en el Valle de Chalco y de decenas de metros acumulados en otras regiones. Estos hundimientos han producido daños severos a las vialidades, las edificaciones y los sistemas de drenaje y de suministro de agua, lo cual limita severamente la disponibilidad del agua, aunque continúen existiendo cantidades enormes ahí presentes [FEMISCA, 2002]. Para atenuar estos problemas y satisfacer la demanda sin extraer aún más agua del subsuelo, se han construido acueductos para obtener agua de las cuencas del Río Lerma y del Cutzamala, con un caudal combinado de $20 \text{ m}^3/\text{seg}$. La extracción del sistema Cutzamala requiere un bombeo de agua con un incremento de altura de 1200 m y alrededor de 130 km de distancia [National Research Council *et al.*, 1995]. La combinación de este caudal con los incrementos de altura y la distancia recorrida, implican una cantidad de energía de una magnitud muy superior a la de la extracción local.

La energía mínima teórica para extraer el agua a partir de pozos es de $0.27 \text{ kWh}/\text{m}^3$ por cada 100 m de profundidad⁴. En la práctica este valor puede elevarse a alrededor de $0.40 \text{ kWh}/\text{m}^3$ debido al factor de eficiencia de los sistemas de bombeo [Cohen, *et. al.*, 2004, p.11].

Dada la gran diversidad de condiciones topográficas que pueden existir en los acueductos, es muy difícil establecer un costo energético del agua por concepto de traslado y parece haber poca conciencia del costo energético del agua. Sin embargo, el medio de transporte más económico es el “ducto” (*v.gr.* oleoducto, acueducto). Una referencia encontrada para el suministro de agua en el sur de California menciona valores entre 1.6 y $2.4 \text{ kWh}/\text{m}^3$, de energía necesaria para el suministro a partir de agua superficial, dependiendo del acueducto en cuestión⁵ [Cohen, *et. al.*, 2004, p.2].

⁴ Considerando que la energía potencial es $E = mgh$ y que la masa de 1 m^3 de agua es 1000 kg, entonces $E = (1000\text{kg})(9.81\text{m/s}^2)(100\text{m}) = 981\,000 \text{ J} = 0.273 \text{ kWh}$.

⁵ Los valores reportados en esa referencia varían entre 2000 y 3000 kWh por “acre-pie”. Un “acre-pie” es el volumen contenido en un área de un acre con una profundidad de un pie. Esto equivale a $1\,233 \text{ m}^3$.

Energía para el tratamiento

Afortunadamente en México existen muchos acuíferos subterráneos con agua razonablemente limpia, que puede suministrarse sin tratamiento. Sin embargo, una porción significativa del agua superficial se encuentra contaminada (38% de los puntos de muestreo a nivel nacional, en 2006, excedían el nivel aceptable de demanda química de oxígeno. Este parámetro indica la presencia de materia orgánica) [Conagua, 2007, p.53]. Existe tecnología para tratar casi cualquier nivel de contaminación, pero involucra un costo y un consumo energético. Más del 90% de las plantas de tratamiento en México se limitan únicamente a la remoción de sólidos suspendidos, con tecnologías que no permiten remover materia orgánica ni sólidos disueltos [Conagua, 2007, p.98]. El consumo energético de este tipo de tratamientos es relativamente pequeño, del orden de 0.04 kWh/m^3 , sin incluir el costo energético para la producción de las sustancias químicas ni del bombeo subsecuente [Cohen, *et. al.*, 2004, p.16].

Energía para la remoción de sólidos disueltos

El caso más drástico de tratamiento, en términos energéticos, se da cuando la opción a considerar es la desalación del agua de mar. En Baja California Sur ha sido necesario el transporte de agua potable por barco desde otras zonas de México, con lo cual se establece una “competencia” entre el costo del traslado y el costo de la desalinización. Dadas las condiciones de drástica escasez de agua dulce en Baja California, en instalaciones hoteleras de esa península ha sido práctica común desde hace años la desalinización por ósmosis inversa, gracias al poder económico de la industria turística. En el año 2006 estaban en operación en México 75 plantas de ósmosis inversa y dos de electrodiálisis, con una capacidad combinada total de $1.18 \text{ m}^3/\text{s}$, equivalentes al 1.3% del caudal tratado en el país con fines de potabilización [Conagua, 2007, p.98].



Figura 1.1. Planta desalinizadora por ósmosis inversa, de Cabo San Lucas [Conagua, 2008].

En 2006, se instaló una planta desalinizadora para uso *municipal* en Cabo San Lucas, BCS, con una capacidad de 200 litros por segundo [La Jornada, 30/mar/10]. Ver figura 1.1. A principios de 2010 estaban en proyecto otras plantas desalinizadoras por ósmosis inversa para las ciudades de Ensenada y de La Paz, con capacidades semejantes a la mencionada. [Conagua, 2008].

Mediante principios termodinámicos es posible calcular la energía mínima necesaria para obtener agua pura a partir de agua de mar. Considerando ésta a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ con una concentración de 34 000 ppm de sales, la energía mínima teórica requerida es de 0.70 kWh/m^3 [National Research Council (2008), p.74]. Este valor aumenta con la temperatura

y con la salinidad. Es decir, conforme se concentra la salmuera, o si el proceso requiere o implica mayor temperatura el valor mínimo teórico puede subir a 1.0 kWh/m³ o aún más. Estos valores son obtenidos de la termodinámica del fenómeno de separación, y por tanto son independientes de la tecnología que se emplee para ello. Todas las plantas desalinizadoras consumen significativamente más energía (ver sección 1.3).

Tanto el transporte desde lugares lejanos como la desalinización, consumen una cantidad de energía que es significativa para el costo final del agua. Dados los crecientes costos de la energía, la consideración del factor energético es importante para la factibilidad de los proyectos de suministro de agua.

1.3. Panorama general de la desalinización⁶

La desalinización ha cobrado interés en diversas regiones del mundo donde se combinan los siguientes elementos:

- Escasez de agua dulce respecto de la demanda, generalmente creciente.
- Disponibilidad de agua de mar o de agua salobre.
- Disponibilidad de energía o de poder económico para adquirirla.

Estos elementos se encuentran en regiones tales como la costa del Mediterráneo –tanto en Europa como en Asia y África–, en el Mar Negro, en toda la costa del Golfo Pérsico, en algunas de las costas de África y de Australia, así como en las costas del norte de México y el sur de California.

Salinidad del agua de mar y niveles aceptables para consumo humano

El promedio de salinidad del agua de mar es de 35 000 ppm (equivalentes a 3.5% en masa) en la región superficial. Este valor varía en el intervalo de 30 000 a 50 000 ppm, según el balance regional entre la evaporación superficial, la precipitación pluvial y el escurrimiento de agua dulce de ríos y casquetes polares. Por razones de este tipo el Océano Atlántico Ecuatorial es más salino que el Pacífico, y las salinidades del Mar Mediterráneo y el Mar Rojo son cercanas a los niveles más altos mencionados arriba, mientras que en las costas del Pacífico mexicano el agua está alrededor del promedio [NODC, 2001]. Este dato es importante, porque cuesta más energía desalinizar el agua con mayor contenido de sales. Donde hay disponible agua salobre, es preferible desalinizar ésta que la del mar. Sin embargo, donde más se necesita la desalinización es común que la salinidad del agua sea mayor que el promedio mencionado.

⁶ El Diccionario de la Real Academia Española (DRAE) establece que la “desalinización” es “quitar la sal del agua del mar o de las aguas salobres, para hacerlas potables o útiles para otros fines”. El término “desalación” se usa para cualquier proceso de remoción de sales, mientras que “desalinización” se limita al caso del agua. Por tal motivo, en el presente trabajo y en lo sucesivo, se prefiere el término “desalinización” sobre “desalación” que de otro modo sería preferible por ser más breve y bien construido. En inglés el término *desalination* se utiliza en forma similar.

El objetivo de la desalinización es disminuir el nivel de sales hasta un nivel aceptable para el uso que se le quiera dar. En el caso de la potabilización, se encuentran normas que permiten hasta 1000 ppm, tal como la Norma Oficial Mexicana de 1994, NOM-127-SSA1-1994 (modificada el 20/oct/2000, pero sin cambiar este valor), mientras que la Organización Mundial de la Salud (OMS) recomienda no exceder de 600 ppm y considera que un contenido de sales por encima de 1000 ppm no es tolerable debido al sabor, pero no existen estudios que demuestren a partir de qué valor de sólidos disueltos totales el agua causa daños a la salud humana⁷. Por otro lado, la OMS también establece un valor mínimo recomendado de 200 ppm para los sólidos disueltos totales, con base en consideraciones estrictamente de sabor, debido a que el agua con muy baja salinidad es demasiado insípida, pero tampoco existe un límite inferior para este parámetro en función de la salud humana [WHO, 2008, p.218 y 445].

Panorama general de las tecnologías para desalinización

Con base en los principios que se expondrán en la sección 1.4, se han concebido diversos procesos para separar el agua de la gran cantidad de sustancias disueltas que contiene en el mar. Un esquema general de clasificación de estos procesos se muestra en la tabla 1.1 y algunos de éstos se exponen someramente en la sección 1.5.

La *International Desalination Association* ha hecho inventarios mundiales de sistemas de desalinización con cierta frecuencia. Según el realizado en 1998 [Bouros (2000)] existían más de cien países en los que se practicaba la desalación de agua de mar o salobre para su potabilización. Notablemente, en ese año en sólo diez países se concentraba el 75% de la capacidad instalada, de los cuales los dos principales eran Arabia Saudita, con alrededor del 24% de la capacidad instalada mundial, y donde la fuente es agua de mar de alta salinidad; y Estados Unidos, con alrededor del 16%, donde más frecuentemente se utiliza agua salobre como materia prima.

La figura 1.2 muestra la distribución de la capacidad instalada mundial en 1998, en función del tipo de tecnología utilizada. Con esta información se ve que la tecnología más abundante era la destilación flash multietapa, MSF (44%) y la siguiente era la ósmosis inversa, RO (42%). Estas dos tecnologías juntas sumaban el 86% de los sistemas. Sumando la ósmosis inversa con la electrodiálisis (48%) y la destilación flash con la destilación en múltiples efectos y la compresión de vapor (52%), puede verse también que aproximadamente la mitad de la capacidad instalada trabajaba por medio de procesos térmicos y la otra mitad por medio de membranas.

Para el contexto del presente trabajo es importante señalar que la mayoría de las plantas desalinizadoras operan mediante energía fósil, es decir, la abundancia relativa de las diversas tecnologías no debe interpretarse en función de su compatibilidad con fuentes de energía renovables.

⁷ Para sustancias químicas específicas y para diversos radicales iónicos, sí existen límites establecidos y están reportados en el documento citado, pero no existe un límite establecido en función de la salud humana para el concepto “sólidos disueltos totales”.

Tabla 1.1. Clasificación de los procesos de desalinización.

Principio General	Principio Específico	Proceso
Equilibrio de Fases	Equilibrio Líquido-Vapor	<ul style="list-style-type: none"> • Destilación en múltiple efecto (MED⁸) • Destilación <i>flash</i> multietapa (MSF⁹) • Destilación por compresión de vapor (VC¹⁰) • Destilación por membranas (MD¹¹)
	Equilibrio Líquido-Sólido	<ul style="list-style-type: none"> • Congelación
	Saturación de vapor en aire	<ul style="list-style-type: none"> • Destilación solar • Humidificación-deshumidificación
Membranas	Ósmosis	<ul style="list-style-type: none"> • Ósmosis Inversa (RO¹²)
	Diálisis	<ul style="list-style-type: none"> • Electrodiálisis (ED)

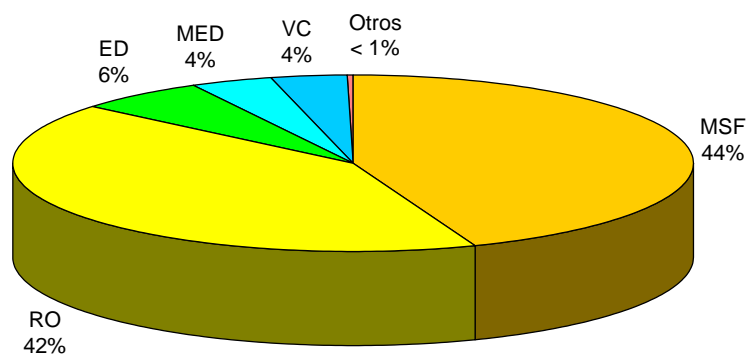


Figura 1.2. Distribución de la capacidad instalada de desalinización mundial, según el tipo de tecnología utilizada [Bouros (2000)].

⁸ Por sus siglas en inglés, *multi effect distillation*.

⁹ *Multi stage flash*.

¹⁰ *Vapor compression*.

¹¹ *Membrane distillation*.

¹² *Reverse osmosis*.

Energía involucrada en procesos de desalinización

Las plantas desalinizadoras operan en condiciones lejanas al mínimo teórico expuesto en el apartado 1.2. Una planta de ósmosis inversa con recuperación de energía, construida en Santa Bárbara, California, operó a partir de 1992 con un consumo de energía de 5.4 kWh/m³ [Spiegler and El-Sayed, 1994, p.125]. Algunos proyectos con tecnología más moderna de ósmosis inversa se estima que pueden operar con un consumo energético entre 3.6 y 4.5 kWh/m³ [Cohen, *et. al.*, 2004, p.12].

Otras alternativas para la desalinización, diferentes a la ósmosis inversa, tienen diversas ventajas y dificultades que se presentan más adelante. Los consumos energéticos de estas alternativas, reportados de plantas en operación (es decir, no de consideraciones teóricas) para desalinizar agua de mar¹³, se muestran en la tabla 1.2. Los procesos de destilación consumen calor y energía eléctrica, mientras que la ósmosis inversa únicamente requiere electricidad.

Tabla 1.2. Consumo energético por unidad de volumen, de diversas tecnologías desalinizadoras [Ettouney and Wilf, 2009, p.80]. Ver párrafo siguiente.

Tipo de proceso	Calor	Electricidad	Energía Total	
	Equivalente		kWh/m ³	kJ/kg
	kWh/m ³	kWh/m ³	kWh/m ³	kJ/kg
Ósmosis inversa	0	3.5 – 5.0	3.5 – 5.0	12 – 18
Destilación con múltiples efectos	4.5	1.2 – 2.0	5.7 – 6.5	20 – 23
Destilación flash con múltiples etapas	14.0	3.0 – 4.0	17.0 – 18.0	60 – 63

En la tabla anterior, la ósmosis inversa aparenta ser la tecnología con menor consumo energético. Sin embargo, esta tecnología ordinariamente se mueve mediante energía eléctrica. La energía eléctrica puede obtenerse de diversos recursos energéticos, pero debido a la eficiencia de conversión de los ciclos termodinámicos y a las pérdidas por transmisión eléctrica, cuando la electricidad se obtiene de combustibles fósiles, se requieren de 3 a 5 unidades de energía por cada unidad entregada como energía eléctrica. El promedio de este valor para México, en 2008, fue de 3.3 [SENER, 2009¹⁴]. Por tanto, haciendo un análisis de ciclo de vida en el aspecto energético¹⁵, la ósmosis inversa no resulta ser la más conveniente: los valores de la tabla anterior, en términos de energía fósil son de 12 a 17 kWh/m³ (40 a 58 kJ/kg).

¹³ Las plantas que desalinizan agua *salobre* consumen menos energía por unidad de volumen producido. La desalinización de agua salobre es una práctica común en Florida y tiene potencial en Tamaulipas y la Península de Yucatán, dada la abundancia de agua subterránea salobre.

¹⁴ Valor obtenido del Balance Nacional de Energía 2008, Diagrama 15, página 81 [SENER, 2009]. Con los datos de ese diagrama se obtiene una eficiencia promedio de 36.5% en la conversión de energía fósil a electricidad (el promedio es ponderado por el volumen de producción de cada recurso energético: carbón, diesel, combustóleo y gas natural). El mismo diagrama muestra que de la energía eléctrica neta producida a la entregada al consumidor final hay un factor de 81.8% de eficiencia, lo que produce una eficiencia global del energético fósil al consumidor, de 29.9%

¹⁵ La información mencionada no toma en cuenta la energía necesaria para extraer los energéticos fósiles del subsuelo, ni para refinarlos o acondicionarlos de algún modo.

Como se ve de en la tabla 1.2, más las consideraciones del ciclo de vida energético, y comparando con los datos de la sección 1.2, la desalinización, por cualquier vía, es un proceso costoso en términos de energía: el mínimo teórico de energía por unidad de volumen para desalinizar equivale a la energía mínima teórica para bombear el mismo volumen a 300 ó 400 metros de altura. En la práctica, ya considerando las eficiencias reales, los procesos de desalinización consumen la energía requerida para bombear el mismo volumen entre 1000 y 4000 metros de altura.

Otros aspectos técnicos involucrados en la desalinización

La ingeniería de una planta desalinizadora va mucho más allá de las consideraciones mecánicas y fisicoquímicas para la separación de las sales del agua: requiere tomar en consideración diversos factores específicos en el manejo de agua marina, varios de ellos ausentes en los sistemas de suministro de agua dulce. Entre éstos destacan particularmente los que se mencionan enseguida, que constituyen temas de estudio en sí mismos y quedan fuera del alcance del presente trabajo:

- El diseño y mantenimiento del **sistema de alimentación**.
- La **corrosión galvánica**, acentuada por la presencia de iones en solución, que hacen del agua de mar un medio propicio para este fenómeno,
- Las **incrustaciones** de diversas sales en las tuberías y las superficies de intercambio de calor, tales como el carbonato de calcio, CaCO_3 , y las de solubilidad inversa que afectan a los procesos térmicos, como el sulfato de calcio, CaSO_4 .
- la presencia de **organismos vivos** que colonizan los equipos, tal como ocurre en cualquier instalación marina,
- Los **impactos ambientales** de la salmuera rechazada y del calor liberado a los ecosistemas cercanos.

Importancia y pertinencia de la desalinización

El alto costo energético de la desalinización suele manejarse como argumento para descartarla *a priori* como una alternativa para el suministro de agua potable. Es claro que donde el agua dulce es cercana y accesible no hay lugar para la desalinización. Sin embargo, además de lo mencionado arriba, es posible encontrar lugares y condiciones donde desalinizar resulte más factible que transportar el agua dulce desde lugares lejanos. Esto puede ocurrir por alguna de las siguientes razones o por una combinación de ellas:

- Consideraciones puramente **energéticas**, como las descritas en apartados anteriores, con sus implicaciones en lo económico y en lo ambiental.
- Consideraciones **económicas**: el factor energético es muy importante desde el punto de vista económico. En la ósmosis inversa la energía puede representar el 40% del costo total [Cohen, *et. al.*, 2004, p.12]. Sin embargo, en proyectos de grandes acueductos contra los

cuales comparar la desalinización, la inversión de capital inicial puede representar cantidades significativamente mayores que las requeridas para la desalinización local. Con esta perspectiva, pese al factor energético la desalinización puede resultar más económica.

- Consideraciones **ecológicas**: actualmente se considera como una práctica inaceptable el obtener agua de una cuenca para verterla en otra, como ocurre con muchos acueductos construidos en los siglos XIX y XX. Por otro lado, en lugares donde el agua es escasa, respetar los contados cuerpos de agua o disminuir su extracción debido al uso de la desalinización, tiende a atenuar los daños al ecosistema.
- Consideraciones **climáticas**: en lugares con propensión a la sequía, la desalinización resulta una alternativa mucho más confiable que la obtención de agua a partir de cuerpos de agua superficiales o subterráneos sujetos a recarga pluvial.
- Consideraciones de **calidad del agua**: las tecnologías desalinizadoras son reconocidas por la buena calidad del agua que producen cuando se operan adecuadamente. Esto puede utilizarse para mejorar la calidad del agua obtenida de acuíferos salobres o con intrusión salina, al utilizar el agua desalinizada para disminuir la cantidad de sólidos disueltos totales.

En el caso del presente trabajo, además, se trata de un sistema idóneamente adaptable al aprovechamiento de la energía solar. Esta fuente de energía tiene las ventajas de ser renovable, no productora de gases de efecto invernadero y generalmente disponible en abundancia en lugares costeros donde el agua dulce escasea. Sin embargo, su aprovechamiento también es costoso y esto constituye un reto importante en términos de la factibilidad económica de la desalinización impulsada por energía solar.

1.4. Principios fisicoquímicos para la desalinización

Se conocen diversos principios o combinaciones de éstos que pueden emplearse para separar las sales del agua de mar y producir agua dulce. Con el objetivo de ofrecer un panorama de los principios más empleados, para dar contexto al presente trabajo, pero sin pretensión de exhaustividad, estos principios pueden clasificarse en tres grandes familias: los basados en equilibrios de fases, los de ósmosis inversa y los impulsados por un potencial eléctrico.

Equilibrio de fases

En un diagrama de presión contra temperatura, el agua tiene regiones claramente definidas de existencia natural en forma sólida, líquida o gaseosa. Las líneas que separan esas regiones son las líneas de equilibrio entre dos fases. En el caso del agua en las condiciones de temperatura y presión que se encuentran en la naturaleza, se dan los siguientes equilibrios: sólido-líquido, sólido-vapor y líquido-vapor.

Un concepto esencial en los equilibrios de fases es que éstos se dan *entre fases de una misma sustancia pura*. Cuando se tiene una solución es posible utilizar este principio para separar sus

componentes. Tomando como ejemplo el caso de una solución de cloruro de sodio (NaCl) en agua, mediante los siguientes equilibrios es posible separar sus componentes:

- Equilibrio del solvente líquido con su fase sólida: al enfriar la solución, el primer hielo formado es agua pura; no contiene sales. Al fundirlo se obtiene agua líquida libre de sales.
- Equilibrio del solvente líquido con su fase gaseosa: al evaporar la solución, el vapor es agua pura; no contiene sales. Al condensarlo se obtiene agua líquida libre de sales.
- Equilibrio del soluto líquido con su fase sólida: al saturar la solución, los cristales formados son de NaCl puro; no contienen agua¹⁶.

El primer caso se puede utilizar para purificar agua mediante congelación, como sucede en forma natural al congelarse el agua en los océanos muy fríos, como el Océano Polar Ártico. Salvo los efectos de contaminación por encontrarse en contacto directo con el agua de mar, los *icebergs*, más correctamente llamados témpanos de hielo, son esencialmente de agua pura¹⁷. Debido al costo energético de la refrigeración, la tecnología asociada con este principio es factible sólo en lugares con clima frío, es decir, no es de interés para el presente trabajo.

Los procesos más comunes para la desalinización térmica aprovechan el segundo caso: si la solución de la cual se parte —en este caso agua de mar— contiene agua y sales no volátiles, entonces los procesos evaporativos sólo generan vapor de agua¹⁸.

El tercer caso se utiliza en la operación unitaria llamada cristalización, que es común en los procesos en los que se obtiene un sólido a partir de una solución, como en la fabricación de sosa, de sal común o de azúcar.

La figura 1.3 muestra la gráfica de equilibrio líquido-gas del agua pura, con la temperatura en el eje de las abscisas y la presión en el de las ordenadas, en un intervalo de temperaturas factible para la desalinización por vía térmica. Respecto de las condiciones de equilibrio, el vapor existe a mayor temperatura y/o menor presión. En la gráfica esto se traduce en que debajo de la línea de equilibrio, o a la derecha, el agua se encuentra en fase gaseosa. Viceversa, por encima de de la línea de equilibrio, o a la izquierda, el agua se encuentra en fase líquida.

Si se calienta paulatinamente el agua bajo una presión total dada, por ejemplo 101.3 kPa (1 atm), se produce ebullición del líquido en el momento en que la presión de vapor iguala a la presión total. En estas condiciones la presión sobre el agua se debe únicamente al propio vapor del agua (es decir, se desplaza al aire). A partir de ahí, si se suministra el calor suficiente para mantener constante la temperatura, la producción de vapor se produce en el seno del líquido;

¹⁶ Al llegar a la saturación de la sal, la cristalización se da entre los iones Na^+ y Cl^- para formar cristales de NaCl. Esto *no significa* que a su vez esos cristales estén secos, es decir, libres de la solución acuosa. Sin embargo, los cristales propiamente contienen únicamente la sustancia pura. En el caso de otras sales la cristalización se da en forma hidratada, pero químicamente pura.

¹⁷ También se forman témpanos de hielo donde los glaciares desembocan en el mar, es decir, a partir de agua dulce. Por tanto, no todos los témpanos “demuestran” el efecto mencionado.

¹⁸ Cuando los procesos son violentos, lo cual se realiza con objeto de aumentar su productividad, es frecuente que la corriente de vapor arrastre pequeñas gotas de salmuera o cristales de sal, pero esto se debe a procesos estrictamente mecánicos; no fisicoquímicos.

no sólo en su superficie¹⁹. En el caso particular de que el agua (pura) se encuentre a 101.3 kPa de presión (1 atm), su temperatura de ebullición es 100 °C, como lo muestra el punto resaltado en la línea de equilibrio de la figura 1.3, pero es posible obtener ebullición del agua líquida a cualquier temperatura entre el punto triple y el punto crítico, con la condición de someterla a una presión ligeramente menor que la de equilibrio que le corresponde según la gráfica.

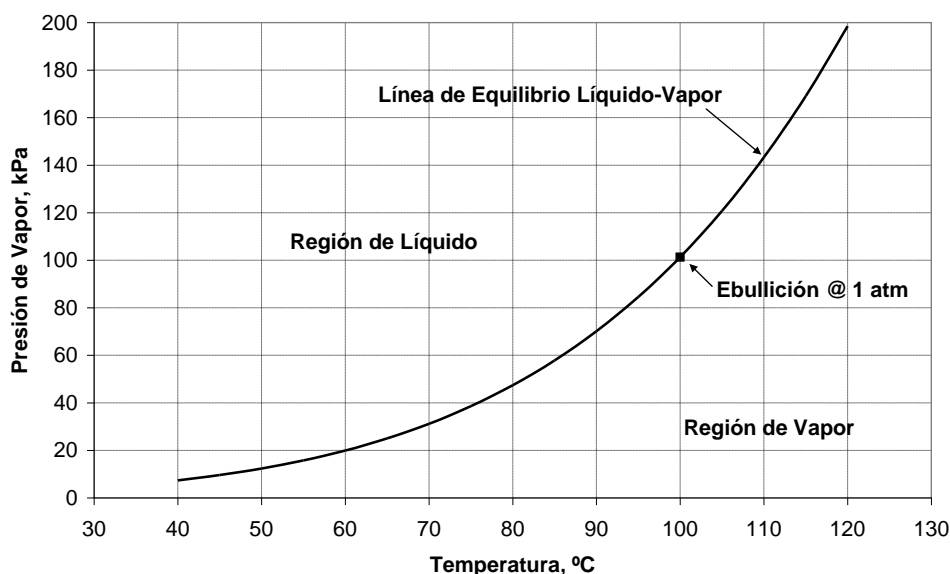


Figura 1.3. Presión de vapor del agua pura en función de su temperatura.²⁰

Cuando lo que se tiene en fase líquida no es una sustancia pura sino una solución, como el agua de mar, lo expuesto arriba cambia en aspectos importantes para el tema que nos ocupa. Las *soluciones de solutos no volátiles* en agua muestran los siguientes cuatro fenómenos asociados con el equilibrio de fases:

- Disminución de la presión de vapor respecto de la del agua pura.
- Descenso de la temperatura de solidificación respecto de la del agua pura.
- Aumento de la temperatura de ebullición, en todo el intervalo de presiones, respecto de la del agua pura.
- Aparición de la presión osmótica.

Estas cuatro propiedades son manifestaciones de un mismo fenómeno: la diferencia de actividades²¹ entre el solvente en solución y en estado puro. En diversos procesos de desalinización figuran estas propiedades.

¹⁹ En el interior del líquido existe una presión hidrostática que hace que la misma salmuera se encuentre a mayor presión conforme aumenta la profundidad. Por esta razón, en un recipiente profundo con líquido a una temperatura uniforme, la ebullición tiende a ocurrir únicamente en la parte superior, debido a que la parte inferior se encuentra a una presión que requiere mayor temperatura.

²⁰ Gráfica construida con información de El-Desouky (2002) p. 545.

²¹ La actividad en este contexto se refiere a la correspondiente al potencial químico o energía libre de Gibbs.

La disminución de la presión de vapor en una solución implica que, para que su presión de vapor alcance el valor de la presión externa a la cual se encuentra el sistema, sea necesario incrementar un poco más la temperatura que lo que sería necesario para el agua pura, lo cual equivale a aumentar la temperatura de ebullición.

La figura 1.4 muestra la elevación de la temperatura de ebullición del agua de mar como función de la temperatura y de la salinidad. El intervalo de temperaturas corresponde aproximadamente al que se maneja en operaciones de desalinización. El caso de la salinidad media del agua de mar (35 000 ppm) se indica por la línea azul, y muestra que el aumento de su temperatura de ebullición es de alrededor de 0.5 °C. Sin embargo, en los diversos procesos de desalinización la salmuera se va concentrando a medida que se le extrae el agua por evaporación, por lo que su salinidad aumenta hasta niveles mayores a los indicados en la gráfica, y la elevación de la temperatura de ebullición puede llegar a ser de varios grados.

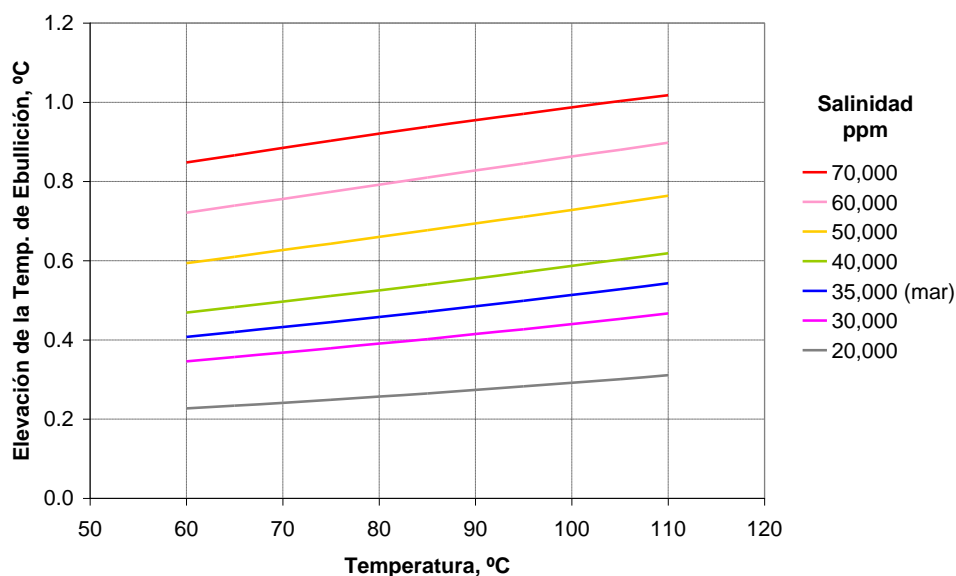


Figura 1.4. Elevación de la temperatura de ebullición del agua como función de la temperatura y la salinidad, a 1 atm.²²

Ósmosis inversa

La ósmosis es el paso selectivo de sustancias a través de una membrana semipermeable, es decir, que permite el paso de cierto tipo de moléculas pero no de otras. Para el caso específico de la desalinización, se han desarrollado membranas que permite el paso del agua pero no el de los iones salinos en solución.

El hecho mismo de que una membrana sea permeable para una sustancia, propicia el establecimiento de condiciones de equilibrio termodinámico *de esa sustancia* en ambas caras de la membrana. Si de un lado de la membrana se tiene el agua y del otro lado se tiene una

²² Gráfica construida con información de El-Dessouky (2002), p. 567.

solución acuosa, se establece una diferencia de potencial químico a través de la membrana, motivado por el hecho de que la actividad del agua en la solución es menor que la del lado en que se encuentra puro. Esa diferencia de potencial químico se traduce en una tendencia efectiva y espontánea del agua a moverse a través de la membrana desde la región donde se encuentra en forma pura, hacia el lado de la solución²³.

La ósmosis, pues, es el resultado de la tendencia natural a igualarse las concentraciones en ambos lados de la membrana. Dicho de otro modo, dado que lo único que puede pasar a través de la membrana es el agua pura, la tendencia es a diluir la solución de un lado tomando agua pura o menos concentrada del otro lado de la membrana. El objetivo de un proceso de desalinización es exactamente lo contrario a lo que ocurre espontáneamente en la ósmosis y por eso se denomina ósmosis “inversa”.

El potencial químico de una sustancia en solución es función de la temperatura, la presión y la concentración. Por tanto, la diferencia de potencial químico que hace espontáneo el paso del agua desde donde está pura hacia donde está en solución puede revertirse induciendo una diferencia de presiones o de temperaturas. Específicamente, el proceso de ósmosis inversa consiste en aumentar drásticamente la presión en el lado de la solución, de modo que el potencial químico del agua en este lado, pese a estar en solución, sea mayor que en el lado del agua pura, que se encuentra a una presión menor, con lo cual el flujo a través de la membrana es de la solución hacia el solvente puro. Técnicamente, lo que se requiere es aplicar, del lado de la solución, una presión significativamente mayor a la presión osmótica, que es la presión de equilibrio entre el solvente puro y el solvente en solución, a la concentración y temperatura dadas.

Así pues, el proceso de ósmosis inversa es un proceso que combina dos factores muy específicos: una membrana semipermeable suficientemente robusta, selectiva y confiable, junto con un sistema de bombeo de alta presión. Por tanto, aunque el origen del fenómeno de la presión osmótica es termodinámico, el proceso de ósmosis inversa es esencialmente mecánico.

Potencial eléctrico

Las sales del agua marina se encuentran disueltas en forma de iones. Un principio útil para la desalinización consiste en la aplicación de un potencial eléctrico adecuado para mover los aniones y los cationes hacia los correspondientes electrodos de carga opuesta. Este proceso se realiza en celdas electroquímicas adecuadas, proveyendo un modo de lograr la separación efectiva entre el agua y las sustancias disueltas, una vez que éstas han migrado hacia los electrodos.

²³ Este fenómeno es idéntico al que se da cuando en una solución existen regiones con diversas concentraciones: en forma espontánea, dado el tiempo suficiente y en ausencia de otros factores contrarios, las concentraciones tienden a homogeneizarse por difusión. La diferencia de potenciales químicos es también la fuerza impulsora de la difusión.

En la electrodiálisis, por ejemplo, se utilizan membranas (diferentes a las de la ósmosis) que permiten el paso de los iones hacia los electrodos correspondientes, logrando así tres regiones dentro de la celda electroquímica: una región con mayor concentración de aniones, otra con mayor concentración de cationes y otra intermedia en la que la salmuera disminuye su concentración de sales por migración de éstas a través de las membranas mencionadas, impulsadas por el potencial eléctrico. De esta región intermedia se obtiene el agua con menor concentración de sales.

Así pues, aunque la ósmosis y la electrodiálisis suelen agruparse como “procesos mediante membranas” (ver más abajo), en realidad son procesos sustancialmente diferentes desde el punto de vista fisicoquímico y de su operación práctica.

1.5. Tecnologías para la desalinización

En las secciones siguientes se exponen brevemente los procesos de la tabla 1.1 que son más fácilmente energizados mediante energía solar, junto con una breve discusión de sus ventajas y desventajas para aplicarlos a la desalinización mediante este recurso energético.

Procesos mediante equilibrio líquido-vapor

La forma más intuitiva y antigua de obtener agua potable a partir del agua de mar es mediante evaporación y condensación del vapor. Además, es la que utiliza la naturaleza en el ciclo hidrológico. El principal inconveniente con este enfoque es, de nuevo, el factor energético. El calor de vaporización del agua (pura) es 2 332 kJ/kg [NIST] que, convertido a las unidades usadas arriba, equivalen a 647.8 kWh/m³, un valor entre 40 y 200 veces mayor a los mencionados en la tabla 1.2 y entre 600 y 900 veces mayor a los valores mínimos teóricos necesarios para el proceso de separación de la sal del agua, mencionados en el apartado 1.2.

Sin embargo, al condensarse el agua cede íntegramente esa misma cantidad de calor. Entonces, desde el punto de vista tecnológico, esta propiedad puede utilizarse para recuperar calor y reintegrarlo al proceso si se cumplen ciertas restricciones termodinámicas. Los costos económico y ecológico de la energía implican que, para usar la evaporación en procesos de desalinización es imperativo aprovechar el calor de condensación.

Los dos procesos más desarrollados para desalinizar con base en el equilibrio líquido-vapor son la destilación en múltiple efecto y la destilación *flash* multietapa. Ambos procesos se concibieron con objeto de recuperar el calor de vaporización del agua.

La destilación en múltiple efecto (MED) consiste en una serie de recipientes en los que se hace ebullición la salmuera, mediante el suministro de vapor. Esa ebullición produce vapor que, al condensarlo, se convierte en agua dulce que entrega íntegro su calor de vaporización. Este calor se utiliza en un segundo “efecto”, que es un arreglo similar al primer recipiente, con la diferencia de que se opera a una temperatura menor, para propiciar los gradientes térmicos necesarios, y por tanto a menor presión, de acuerdo con la gráfica de la figura 1.3, con objeto de lograr la ebullición a esa nueva temperatura, como se expuso en la sección 1.4. Este

esquema se repite sucesivamente, logrando así reaprovechar el calor. La MED suele operarse a temperaturas inferiores a 70 °C, lo cual permite trabajar con menos pérdidas de calor y con menor formación de incrustaciones, especialmente de los sulfatos que muestran solubilidad inversa. Alrededor del mundo existen decenas de plantas que operan bajo este principio, principalmente en los países del Golfo Pérsico. En 2006 entró en operación la planta más grande de este tipo, en Hidah, Bahrain, con diez unidades capaces de producir 27 300 m³/día, que dan un total de 273 000 m³/día equivalentes a 3.2 m³/seg [Ettouney and Wilf, 2009, p.83]. Una exposición detallada del proceso y el modelado matemático de la MED se encuentra en El-Dessouky and Ettouney (2002), p.148.

La destilación *flash* multietapa (MSF) tiene similitud con el proceso anterior, pero en vez de lograr la ebullición a la presión que le corresponde a la salmuera según su temperatura (figura 1.3), mediante una válvula se deja expandir en un recipiente a menor presión, con lo cual se logra una evaporación explosiva y violenta (llamada “*flash*”). El vapor así generado se condensa en un intercambiador de calor en el que se aprovecha el calor de condensación para precalentar la salmuera que posteriormente será sometida al proceso descrito. La salmuera que no se evapora, todavía caliente, se somete al mismo proceso en un recipiente a menor presión, por lo que sufre de nuevo el mismo proceso de evaporación violenta. En este nuevo “efecto” se recupera otra fracción del calor. Este proceso se repite más de veinte veces, con objeto de recuperar la mayor cantidad de calor. Para lograr esto se requieren temperaturas mayores que las que requiere la MED, mayores a 110 °C en la etapa de más alta temperatura. La tecnología MSF ha resultado muy confiable y existen instalaciones que han trabajado más de 35 años, lo cual ha permitido la producción de agua con costos competitivos respecto de la ósmosis inversa. La planta más grande y reciente para desalinizar mediante MSF está en Shoaiba, Arabia Saudita, y opera a partir de 2009; cada unidad tiene 22 etapas y produce 73 645 m³/día; está compuesta por doce unidades, lo que da un total de casi 900 000 m³/día (> 10 m³/seg) [Ettouney and Wilf, 2009, p.87]. Una exposición de este proceso, aplicado específicamente a la desalinización, con modelos matemáticos detallados, se encuentra en El-Dessouky and Ettouney (2002), p.272.

Ambos procesos, MED y MSF son intensivos en consumo de energía térmica y por tanto pueden ser impulsados mediante energía solar del tipo térmico, además de que la energía mecánica (bombas y compresores que requieren energía eléctrica) puede suministrarse con colectores fotovoltaicos. Un problema técnico que surge con estas tecnologías es que las condiciones de operación de cada efecto deben ser muy precisas tanto en presión como en temperatura, para mantener cada “efecto” o “etapa” en los puntos correspondientes de la figura 1.3, mientras que la energía solar es inherentemente variable. Esto implica acoplar los procesos de MED y MSF a grandes almacenes térmicos o a sistemas de suministro de energía complementaria. Varios autores han trabajado en la Plataforma Solar de Almería (España), evaluando las factibilidades técnica y económica de combinar un proceso MED con el uso de la energía solar, lo cual ha resultado técnicamente factible, pero económicamente menos rentable que otras alternativas en estudio [García-Rodríguez y Gómez Camacho (1999), Blanco, et. al., (2002)].

Procesos de desalinización mediante membranas

Los procesos más usuales para la desalinización mediante membranas se basan en alguno de los dos principios mencionados en la sección 1.4: ósmosis inversa o electrodiálisis.

Debido a que la ósmosis inversa requiere energía mecánica, la forma más práctica de hacer desalinización solar mediante ósmosis inversa es por medio de bombas eléctricas que a su vez obtienen la energía de un banco convencional de fotoceldas, con o sin baterías [Ghermandi y Messalem (2009)]. Con menor frecuencia se encuentran proyectos en los cuales el trabajo mecánico se suministra al sistema mediante un ciclo termodinámico adaptable a la energía solar [Delgado-Torres y García-Rodríguez (2007)]. También con menor frecuencia que la ósmosis inversa se encuentran estudios sobre procesos de electrodiálisis acoplados con energía solar, aplicados a la desalinización de agua salobre, más que a agua marina [Rheinländer and Geyer, 2009, p.206].

El principal problema el acoplamiento de plantas de ósmosis inversa con sistemas fotovoltaicos consiste en la relativamente baja eficiencia de las fotoceldas, que se ha reportado del orden del 5 al 15 por ciento [Solar Server, 2010], junto con su alto costo. Esa eficiencia se ve afectada por posteriores factores de eficiencia de las baterías, los inversores y las bombas, lo cual implica que, aunque técnicamente factible y confiable, la desalinización solar mediante ósmosis inversa encuentra dificultades económicas, que pueden atenuarse usando un sistema híbrido solar-eólico o solar-hidrocarburo [Ghermandi y Messalem (2009)]. Se prevé que el aumento en la demanda de agua en lugares áridos, junto con el incremento de los costos de los hidrocarburos, aumente la factibilidad económica de estas tecnologías. No está dentro del alcance del presente trabajo el estudio de estos procesos, pero conviene mantenerlos en perspectiva.

Procesos por saturación de vapor en aire

En esta sección se presentan los procesos que se basan en evaporar el agua de la solución salina y condensar el vapor en un punto diferente, para lo cual aprovechan el aire como medio para transporte del vapor de agua. En estos procesos *no hay ebullición*, lo cual implica ventajas y desventajas. La principal ventaja, desde el punto de vista de su compatibilidad con la energía solar, consiste en que su productividad se adapta “automáticamente” a la energía disponible y no requiere condiciones fijas para su operación, tal como ocurre con la MED y la MSF. Una segunda ventaja consiste en una menor tendencia a formar depósitos salinos, porque se puede operar a menor temperatura que la requerida para la ebullición, con lo cual es posible evitar o minimizar las condiciones térmicas que propician las incrustaciones. La principal desventaja consiste en que los procesos de transferencia de calor son más lentos por dos razones: la primera, los coeficientes de transferencia de calor, debido a la presencia del aire, son menores que los que se logran con los equilibrios líquido-vapor, y la segunda, debido a que no se logran temperaturas tan altas en la zona de evaporación, los gradientes térmicos son menores.

Se encuentran reportados dos tipos de procesos bajo esta clasificación: el destilador solar, que se ha usado industrialmente desde el siglo XIX, y los procesos por humidificación-deshumidificación, que se han desarrollado recientemente.

Destilación solar

Este proceso fue concebido específicamente para aprovechar la energía solar. La salmuera se vierte en charolas extensas y poco profundas, de alta absorción, en las cuales se capta la energía solar y se transfiere a la salmuera, que paulatinamente aumenta su temperatura. La charola está cubierta por una placa de vidrio o plástico adecuado, con una inclinación de 6° a 30°, y todo el sistema está esencialmente sellado para evitar fugas de vapor. En condiciones normales de operación, la cubierta se mantiene a menor temperatura que el agua de la charola. La cavidad entre la salmuera y la cubierta contiene aire a la presión atmosférica, a través del cual se mueve el vapor de agua, mediante difusión y convección. La diferencia de temperaturas implica también una diferencia en las presiones de vapor del agua entre la salmuera y la cubierta, lo cual a su vez hace que el aire, que se satura de vapor en las condiciones de la salmuera (evaporador) se encuentre sobresaturado en las condiciones de la cubierta (condensador). La consecuencia de estas diferencias es que el agua, sin sales, se condensa en la superficie interior de la cubierta y escurre en forma de una película de agua hacia sus partes más bajas, donde es recolectada para ser extraída del destilador.

Existe una variedad de diseños que utilizan geometrías diferentes para la destilación solar. El más común, por simple y confiable, es el que en México se denomina “de caseta”. Una referencia clásica sobre diversos tipos de destiladores solares es la que presenta Malik (1982). En nuestro país está disponible el documento publicado por la Asociación Nacional de Energía Solar (ANES) sobre Potabilización de Agua mediante Energía Solar, editado por Hermosillo (2005). La referencia más completa y actual sobre este tema se debe a Tiwari y Tiwari (2008).

El destilador solar de caseta, como objeto de investigación, sigue vigente. Así lo muestran los autores siguientes, que han hecho recientemente investigación teórica y experimental acerca de los elementos de los que está compuesto este destilador, tales como el efecto del área de condensación [Fath y Hosny (2002)], diferentes geometrías [Al-Hayek y Badran (2004)], la profundidad del agua contenida en la charola [Tripathi y Tiwari (2005)], modos particulares de concentrar la energía solar y entregarla al sistema sin pasar por la obstrucción de la cubierta [Yadav y Yadav (2004)] y modelo matemático y solución numérica de la doble difusión – térmica y de masa– dentro de la cavidad del destilador [Papanicolau y Belessiotis (2005)]. Tiwari *et al.* (2003) presentaron una revisión del estado del arte en la edición de Solar Energy 75 (2003) dedicada a este tema.

Este vigor en la investigación sobre destiladores solares se debe a que para la desalinización en muy pequeña escala, del orden de decenas de litros por día, en forma distribuida, la destilación solar es el proceso más sencillo, confiable y económico. Sin embargo, cuando se requieren producciones de otros órdenes de magnitud, ésta no resulta factible técnica ni económicamente, porque al no haber reaprovechamiento del calor, el área requerida para la destilación resulta demasiado grande. Se ha mostrado que el destilador solar convencional no presenta una economía de escala [Al-Hallaj *et al.*, 2006, p.172]. Su eficiencia térmica

difícilmente sobrepasa el 35%. Su productividad varía alrededor de los 4 a 6 litros diarios por metro cuadrado de colección solar y es fuertemente dependiente de variables meteorológicas tales como la temperatura ambiente y la velocidad del viento, además de la irradiación solar.

Debido a las limitaciones expresadas en el párrafo anterior, la destilación solar no es la opción a tomar en el presente trabajo de investigación.

Humidificación y deshumidificación de aire

Los procesos de este tipo se basan en el manejo de aire con diversos contenidos de humedad según la temperatura: en una región del sistema se aumenta la humedad *absoluta* del aire lo más posible, aumentando para ello su temperatura y alimentándole tanta agua como sea posible, y en otra región se enfría el aire húmedo, con lo cual se produce la condensación de todo el vapor que está por encima del nivel de saturación a esta temperatura relativamente baja. El aire queda saturado, es decir, con el 100% de humedad *relativa*, pero con menor humedad *absoluta* que a la temperatura alta. Por esta razón estos sistemas se denominan de “humidificación y deshumidificación” del aire, y los abreviaremos como HD. Los destiladores solares descritos en la sección anterior son un caso particular de aplicación de este principio. La diferencia principal consiste en que mientras los destiladores solares cuentan únicamente con su geometría para captar la energía solar, producir la humidificación del aire y producir la condensación del agua, todo ello simultáneamente y con los mismos elementos físicos, los sistemas más recientes hacen un uso más efectivo de la energía debido a que cuentan con elementos específicos y diseñados para cada operación (evaporador, condensador, etc.) y también están concebidos para reutilizarla.

La figura 1.3 muestra la presión de vapor, que es la presión de equilibrio líquido – gas cuando sólo existe agua en el sistema. Cuando la evaporación del agua se da en presencia de aire, la presión de vapor adquiere un significado particular: es la *presión parcial* del vapor de agua en el aire húmedo.

La figura 1.5 muestra la misma curva de presión de vapor de agua, pero ahora en relación con una presión total. En el ejemplo de la figura 1.5 se considera el caso de la presión total de 101.3 kPa (1 atm). La línea horizontal anaranjada muestra esta presión total. Conforme aumenta la temperatura en el eje de las abscisas, aumenta la presión de vapor y por tanto la proporción de agua en el aire húmedo. Las flechas verticales rojas muestran la fracción de aire “puro” y las azules la fracción de vapor de agua en la mezcla gaseosa si se mantiene la presión total a 101.3 kPa (1 atm). Se muestran los casos particulares de 60, 80 y 90°C.

Considérese el caso de aire a 60°C y 101.3 kPa (1 atm), en contacto con agua a esa misma temperatura. La presión correspondiente del vapor del agua es 19.9 kPa. Si se disponen las condiciones para que el agua se evapore hasta la saturación, se tendrán 19.9 kPa de vapor de agua en 101.3 kPa de presión total, es decir, un 19.7% de agua en el aire húmedo. Este

porcentaje de presión (o de moles) corresponde a lo que en psicrometría y meteorología se denomina 100% de humedad relativa.²⁴



Figura 1.5. Presión parcial del vapor de agua en aire, a 101.3 kPa (1 atm) de presión total, como función de la temperatura.

Si la temperatura de este sistema aire-agua se eleva a 90°C, manteniendo la presión total a 101.3 kPa (1 atm), entonces la presión de vapor del agua es 70.1 kPa, que en proporción a la presión total representa el 69.2%. Este porcentaje en presión o en moles corresponde, de nuevo, al 100% de humedad relativa a esta temperatura y presión.

El caso particular de 100°C a 1 atm (101.3 kPa) es el de la ebullición del agua –cuando su presión de vapor iguala a la presión total– y en esas condiciones la producción de vapor desplaza completamente el aire, de modo que se obtiene una fase compuesta completamente por vapor de agua.

Aunque el principio físico para la humidificación y deshumidificación del aire es conocido desde el siglo XIX, su aplicación en el diseño de plantas de desalinización es reciente (aparte de la destilación solar ya mencionada, que hace uso limitado del principio). En el último decenio del siglo XX se construyeron los primeros prototipos basados en este principio más desarrollado, como una continuación natural del esfuerzo por hacer los destiladores solares más eficientes [Müller-Holst, 2007].

La principal ventaja conceptual del proceso de humidificación y deshumidificación de aire consiste en que la colección solar, la evaporación del agua, y su condensación, ocurren en tres elementos del sistema claramente diseñados para cada una de estas funciones, en vez de

²⁴ La humedad relativa es la presión parcial del agua dividida entre su presión de saturación, en las condiciones dadas de temperatura y presión total, expresada en porcentaje.

mezclarse en una sola geometría simple y con severos compromisos, como sucede en los destiladores solares. Como consecuencia de esto, es posible recuperar el calor de condensación del agua en vez de cederlo al ambiente, como en los destiladores solares. Otras ventajas consisten en que al no ser necesarias las temperaturas de ebullición, se puede operar con temperaturas menores, lo que induce menos pérdidas de calor en los colectores y demás partes del sistema. Por otro lado, como se mencionó en la sección 1.5, los problemas de incrustaciones de sales son menos graves, también por razón de la temperatura.

Diversos autores han dado en denominar a los procesos de humidificación y deshumidificación como “multiefecto”, por el hecho de que se recupera el calor (ver referencias). En inglés se abrevia “MEH”, por *multiple effect humidification*, y estos términos funcionan bien como palabras clave para la búsqueda de información. Sin embargo, los procesos que se encuentran descritos, así como el que se presenta en este trabajo, *no corresponden realmente a efectos múltiples* con el significado que se usa en Ingeniería Química, lo cual sí ocurre con los procesos de MED y MSF.

1.6. Revisión bibliográfica sobre desalinización mediante humidificación de aire

Existen diversos tipos de procesos para la desalinización mediante humidificación y deshumidificación de aire. Un modo de clasificarlos es mediante los ciclos del agua y del aire: se han ideado procesos en los que el aire opera en un ciclo cerrado, mientras que el agua entra con la concentración marina y sale dividida en dos corrientes, una sin salinidad y otra ligeramente concentrada. Existen sistemas que operan con un ciclo de aire también abierto. También pueden clasificarse mediante el suministro de calor: la mayoría de los estudios publicados manejan el calentamiento del agua de mar, dadas sus buenas cualidades térmicas, mientras que otros autores prefieren calentar el aire en vez del agua, con lo cual se aminoran los procesos de corrosión e incrustación de sales. A continuación se resumen los principales estudios encontrados.

Farid y Al-Hajaj (1996) presentan un prototipo de desalinizador mediante la técnica de HD, junto con un conjunto de resultados experimentales que demuestran que la humidificación del aire puede ser una técnica con mejor productividad de agua destilada, por unidad de área, que los destiladores solares convencionales.

Nawayseh *et al.* (1997) presentan por primera vez un modelo matemático para un sistema conceptualmente similar al del presente trabajo, así como una exposición de sus simplificaciones y suposiciones, y su solución mediante un programa de cómputo. Se analiza el efecto de tres variables que parecen críticas: el área de evaporación, el área de condensación y el flujo de entrada del agua de mar. Se llega a la conclusión de que no es necesario utilizar energía para el bombeo de aire, sino que las condiciones de trabajo son óptimas con convección natural interna.

Al-Hallaj *et al.* (1998) analizan los resultados obtenidos con destiladores solares convencionales y sus oportunidades de mejora y sus limitaciones. Reportan, a partir de un trabajo esencialmente experimental, que con la técnica de HD se logró superar la productividad de agua en comparación con los destiladores solares, pero con un alto costo de

energía para el movimiento del aire dentro de la unidad. Los resultados reportados provienen de experimentos bajo control de laboratorio y en condiciones atmosféricas. Presentan resultados acerca del efecto de uso de convección natural y forzada dentro del destilador, así como el efecto de la temperatura de entrada del agua. Reportan una productividad del doble que los destiladores solares en función del área de colección solar.

Müller-Holst *et al.* (1998) describen un sistema de humidificación y deshumidificación de aire con ciclo abierto para el agua y cerrado para el aire, construido con elementos de polipropileno, lo cual evita la corrosión pero limita las posibles temperaturas de operación por debajo de los 85°C. Demuestran la conveniencia práctica de emplear un tanque de almacenamiento térmico porque logran producir agua durante las 24 horas del día minimizando las pérdidas del período de arranque diario.

Nawyseh *et al.* (1999, I y II) plantean un modelo matemático para un sistema con ciclo cerrado para el aire y abierto para el agua, basado en balances de calor en el evaporador y en el condensador y mediante ecuaciones complementarias para la tasa de transferencia de masa y calor. En el primer artículo exponen la metodología utilizada para encontrar el coeficiente de transferencia de masa, a partir de las mediciones de los propios sistemas construidos y estudiados, mientras que el coeficiente de transferencia de calor se encuentra a partir de principios teóricos convencionales en este campo del conocimiento. En el segundo artículo muestran el resultado de las simulaciones con el modelo mencionado y validado con tres plantas desalinizadoras diferentes. En todos los casos las temperaturas de operación mostradas son inferiores a 60°C en la zona de evaporación (un poco más a la salida del colector solar). Encuentran una alta concordancia entre los resultados de la simulación y el comportamiento real de tres prototipos desalinizadores diferentes, pero se aclara que el coeficiente de transferencia de masa fue deducido de los mismos datos y este puede ser un factor para la alta correlación, en cambio, el coeficiente de transferencia de calor en el condensador es de origen teórico.

Hermann *et al.* (2002) abordan el tema del desarrollo de colectores solares que permiten calentar directamente el agua de mar, evitando problemas de corrosión, lo cual elimina la necesidad de un intercambiador de calor con los consiguientes costos de capital y de pérdidas energéticas. Estos colectores, de vidrio, se ponen a prueba en una planta experimental de HD en la Gran Canaria, con resultados satisfactorios. El colector desarrollado es sofisticado en materiales, pero resuelve un problema crítico en cualquier sistema térmico para desalinización de agua.

Al-Hallaj y Selman (2002), en un reporte técnico, presentan una visión general del tema de la desalinización de agua de mar con énfasis en la tecnología de humidificación y deshumidificación de aire. Discuten descriptivamente las ventajas y desventajas de las principales variantes desarrolladas y en particular vuelven a exponer con cierto detalle el modelo inicialmente publicado por Nawyseh (1999). Presentan un resumen de las principales aportaciones de trabajos anteriores y un análisis de los resultados de variar las áreas de evaporación y de condensación y los gastos de aire y agua. Presentan también elementos para la evaluación económica de este tipo de tecnologías en comparación con otras alternativas. Una aportación bien clara, retomada de publicaciones anteriores, es la conveniencia de usar almacenamiento térmico en sistemas impulsados por energía solar.

Chafik (2003) presenta un sistema que considera novedoso para desalinización mediante energía solar, en el cual no se calienta el agua sino el aire, en colectores solares adecuados, para pasarlo posteriormente a humidificadores en los que en varias etapas se humidifica y enfría adiabáticamente, para luego volver a calentar mediante energía solar y así en cada etapa aumentar la humedad absoluta del aire. Cuando el aire ya tiene un alto contenido de humedad se pasa a un condensador para producir la condensación.

Kudish *et al.* (2003) muestran un estudio teórico y práctico acerca de un sistema de evaporación condensación construido completamente de materiales poliméricos. En este sistema la salmuera caliente escurre por una malla de plástico y el vapor se condensa en un arreglo de tubos también de plástico, donde precalienta la salmuera. Ambos elementos se encuentran dentro de la misma cavidad y el movimiento del aire se hace por convección natural. El modelo se desarrolla con base en balances de calor diferenciales y se resuelve por diferencias finitas. Los resultados se muestran comparados con el modelo. En el aspecto práctico se encontraron problemas para mojar bien la malla evaporadora, lo cual reduce la superficie de evaporación.

Ben Amara *et al.* (2004) presentan un desarrollo teórico experimental acerca de la idea presentada por Chafik (2003) en el que el fluido de calentamiento es el aire. El modelo es básicamente el balance diferencial de calor a lo largo del colector de aire. Con base en el modelo teórico y la validación experimental para un solo efecto, encuentran las condiciones óptimas para el diseño de una planta piloto bajo ciertas condiciones climáticas (Túnez), que consisten en cierto gasto másico, cierta cantidad de humedad máxima y una cantidad de efectos, que producen el recalentamiento del aire para poder aumentar su humedad. Las pruebas experimentales se hicieron con agua dulce; no con agua de mar.

Xiong *et al.* (2005 y 2006) presentan en dos artículos una columna de laboratorio en la que se realizaron pruebas experimentales para la desalinización mediante humidificación y deshumidificación de aire. La columna propicia un intercambio “directo” de masa y energía. En el segundo artículo se desarrolla un modelo matemático para el balance de masa y energía en forma diferencial a lo largo de la columna. Se reporta un acuerdo satisfactorio entre el estudio teórico y el experimental.

Yuan y Zhang (2007) presentan un estudio teórico y experimental de una pequeña planta desalinizadora mediante humidificación y deshumidificación de aire. El estudio se centra en los flujos de agua de enfriamiento y de agua de mar en relación con la energía solar de entrada, en función de la producción de destilado. Concluyen que el gasto de agua debe ajustarse a la entrada de energía. El prototipo mostrado es interesante porque presenta la evaporación y condensación en dos etapas, y porque propone no descartar la salmuera, sino acumularla a lo largo del día para que el sistema pueda funcionar durante las 24 horas del día con mejor economía.

En contraposición a este conjunto de publicaciones, es notable el hecho de que dos revisiones publicadas en 2003 acerca del estado de la cuestión de la destilación solar de agua de mar y su historia, no mencionan la técnica de humidificación y deshumidificación del aire. Estas revisiones son las hechas por Delyannis (2003) y Tiwari *et al.* (2003).

La revisión anterior muestra que existen varias posibilidades para diseñar un sistema desalinizador por humidificación y deshumidificación de aire. Es posible, por ejemplo, tener un sistema en el que el aire entra en ciertas condiciones de temperatura y humedad, posteriormente es calentado y humidificado en una o varias etapas, y finalmente enfriado para retirarle el agua y vertido al exterior. En otros sistemas el aire se encuentra en un circuito cerrado y sólo hay entradas y salidas de agua, a diversas temperaturas y grados de salinidad.

1.7. Objetivos del trabajo

Objetivo general

El objetivo general del presente trabajo es realizar un estudio teórico y experimental de la desalinización de agua de mar a partir del fenómeno de la humidificación y deshumidificación de aire, con recuperación del calor de condensación del agua, susceptible de utilizar energía solar como fuente de energía primaria.

Objetivos específicos

Los objetivos específicos del presente trabajo son:

1. Diseñar y construir un sistema experimental de desalinización por humidificación y deshumidificación de aire, con un ciclo cerrado para el aire y abierto para el agua, con capacidad de recuperación del calor de condensación del agua.
2. Demostrar experimentalmente la factibilidad de recuperar el calor de condensación del agua en un solo paso.
3. Desarrollar un modelo matemático para describir el sistema en estado estacionario.
4. Calibrar el modelo matemático experimentalmente.
5. Analizar el comportamiento del sistema mediante el modelo matemático.

Capítulo 2

Modelo matemático del sistema en estudio

En el presente capítulo se muestra el esquema de un sistema desalinizador concebido para cumplir los objetivos del trabajo, es decir, que opera mediante el fenómeno de la humidificación y deshumidificación del aire, captando el calor de condensación del agua que se libera al deshumidificarlo. Ese esquema sirve como referencia para dos propósitos: para el planteamiento del modelo matemático y para el desarrollo del prototipo físico que se presenta en el capítulo siguiente.

El objetivo de desarrollar un modelo matemático para el estudio del sistema consiste en contar con una herramienta que permita el estudio y la mejor intelección de su comportamiento, con miras a optimizar sus condiciones de operación. El presente capítulo contiene también el modelo para el cálculo de la tasa de producción de agua destilada a partir de las temperaturas obtenidas; los balances de calor y los modelos para las tasas de intercambio de calor y de transferencia de masa, que permiten calcular las temperaturas en diversos puntos; las expresiones para el cálculo de los parámetros del modelo; la estrategia de solución empleada, así como una visión general de los resultados que produce el modelo matemático.

2.1. Descripción general del sistema desalinizador del presente trabajo

La figura 2.1 muestra un esquema general del sistema de desalinización en estudio. Básicamente se tienen dos ciclos dentro del sistema: el del agua y el del aire, descritos a continuación.

El ciclo del agua es como sigue: el agua de mar, fría, a la temperatura T_1 entra al evaporador como agua de enfriamiento. Ahí se precalienta hasta la temperatura T_2 , tras adquirir calor del aire húmedo caliente y producir la condensación del vapor. El agua de mar pasa entonces al colector solar donde su temperatura aumenta hasta la temperatura T_3 a la salida de ese elemento. Posteriormente el agua de mar entra a la misma temperatura, T_3 , al área de evaporación. Al pasar el agua caliente por la zona de evaporación se evapora una parte, a

²⁵ La matemática se escribe para los matemáticos.

expensas de su propio calor sensible y el agua que no se evapora se enfría hasta la temperatura T_4 que sale por la parte inferior, en forma de salmuera ligeramente concentrada.

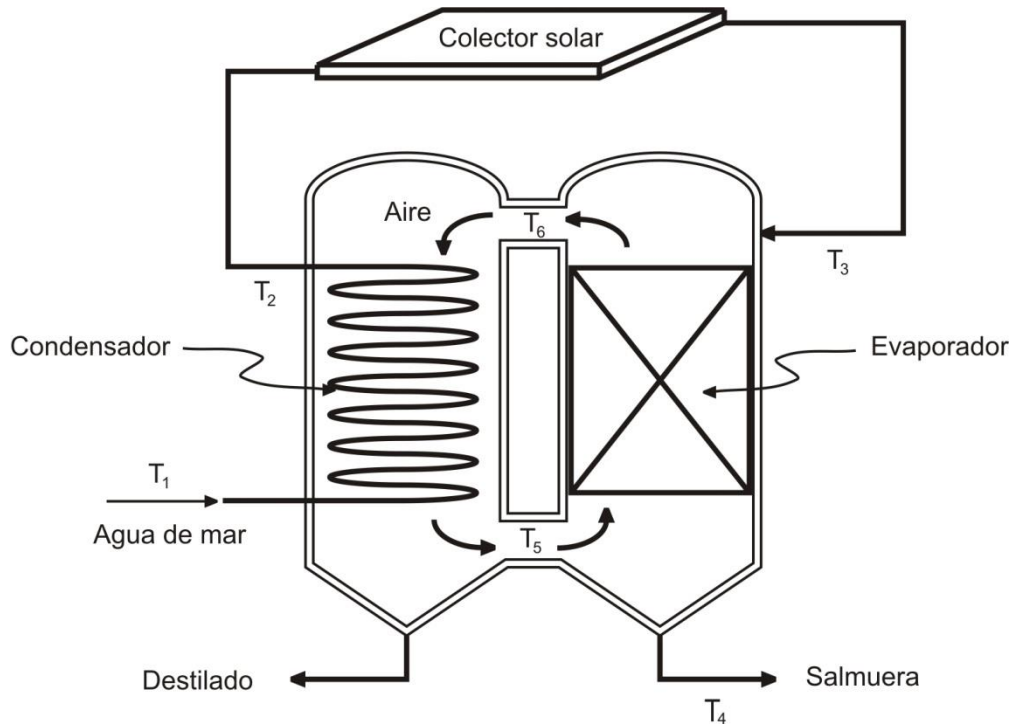


Figura 2.1. Esquema general de los elementos del sistema desalinizador.

El calentamiento solar puede hacerse directamente en un colector, como el reportado por Hermann *et al.* (2002) o mediante un intercambiador de calor que permita usar un fluido térmico entre los colectores solares y el agua de mar, evitando con ello problemas de corrosión e incrustaciones en los colectores.

En este sistema el aire se encuentra en un ciclo cerrado y cumple la función de un “gas portador”. En la parte baja del diagrama el aire se encuentra saturado de humedad a una temperatura relativamente baja, T_5 , que proviene de haber sido enfriado en el condensador. En el evaporador ese aire se encuentra con el agua caliente que proviene del colector solar, por lo que aumenta su temperatura y su humedad *absoluta*, aunque no necesariamente continúa saturado, debido al breve tiempo de retención en la columna de evaporación. El aire con más humedad es *menos denso* que el aire menos húmedo. Además, el aire más caliente también disminuye su densidad. Ambos efectos se conjuntan para lograr un efecto de flotación que podría emplearse para impulsar el aire hacia arriba, por convección natural, hasta el punto donde ese encuentra a la temperatura T_6 , tal como lo reportan algunos autores [Al-Hallaj *et al.* (1998), Kudish *et al.* (2003)]. El aire en esta zona tiene la máxima humedad absoluta del sistema. Al entrar en contacto con el área del condensador, enfriado por el agua de mar “fresca”, se condensa el vapor de agua, se enfría el aire húmedo y simultáneamente disminuye su humedad absoluta, por lo que además aumenta su densidad, lo cual también impulsaría el

efecto de convección natural, hacia abajo, en esta parte del sistema. La temperatura del aire al enfriarse vuelve al valor T_5 , en la cual el aire se encuentra de nuevo saturado.

Aunque la circulación del aire puede hacerse por convección natural por las razones expuestas, el modelo matemático que se desarrolló supone un gasto de aire controlado y conocido, por lo que en el caso del presente trabajo se prefirió insertar un impulsor para el aire, con objeto de poder controlar la velocidad y con ello el gasto másico del aire dentro del sistema.

2.2. Tasa de producción de destilado

Dado que el propósito del equipo es la producción de agua destilada, es necesario que ese modelo incluya un modo de calcular la cantidad de agua que el sistema es capaz de destilar en un cierto tiempo. Bajo un enfoque diferencial, se estaría hablando de la derivada de la masa de agua destilada con respecto al tiempo, dm/dt , que técnicamente corresponde a una *rapidez de destilación*. Sin embargo, dado lo poco usual de este término y considerando que en inglés se utiliza la expresión *distillation rate*, se optó por usar el término “tasa de producción de destilado”.

La tasa de producción de destilado depende de varios factores, entre los que se cuentan el gasto másico de aire y las temperaturas a la entrada y a la salida del condensador. Por esta razón, es necesario realizar balances de calor para calcular diversas temperaturas dentro del modelo.

La tasa de producción de destilado puede calcularse mediante un balance de masa si se conoce el gasto másico de aire a través del condensador, así como las humedades del aire a la entrada y salida de ese elemento. La diferencia de humedades absolutas entre la entrada y la salida, multiplicada por el gasto de aire, da como resultado la tasa de producción de destilado, que se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$D = G(W_6 - W_5) \quad (2.1)$$

donde:

D = tasa de producción de destilado, kg/s.

G = gasto másico de aire seco dentro del sistema, kg/s.

W_i = humedad absoluta del aire a la temperatura del punto i , kg agua / kg aire seco.

A la salida del condensador el aire está saturado de humedad. Esto es obvio por el mismo hecho de que existe la condensación y en el supuesto de que no existen condiciones termodinámicas para la sobresaturación. Entonces, a la temperatura T_5 la humedad absoluta puede calcularse directamente con una expresión para la humedad de saturación como función de la temperatura.

En el punto 6 no es adecuado suponer que el aire está saturado, debido al breve tiempo de retención del aire en el evaporador. Entonces, para el modelo matemático se introduce un factor de humedad, f , que permita calcular la humedad absoluta en el punto 6, multiplicándolo

por la humedad de saturación a la temperatura en ese punto. Entonces, la ecuación (2.1) se modifica para quedar de la siguiente forma:

$$D = G(fW_6 - W_5) \quad (2.2)$$

donde:

f = factor de humedad a la salida del evaporador, adimensional.

W_i = humedad absoluta del aire saturado a la temperatura del punto i , kg agua / kg aire seco.

Entonces, a partir de ahora en el presente trabajo, la humedad absoluta W_i corresponde a la humedad del aire *saturado* a la temperatura del punto i . El factor de humedad es equivalente a la humedad relativa, expresada como fracción (en vez de como porcentaje).

La humedad absoluta de saturación del aire es función de su temperatura y presión. Existen tablas con esta información a gran precisión, publicadas comúnmente para la presión de una atmósfera [Kuehn *et al.*, 2001]. Sin embargo, para fines del presente trabajo es conveniente manejar la información en forma de un modelo matemático, tanto para el análisis del modelo como para poder trabajar a una presión total diferente a la del nivel del mar. (El presente trabajo se realizó en Guadalajara, Jal., México, a 1600 m sobre el nivel del mar y una presión de 840 hPa).

Considerando que el aire y el vapor de agua se comportan como gases ideales, lo cual es una consideración razonable en la mayoría de las condiciones atmosféricas, la humedad absoluta puede calcularse mediante la ecuación siguiente. Para la deducción de esta ecuación véase el Anexo II:

$$W_i = \frac{P_i^0 M_{agua}}{(P - P_i^0) M_{aire}} \quad (2.3)$$

donde:

P_i^0 = presión de vapor del agua a la temperatura del punto i , Pa.

P = presión total del sistema, Pa.

M_{agua} = masa molecular del agua, 18.016 g/mol [Kuehn *et al.*, 2001, p.179].

M_{aire} = masa molecular del aire, 28.966 g/mol [Kuehn *et al.*, 2001, p.179].

La ecuación (2.3) supone el cálculo de la presión de vapor a la temperatura del punto i , P_i^0 , que es función de la temperatura. Existen diversos modelos matemáticos para el cálculo de esta propiedad. Como parte del presente trabajo se compararon los modelos de Clausius-Clapeyron y de Antoine, con diversas constantes que se encontraron publicadas. Además, se desarrolló un modelo para la presión de vapor a partir de principios termodinámicos. Un reporte presentado por Hermosillo (2007 b) contiene todos los pormenores de esas deducciones y comparaciones. Tomada de ese reporte, la expresión para la presión de vapor del agua empleada en este trabajo es:

$$\ln \frac{P_i^0}{P_0^0} = A + \frac{B}{T} + C \ln T + DT \quad (2.4)$$

El Anexo III contiene la deducción de esta ecuación, que también puede expresarse como:

$$P_i^0 = P_0^0 e^{A + \frac{B}{T} + C \ln T + DT} \quad (2.5)$$

en la cual la presión de vapor, P_i^0 , se obtiene en kilopascales y la temperatura, T , debe alimentarse en kelvin. P_0^0 , A , B , C y D son constantes cuya localización en la ecuación se dedujo de principios termodinámicos (la ecuación de Clausius), y su valor particular se obtuvo de un ajuste numérico utilizando la información de *ASHRAE²⁶ Fundamentals* presentada por Kuhen *et al.*, (2001). Los valores particulares utilizados fueron:

$$\begin{aligned} P_0^0 &= 7.384 \text{ kPa.} \\ A &= 67.350 \text{ (adimensional).} \\ B &= -7218.15 \text{ K.} \\ C &= -7.9939 \text{ (adimensional).} \\ D &= 0.0052333 \text{ K}^{-1}. \end{aligned}$$

En resumen, conociendo las temperaturas a la salida del evaporador (T_6) y a la salida del condensador (T_5), es posible calcular la presión de vapor del agua en esas condiciones mediante la ecuación (2.5) y de ahí la humedad absoluta en ambos puntos mediante la ecuación (2.3). Si además se conoce el factor de humedad, entonces puede calcularse la tasa de producción de destilado mediante la ecuación (2.2).

2.3. Temperaturas y factor de humedad

Se requiere más trabajo de modelado para poder calcular las temperaturas y el factor de humedad para ser empleados en la ecuación (2.2). Esto involucra la realización de balances de energía en el evaporador y en el condensador, así como las tasas de intercambio de calor en el condensador y de masa en el evaporador. En las siguientes secciones se presentan los modelos empleados para estos fenómenos.

Balances de calor

Tomando como referencia la figura 2.1, en el lado izquierdo, correspondiente al condensador, se tienen las siguientes entradas de calor:

- La entrada de un gasto de agua, L , a la temperatura T_1 , expresada como $LCp(T_1 - T_{ref})$.

²⁶ ASHRAE es el acrónimo de *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering*.

- La entrada de un gasto de aire, G , a la temperatura T_6 y con cierto nivel de humedad f , y por tanto con una entalpía fH_6 , de modo que la entrada de calor por este concepto es GfH_6 .

Por otro lado, se tienen las siguientes salidas de calor:

- La salida del mismo gasto de agua, L , a la temperatura T_2 , expresada como $LCp(T_2 - T_{ref})$.
- La salida del mismo gasto de aire, G , a la temperatura T_5 , saturado de humedad dado que existen condiciones de condensación, que se expresa como GH_5 .
- Una pérdida de calor a los alrededores a través de la envolvente de la región del condensador, por estar el sistema a mayor temperatura que el ambiente, simbolizada por Q_{PC} .
- La salida de un gasto de agua destilada, D , a la temperatura T_d , expresada como $DCp(T_d - T_{ref})$.

Entonces, el balance de calor en el condensador, en estado estacionario, tendrá la siguiente forma: {entradas de calor por unidad de tiempo} – {salidas de calor por unidad de tiempo} = 0, equivalente a la expresión:

$$\{\Sigma \dot{Q}_{entradas}\} - \{\Sigma \dot{Q}_{salidas}\} = 0 \quad (2.6)$$

tomando como referencia arbitraria para la entalpía el valor $T_{ref} = 0$ °C, las expresiones de los párrafos anteriores se combinan en:

$$\{LCpT_1 + GfH_6\} - \{LCpT_2 + GH_5 + Q_{PC} + DCpT_d\} = 0 \quad (2.7)$$

donde:

L = gasto de agua (salmuera), kg/s,

Cp = capacidad calorífica de la salmuera, kJ/(kg °C),

T_i = temperatura en el punto i , °C,

G = gasto de aire seco, kg/s.

f = factor de humedad para la entalpía, adimensional (ver explicación enseguida).

H_i = entalpía del aire húmedo saturado a la temperatura del punto i , kJ/kg.

Q_{PC} = calor perdido a través de la envolvente del condensador hacia el ambiente, W.

D = tasa de producción de destilado, kg/s.

Debido a que el aire tiene un alto contenido de humedad y a que el vapor de agua posee un alto contenido energético, los términos de las entradas y salidas de calor por flujos de aire húmedo se expresan mediante las entalpías, H_i , que se calculan a la temperatura correspondiente mediante la siguiente expresión, que corresponde a las condiciones de saturación:

$$H_i = Cp_{aire} T_i + (Cp_{agua} T_i + \Delta H_{vap}) W_i \quad (2.8)$$

donde²⁷:

Cp_{aire} = capacidad calorífica del aire, 1.007 kJ/(kg °C) [NIST],

Cp_{agua} = capacidad calorífica del agua líquida, 4.183 kJ/(kg °C) [NIST],

ΔH_{vap} = calor de vaporización del agua, 2399.15 kJ/kg [NIST],

En la ecuación (2.8) se consideró como referencia el valor para $H = 0$, la temperatura $T = 0$ °C y humedad absoluta $W = 0$.

El término debido a la entalpía del aire, $Cp_{aire}T_i$, es relativamente pequeño en comparación con los demás. Por esta razón la entalpía es casi directamente proporcional a la humedad. Aprovechando esta situación, se decidió usar el factor f como factor de humedad para la entalpía, comenzando con la ecuación (2.7), por razones que quedan más claras en la sección 2.5, en la que se explica el cálculo de los parámetros. Entonces, la entalpía H_i corresponde a las condiciones de saturación y el producto fH_i corresponde a la entalpía del aire no saturado, particularmente a la salida de aire del evaporador. El Anexo I contiene más detalles sobre estos factores de humedad.

Por otro lado, las pérdidas al ambiente pueden aproximarse mediante una expresión de transferencia de calor del tipo:

$$Q_{PC} = U_{PC}A_C (T_{promC} - T_{amb}) \quad (2.9)$$

donde:

Q_{PC} = calor perdido a través de la envolvente del condensador hacia el ambiente, W.

U_{PC} = coeficiente global de pérdidas de calor del condensador, W/(m² °C).

A_C = área exterior de la envolvente del condensador, m².

T_{promC} = temperatura promedio del condensador, °C.

T_{amb} = temperatura ambiente, °C.

Reacomodando los términos similares en la ecuación (2.7) y sustituyendo la (2.9) se tiene la siguiente expresión para el balance de calor en el condensador:

$$LCp(T_1 - T_2) + G(fH_6 - H_5) - U_{PC}A_C (T_{promC} - T_{amb}) - DCpT_d = 0 \quad (2.10)$$

El balance de calor en la región del lado derecho de la figura 2.1, correspondiente al evaporador, se efectúa en forma semejante, con las siguientes consideraciones. Las entradas de calor al evaporador son:

- La entrada del gasto de agua, L , a la temperatura T_3 , que se expresa como $LCp(T_3 - T_{ref})$.
- La entrada del gasto de aire, G , saturado de humedad a la temperatura T_5 , equivalente a GH_5 .

²⁷ Con objeto de utilizar los valores más cercanos al intervalo de temperaturas observadas, pero evitando la complejidad de expresarlos como función de la temperatura, se usaron los promedios de las propiedades en las condiciones observadas experimentalmente (25 a 60°C), de los datos tomados del *NIST Chemistry WebBook*.

Mientras que las salidas son:

- La salida del gasto de agua, $(L-D)$ a la temperatura T_4 , que se expresa como $(L-D)Cp(T_4 - T_{ref})$.
- La salida del aire húmedo, G , con cierta humedad f , a la temperatura T_6 , equivalente a GfH_6 .
- Las pérdidas de calor a los alrededores, por estar el sistema a mayor temperatura que el ambiente,

Entonces, empleando el esquema de la ecuación 2.6, y recordando que $T_{ref} = 0^\circ\text{C}$,

$$\{LCpT_3 + GH_5\} - \{(L-D)CpT_4 + GfH_6 + Q_{PE}\} \quad (2.11)$$

Un razonamiento similar al empleado para la ecuación (2.9) lleva a la siguiente expresión para las pérdidas al exterior en el evaporador:

$$Q_{PE} = U_{PE}A_E(T_{promE} - T_{amb}) \quad (2.12)$$

donde:

Q_{PE} = calor perdido al ambiente a través de la envolvente de la región del evaporador, W,

U_{PE} = coeficiente global de pérdidas de calor al ambiente en el evaporador, J/(s m² °C),

A_E = área exterior de la envolvente del evaporador, m²,

T_{promE} = temperatura promedio del evaporador, °C.

Reagrupando la ecuación (2.11) y sustituyendo la (2.12) se obtiene:

$$LCp(T_3 - T_4) + G(H_5 - fH_6) + DCpT_4 - U_{PE}A_E(T_{promE} - T_{amb}) = 0 \quad (2.13)$$

Otro balance de calor puede plantearse alrededor de la fuente externa de energía, que en el caso de la figura 2.1 sería un colector solar, y en el caso del modelo experimental del presente trabajo es un conjunto de resistencias eléctricas. Si \dot{Q} es el calor suministrado al sistema por unidad de tiempo (W), el balance de calor correspondiente es:

$$\dot{Q} = LCp(T_3 - T_2) \quad (2.14)$$

Si se quiere simular el calor suministrado por un colector solar, es necesaria a su vez una expresión para \dot{Q} que considere la radiación solar captada a lo largo del día, de acuerdo con la práctica común de estos cálculos. La radiación captada es función de la hora del día, de la fecha, de la latitud geográfica y del tipo de colector y sus características geométricas, mecánicas y su inclinación [Duffie and Beckman (2006), p.37, p.68 y p.315]. Sin embargo, para el presente trabajo el calor suministrado, \dot{Q} , se considera constante.

Las ecuaciones (2.10), (2.13) y (2.14) constituyen los balances de calor del sistema.

Aun suponiendo que los valores de los gastos másicos, L y G , así como el calor suministrado y la temperatura de entrada, T_1 , fueran conocidas, el conjunto de ecuaciones mencionado tiene como incógnitas las demás temperaturas, de T_2 a T_6 , es decir cinco incógnitas, por lo que hace falta plantear dos ecuaciones independientes más, para aspirar a resolver el sistema. Estas ecuaciones son las que describen las tasas de transferencia de calor en el condensador y de masa en el evaporador.

Transferencia de calor y de masa

El modelo convencional para la tasa de intercambio de calor aplicable al condensador, de acuerdo con los datos de la figura 2.1, es de la siguiente forma (la deducción se encuentra en el Anexo IV):

$$LCp(T_2 - T_1) = U_{cond} A_{cond} \Delta T_{ml} \quad (2.15)$$

con la siguiente expresión para ΔT_{ml} :

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_6 - T_2) - (T_5 - T_1)}{\ln \frac{(T_6 - T_2)}{(T_5 - T_1)}} \quad (2.16)$$

donde:

U_{cond} = coeficiente global de transferencia de calor en el condensador, $J/(s \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

A_{cond} = área de intercambio de calor en el condensador, m^2 .

ΔT_{ml} = media logarítmica de las diferencias de temperaturas, $^\circ\text{C}$.

El lado izquierdo de la ecuación (2.15) describe la tasa de calentamiento de la salmuera, al pasar de la temperatura T_1 a la temperatura T_2 con un gasto másico L , obtenido a partir del enfriamiento del aire desde la temperatura T_6 hasta la temperatura T_5 . Este enfriamiento involucra una importante cantidad de calor debido a la condensación del agua, factor ya considerado en el balance térmico de la ecuación (2.10).

Por otro lado, para la tasa de transferencia de masa en el evaporador se tiene un modelo análogo al anterior (la deducción se encuentra en el Anexo V):

$$G(fH_6 - H_5) = KaV \Delta H_{ml} \quad (2.17)$$

con la siguiente expresión para ΔH_{ml} :

$$\Delta H_{ml} = \frac{(H_3 - fH_6) - (H_4 - H_5)}{\ln \frac{(H_3 - fH_6)}{(H_4 - H_5)}} \quad (2.18)$$

donde:

K = coeficiente de transferencia de masa, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$,

a = área específica de la columna de evaporación, m^2/m^3 ,

V = volumen total de la columna de evaporación, m^3 .

ΔH_{ml} = media logarítmica de las diferencias de entalpías, kJ/kg .

Consideraciones adicionales

El modelo matemático para describir el sistema de la figura 2.1 está compuesto por los balances de calor de las ecuaciones (2.10), (2.13) y (2.14), más las expresiones para las tasas de intercambio de calor y masa, ecuaciones (2.15) y (2.17).

Las siguientes consideraciones adicionales simplifican ligeramente el modelo para hacerlo más manejable:

- El evaporador y el condensador son similares en su constitución externa, por lo que sus áreas son similares, es decir, $A_C = A_E$, por lo que simplemente se usará A_{ext} (área externa), con la siguiente expresión $A_{ext} = A_C + A_E$ y, por tanto $A_C = 1/2 A_{ext}$ y $A_E = 1/2 A_{ext}$.
- Como la geometría es similar y las condiciones de temperatura son las mismas en el evaporador y en el condensador, también puede usarse un solo coeficiente de pérdidas, es decir, $U_{PC} = U_{PE} = U_{perd}$.
- Ambas regiones del sistema operan entre las mismas temperaturas máxima y mínima, por lo que las temperaturas promedio de ambas regiones pueden aproximarse mediante la misma expresión, es decir, $T_{promC} = T_{promE} = T_{prom}$. Se usa para esto la siguiente ecuación:

$$T_{prom} = \frac{T_5 + T_6}{2} \quad (2.19)$$

- El volumen del destilado, aunque es el objetivo final del cálculo de todo el modelo, es muy pequeño en comparación con los demás términos, y además la temperatura T_d es relativamente baja en comparación con las demás temperaturas del sistema, por lo que los términos $DCpT_d$ y $DCpT_4$ se desprecian, eliminándolos de la ecuación (2.10) y (2.13), respectivamente.

2.4. Recapitulación: el modelo a resolver

Aplicando las consideraciones del apartado anterior y haciendo algunos reajustes, el modelo matemático queda de la siguiente forma. El cálculo de la tasa de producción de destilado se obtiene del balance de masa de la ecuación (2.2), renombrada ahora como (2.20):

$$D = G(fW_6 - W_5) \quad (2.20)$$

Para poder usar esta ecuación se requieren las temperaturas T_5 y T_6 , así como el factor de humedad, f . Las temperaturas se obtienen de resolver simultáneamente el siguiente sistema de cinco ecuaciones independientes:

$$LCp(T_1 - T_2) + G(fH_6 - H_5) - \frac{1}{2}U_{perd}A_{ext}(T_{prom} - T_{amb}) = 0 \quad (2.21)$$

$$LCp(T_3 - T_4) - G(fH_6 - H_5) - \frac{1}{2}U_{perd}A_{ext}(T_{prom} - T_{amb}) = 0 \quad (2.22)$$

$$Q - LCp(T_3 - T_2) = 0 \quad (2.23)$$

$$LCp(T_2 - T_1) = U_{cond}A_{cond}\Delta T_{ml} \quad (2.24)$$

$$G(fH_6 - H_5) = KaV\Delta H_{ml} \quad (2.25)$$

Para facilitar la explicación, se ha usado el siguiente código de colores: los símbolos en rojo, son las **incógnitas**, en azul son los **parámetros** del modelo y en verde son **funciones de la temperatura**, que es necesario calcular simultáneamente a la resolución del modelo, es decir, contienen las incógnitas en forma implícita.

Otros símbolos representan factores conocidos. Éstos son:

- **Propiedades físicas** del agua y del aire, como la capacidad calorífica, Cp , que aparece en estas ecuaciones, y las que están implícitas en el cálculo de la entalpía y de la humedad del aire saturado.
- **Propiedades geométricas** del sistema: el área exterior A_{ext} , el área interna del condensador, A_{cond} , el área por unidad de volumen del relleno de la columna de evaporación, a , y el volumen total de éste, V .
- **Condiciones de operación**: el gasto de agua (salmuera), L , el gasto de aire, G , la temperatura de entrada del agua, T_1 , la temperatura ambiente, T_{amb} , así como el calor suministrado, Q .

Las ecuaciones (2.21) a (2.25) forman un conjunto de cinco ecuaciones simultáneas, independientes, *extremadamente no lineales*. La forma como están representadas “oculta” las no linealidades del sistema: es necesario subrayar que todas las funciones que están en verde confieren a cálculos de temperaturas, que son las incógnitas del sistema, de acuerdo con modelos expuestos más arriba en esta misma sección. En particular, las temperaturas T_5 y T_6 no aparecen directamente en las ecuaciones (2.21) a (2.25), sino que se obtienen implícitamente de las expresiones para la entalpía y para las tasas de intercambio de calor y de masa. Estos modelos complementarios son:

- La entalpía del aire húmedo, ecuación (2.8), que a su vez supone el cálculo de la humedad del aire saturado, ecuación (2.3), que a su vez involucra el cálculo de la presión de vapor del agua mediante la ecuación (2.5).
- La media logarítmica de la diferencia de temperaturas, ecuación (2.16).
- La media logarítmica de la diferencia de entalpías, ecuación (2.18).
- La temperatura promedio en el condensador y el evaporador, ecuación (2.19).

Como ejemplo de la gran no linealidad del sistema de ecuaciones se muestra la forma de la ecuación (2.24) cuando se incluye en ella la media logarítmica de las diferencias de temperaturas:

$$LCp(T_2 - T_1) = U_{cond} A_{cond} \left[\frac{(T_6 - T_2) - (T_5 - T_1)}{\ln \frac{(T_6 - T_2)}{(T_5 - T_1)}} \right] \quad (2.24 \text{ bis})$$

Por otro lado, enseguida se muestra la complejidad implícita en la ecuación (2.25). Debido a que la entalpía depende de la humedad y ésta de la presión de vapor. Sustituyendo la expresión (2.3) para la humedad en la ecuación (2.8) para la entalpía, se obtiene:

$$H_i = Cp_{aire} T_i + (Cp_{agua} T_i + \Delta H_{vap}) \left(\frac{P_i^0 M_{agua}}{(P - P_i^0) M_{aire}} \right)$$

y sustituyendo en ésta la ecuación (2.5) para la presión de vapor, la expresión completa para la entalpía a la temperatura T_i es:

$$H_i = Cp_{aire} T_i + (Cp_{agua} T_i + \Delta H_{vap}) \left(\frac{P_0^0 e^{\frac{A+B}{T_i} + C \ln T_i + DT_i} M_{agua}}{\left(P - P_0^0 e^{\frac{A+B}{T_i} + C \ln T_i + DT_i} \right) M_{aire}} \right)$$

Ahora bien, incluyendo la expresión para la media logarítmica de la diferencia de entalpías en la ecuación (2.25), se tiene la forma siguiente:

$$G(fH_6 - H_5) = KaV \left[\frac{(H_3 - fH_6) - (H_4 - H_5)}{\ln \frac{(H_3 - fH_6)}{(H_4 - H_5)}} \right] \quad (2.25 \text{ bis})$$

Cada una de las entalpías de esta expresión se calcula con la ecuación anterior, por lo que la sustitución de aquella en ésta resulta extremadamente impráctica, pero el algoritmo numérico debe resolver las temperaturas en ese grado de implicitud.

2.5. Determinación de los parámetros

Para poder usar el modelo dado por las ecuaciones (2.21) a (2.25) se requiere haber medido los parámetros del modelo, que son: el factor de humedad, f ; el coeficiente global de pérdidas de calor del sistema a los alrededores, U_{perd} ; el coeficiente global de transferencia de calor en el condensador, U_{cond} y el coeficiente de transferencia de masa en la columna de evaporación, K .

Debido a que estos parámetros son específicos para el sistema y para sus condiciones de operación, y no corresponden a propiedades físicas que pueden calcularse de forma independiente, el modo de obtenerlos es por medio de experimentación del sistema físico, ajustando el valor de los parámetros que mejor describan los resultados obtenidos.

Los parámetros se obtuvieron de la siguiente forma: se hicieron corridas experimentales con el equipo descrito en el Capítulo 3, hasta llegar al estado estacionario. Esto requiere corridas del orden de dos horas de duración como mínimo. Durante toda la corrida, pero especialmente en el estado estacionario, se registran todas las variables pertinentes. En particular, se obtienen las temperaturas observadas a las cuales llega el sistema $\{T_2, T_3, T_4, T_5 \text{ y } T_6\}$, dependiendo de las condiciones de operación $\{L, G, Q, T_1, T_{amb}\}$. En el sistema de ecuaciones (2.21) a (2.25), si se conocen todas las temperaturas entonces también se pueden calcular todas las funciones que están en color verde, que son funciones de las temperaturas. En estas condiciones, las incógnitas son los parámetros, que se encuentran en color azul $\{f, U_{perd}, U_{cond}, K\}$. Entonces, a partir de datos experimentales es posible obtener los parámetros de la siguiente forma (ver sección 4.5):

El **factor de humedad**, f , junto con el **coeficiente de pérdidas** al ambiente, U_{perd} , representan dos incógnitas en dos ecuaciones simultáneas e independientes, que son las ecuaciones (2.21) y (2.22), repetidas enseguida. Por tanto, a partir de las temperaturas conocidas es posible obtener simultáneamente los valores de f y U_{perd} , para cada corrida experimental, dado que se conocen todos los elementos de ambas ecuaciones, excepto las incógnitas mencionadas, marcadas en negrillas:

$$LCp(T_1 - T_2) + G(fH_6 - H_5) - \frac{1}{2}U_{perd}A_{ext}(T_{prom} - T_{amb}) = 0$$

$$LCp(T_3 - T_4) - G(fH_6 - H_5) - \frac{1}{2}U_{perd}A_{ext}(T_{prom} - T_{amb}) = 0$$

Sumando ambas ecuaciones se obtiene:

$$LCp(T_1 - T_2 + T_3 - T_4) - U_{perd}A_{ext}(T_{prom} - T_{amb}) = 0 \quad (2.26)$$

Despejando U_{perd} ,

$$U_{perd} = \frac{LCp(T_1 - T_2 + T_3 - T_4)}{A_{ext}(T_{prom} - T_{amb})} \quad (2.27)$$

Con la información experimental todo el lado derecho es conocido, por lo que se puede calcular el coeficiente global de pérdidas. Sustituyendo este valor en la ecuación (2.21) y despejando, se obtiene el siguiente valor para el factor de humedad:

$$f = \frac{1}{H_6} \left[\frac{\frac{1}{2}U_{perd}A_{ext}(T_{prom} - T_{amb}) - LCp(T_1 - T_2)}{G} + H_5 \right]$$

Usando el valor de U_{perd} de la ecuación (2.27) y simplificando,

$$f = \frac{1}{H_6} \left[\frac{LCp(T_3 - T_4 - \frac{1}{2}(T_1 - T_2))}{G} + H_5 \right] \quad (2.28)$$

El **coeficiente de transferencia de calor** en el condensador, U_{cond} , puede despejarse de la ecuación (2.24), para obtener:

$$U_{cond} = \frac{LCp(T_2 - T_1)}{A_{cond}\Delta T_{ml}} \quad (2.29)$$

Para cada corrida experimental todos los elementos del lado derecho son conocidos, por lo que se puede calcular el coeficiente de intercambio de calor en el condensador a partir de las temperaturas obtenidas en el estado estacionario.

Por último, el **coeficiente de transferencia de masa**, K , puede también despejarse de la ecuación (2.25), con lo que se obtiene:

$$K = \frac{G(fH_6 - H_5)}{aV\Delta H_{ml}} \quad (2.30)$$

Para cada corrida experimental se conoce previamente el valor de f , obtenido de la ecuación (2.28). Con este valor y las entalpías calculadas con las temperaturas conocidas, todo el lado derecho de la ecuación (2.30) es conocido, por lo que puede calcularse el valor de K que describe esas condiciones de operación.

La exposición anterior permite entender el significado físico de los cuatro parámetros del modelo. Sin embargo, conviene aclarar que las ecuaciones para las tasas de intercambio de calor y de masa contienen otras propiedades físicas difíciles de determinar con precisión, que matemáticamente están combinadas. Por ejemplo, para la ecuación (2.24), el área de intercambio del condensador, A_{cond} , se puede medir con toda precisión *en seco*. Sin embargo,

conforme comienza a ocurrir la condensación en las condiciones de operación, sobre las aletas se forman gotas que no escurren sino hasta lograr cierto tamaño y obstruyen temporal y localmente el flujo de aire húmedo. Entonces, estas gotas de agua, necesarias para que el condensador realice su función, *disminuyen el área efectiva de transferencia de calor*. Al escurrir una gota deja libre el espacio para el intercambio de calor, pero simultáneamente en otros lugares se están formando otras gotas. No se utilizó alguna técnica para medir o estimar el área real disponible para la transferencia de calor en operación, es decir, considerando una fracción del área siempre obstruida por la condensación. Una consecuencia de este fenómeno es que en este arreglo experimental no se tienen elementos para conocer con precisión el valor de A_{cond} en condiciones de operación y en la práctica el parámetro obtenido experimentalmente mediante la ecuación (2.29) podría ser el producto $P_1 = U_{cond} A_{cond}$. Con esta expresión, la ecuación (2.29) podría escribirse de la siguiente forma:

$$P_1 = \frac{LCp(T_2 - T_1)}{\Delta T_{ml}} \quad (2.31)$$

De igual modo, aunque físicamente es posible medir el área por unidad de volumen del material de relleno de la columna de evaporación así como su volumen total (como se reporta en el Anexo VI), en ciertas condiciones, particularmente a bajo flujo, es difícil garantizar que la totalidad del área disponible se moje para producir evaporación. Entonces, experimentalmente es difícil separar el efecto del coeficiente de transferencia de masa del área disponible para ello. Así, la ecuación (2.30) podría agrupar en un solo parámetro combinado, el producto $P_2 = KaV$, con lo que se escribiría de la siguiente forma:

$$P_2 = \frac{G(fH_6 - H_5)}{\Delta H_{ml}} \quad (2.32)$$

Sin embargo, para mantener el significado físico de los parámetros, se prefirió mantener en el modelo las expresiones (2.29) y (2.30) aun a sabiendas de las dificultades expuestas.

2.6. Solución del modelo matemático

Es evidente que el modelo dado por las ecuaciones (2.21) a (2.25) y sus complementarias no tiene una solución analítica. Para este tipo de problemas, no lineales, es adecuado el método numérico de Newton-Raphson. Este método requiere un conjunto de valores “semilla” para evaluar las funciones y, si estos valores no corresponden a una solución, evaluar numéricamente las derivadas para estimar un nuevo conjunto de valores y volver a probar si se está cerca de una solución, dentro de márgenes de tolerancia establecidos.

En vista del modelo matemático, particularmente en lo referente a las medias logarítmicas de las ecuaciones (2.16) y (2.18), y dado que el logaritmo no está definido para valores negativos ni para el valor cero, deben cumplirse ciertas condiciones en las temperaturas de los datos “semilla”. Además esas condiciones deben cumplirse en todo momento intermedio de cálculo. Estas condiciones son:

$$T_6 > T_2, \quad T_5 > T_1, \quad T_3 > T_6, \quad T_4 > T_5 \quad (2.33)$$

Las dos primeras desigualdades son necesarias para poder calcular la media logarítmica de las diferencias de temperaturas (2.16) y las dos últimas para la media logarítmica de las diferencias de entalpías (2.18). Al tratar de resolver el modelo mediante el método numérico mencionado, resultó que con frecuencia se llega a condiciones en las que no se cumplen las condiciones (2.33), por lo que, al no poder evaluarse las ecuaciones (2.16) y (2.18), el método no puede seguir su búsqueda de posibles raíces.

Para evitar este problema, se ideó el siguiente método, explicado con más detalle en el cuarto informe parcial del trabajo de investigación (Hermosillo, 2007 a). El método es como sigue:

Para obtener la primera aproximación, se sustituyen las medias logarítmicas por medias aritméticas, es decir, la ecuación (2.24) se aproxima con esta otra:

$$LCp(T_2 - T_1) = U_{cond} A_{cond} \Delta T_{media} \quad (2.34)$$

con el siguiente valor para ΔT_{media} :

$$\Delta T_{media} = \frac{1}{2} [(T_6 - T_2) + (T_5 - T_1)] \quad (2.35)$$

y la ecuación (2.25) se aproxima con:

$$G(fH_6 - H_5) = KaV \Delta H_{media} \quad (2.36)$$

con el siguiente valor para ΔH_{media} :

$$\Delta H_{media} = \frac{1}{2} [(H_3 - fH_6) + (H_4 - H_5)] \quad (2.37)$$

Este nuevo sistema de ecuaciones se resuelve por el método de Newton-Raphson usando como valores semilla temperaturas de 25 °C (o cualquier otro razonable). Con esto se eliminan las no linealidades de las medias logarítmicas y se elimina también la posibilidad de que el método trate de evaluar funciones en regiones que no están definidas, como los logaritmos de valores negativos. Con esta primera aproximación resulta mucho más probable encontrar una solución. Por supuesto, los valores resultantes no resuelven el modelo original, sin embargo, si esta solución provisional se usa como los valores “semilla”, al alimentarlos al modelo original tienen una mejor probabilidad de producir la solución del sistema de ecuaciones (2.21) a (2.25). Este método para generar los valores semilla mostró ser mucho más efectivo que comenzar por otros valores, y en muchos casos incluso mejor que usar soluciones conocidas a casos cercanos.

2.7. Comportamiento general del modelo matemático

Las gráficas de la presente sección muestran el comportamiento general del modelo matemático. Los cálculos se realizaron con las dimensiones del equipo experimental reportados en el Capítulo 3 y con parámetros similares a los reportados en el Capítulo 4, salvo el coeficiente global de pérdidas de calor al exterior, que se consideró nulo, es decir, los resultados de la presente sección se obtuvieron despreciando las pérdidas de calor. Los valores utilizados en los cálculos se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Valores empleados para la solución del modelo en las gráficas siguientes.

	Símbolo	Magnitud	Unidad
Propiedades Físicas			
Capacidad calorífica del agua	C_p	4 183	J/(kg K)
Capacidad calorífica del aire	C_{p_a}	1 007	J/(kg K)
Calor de vaporización del agua	ΔH_{vap}	2 399 150	J/kg
Masa molecular del agua	M_{agua}	0.018016	kg/mol
Masa molecular del aire	M_{aire}	0.028966	kg/mol
Presión atmosférica ²⁸	P	83 993	Pa
Dimensiones del Equipo			
Área exterior	A_{ext}	1.85	m ²
Área del condensador	A_{cond}	3.5	m ²
Área específica del evaporador	a	300	m ² /m ³
Volumen del evaporador	V	0.0142	m ³
Parámetros			
Coeficiente de transferencia de calor en el condensador	U_{cond}	56	J/(m ² s K)
Coeficiente de transferencia de masa en el evaporador	K	0.0010	kg/(m ² s)
Factor de humedad	f	0.77	adimensional
Condiciones de Operación			
Temperatura ambiente	T_{amb}	25	°C
Temperatura de entrada	T_1	25	°C

La figura 2.2 muestra las temperaturas calculadas con las siguientes condiciones de operación: calor suministrado, $Q = 2000$ W y gasto másico de aire, $G = 0.036$ kg/s. Como es razonable esperar, las temperaturas son más altas a menor gasto de agua y disminuyen a medida que aumenta éste. En general se encontró que existe un valor mínimo de gasto de agua para el cual se puede resolver el modelo. Esto sucede cuando el método numérico encuentra valores de T_4 y T_5 muy cercanos entre sí, lo cual impide resolver la ecuación de la tasa de transferencia de masa (ecuación (2.18)). En el caso de las condiciones de operación mencionadas, este límite inferior de gasto de agua fue 0.95 litros por minuto (LPM).

²⁸ Este valor corresponde a la presión atmosférica de Guadalajara, lugar donde se realizó la experimentación.

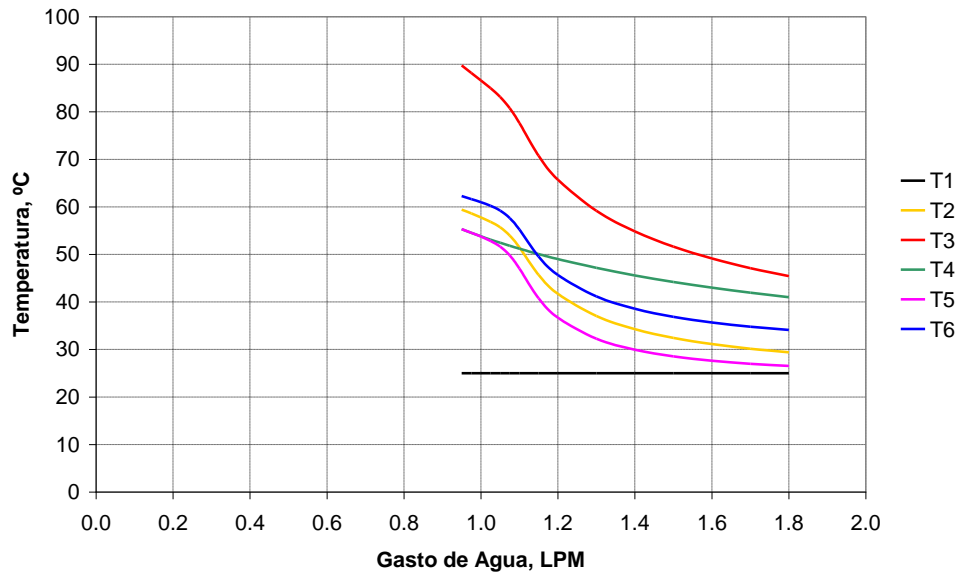


Figura 2.2. Tendencia general de las temperaturas como función del gasto de agua. Caso con $Q = 2000 \text{ W}$, $G = 0.036 \text{ kg/s}$

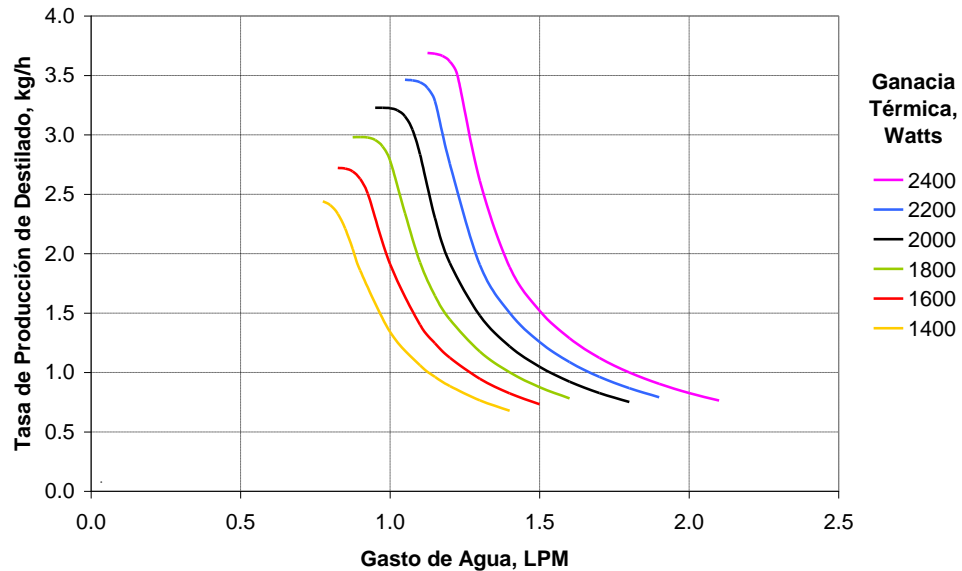


Figura 2.3. Tendencia general de la tasa de producción de destilado como función del gasto de agua y del calor suministrado. Caso con $G = 0.036 \text{ kg/s}$

La figura 2.3 muestra la tasa de producción de destilado como función del gasto de agua, con diversos niveles de calor suministrado. En esta gráfica se observa que, según el modelo matemático, existe un pequeño intervalo del gasto de agua que permite maximizar la tasa de producción de destilado para cada nivel de calor suministrado. Se observa que al disminuir el gasto de agua existe una región de la gráfica en la cual ya no sigue aumentando la tasa de

producción de destilado. Como se verá en el Capítulo 4, este comportamiento se verifica experimentalmente.

Al aumentar el gasto de agua la tasa de producción de destilado disminuye drásticamente porque el sistema no logra temperaturas suficientemente altas, necesarias para aumentar la presión de vapor del agua, que es una medida de su volatilidad. Como se mencionó anteriormente, a la izquierda de la zona de máxima productividad de agua no fue posible encontrar soluciones al modelo. Tampoco fue posible encontrar soluciones al modelo cuando la tasa de producción de destilado es menor que alrededor de 0.8 kg/h. (Debido a que esto ocurre en la zona de muy baja productividad del sistema, esto no representa una situación de interés desde el punto de vista de la simulación y estudio del equipo desalinizador, pero sí desde un punto de vista matemático, lo cual queda más allá del alcance del presente trabajo).

La figura 2.4 muestra la tasa de producción de destilado como función del nivel de calor suministrado. La información corresponde a los mismos parámetros que las gráficas anteriores, con un gasto de agua de 1.2 LPM. En esta gráfica se observa que, según el modelo matemático, la tasa de producción de destilado tiende a aumentar con el calor suministrado, pero no en forma lineal ni directamente proporcional a la cantidad de calor suministrado.

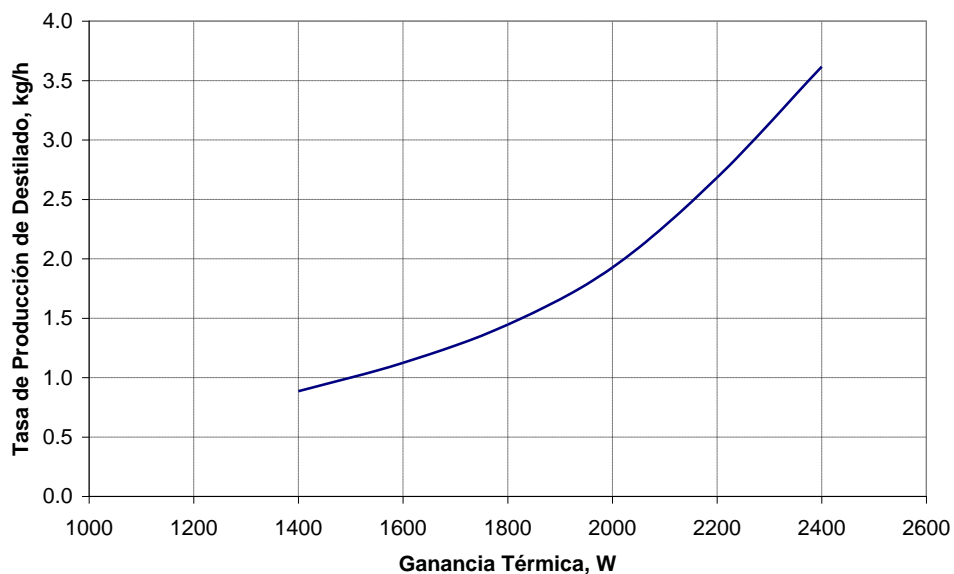


Figura 2.4. Tendencia general de la tasa de producción de destilado como función del calor suministrado. Caso con $L = 1.2$ LPM (aprox. 0.02 kg/s), $G = 0.036$ kg/s

La figura 2.5 muestra el efecto del gasto de aire sobre la tasa de producción de destilado para el caso de un gasto de agua de 1.2 LPM, según el modelo matemático. Se observa que la influencia de esta variable de operación respecto de la destilación es muy pequeña en comparación con el gasto de agua y el calor suministrado, mostrados en las figuras 2.3 y 3.4.

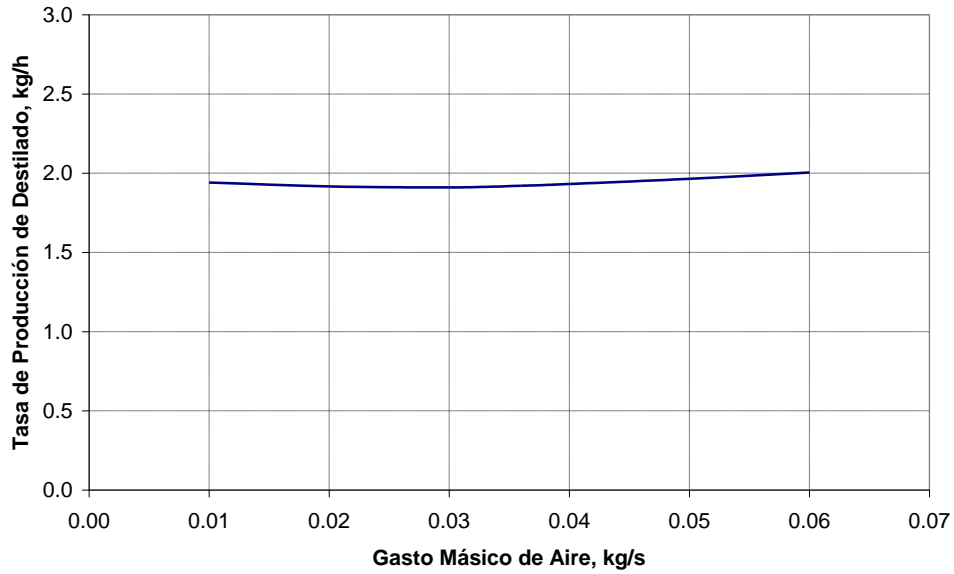


Figura 2.5. Tendencia general de la tasa de producción de destilado como función del gasto de aire.

Caso con $L = 1.2$ LPM, $Q = 2000$ W

2.8. Coeficiente de operación

El objetivo del sistema es la producción de agua destilada, y el recurso que emplea para ello es la energía externa. Entonces, una medida de la eficiencia, que se denominará coeficiente de operación, puede definirse como el cociente entre el calor involucrado en la evaporación del agua que se obtiene como destilado y el calor requerido por el equipo para obtenerla. Algebraicamente, esto se expresa de la siguiente forma:

$$\eta = \frac{Q_d}{Q + E} \quad (2.38)$$

donde Q_d es el calor necesario para evaporar la masa de agua obtenida como destilado, Q es el calor suministrado al sistema y E es la energía no térmica suministrada por otros medios, tal como el impulsor del aire, todos por unidad de tiempo. El coeficiente de operación del sistema, η , es adimensional. Para calcular Q_d se multiplica la masa de destilado obtenida, D , por su entalpía de vaporización. Despreciando la entrada de energía no térmica, es decir, suponiendo $E \approx 0$, se obtiene:

$$\eta = \frac{D \Delta H_{vap}}{Q} \quad (2.39)$$

Esta definición, aplicada al sistema estudiado en el presente trabajo, *no está limitada a valores menores que la unidad*. Debido al proceso de recuperación de calor, es posible encontrar condiciones en las que el numerador supere al denominador. Por esto se prefirió el término

“coeficiente de operación” en vez de “eficiencia”, dado que ésta normalmente se entiende como un valor menor que la unidad.

La figura 2.6 muestra el coeficiente de operación calculado con la ecuación (2.39), como función del gasto de agua, para diversos niveles de calor suministrado y manteniendo el gasto de aire constante en $G = 0.036$ kg/s. Variando el calor suministrado al sistema es posible obtener diversas productividades de destilado, y en cada caso existen condiciones óptimas como las mostradas en la parte alta de la figura 2.3 y que en la figura 2.6 muestran coeficiente de operación máximo. La figura 2.7 muestra los coeficientes de operación como función del calor suministrado, según se obtiene de la ecuación (2.39) y el modelo matemático. Debe notarse que en esta gráfica el gasto de agua, G , no permanece constante, sino que su valor corresponde al de las condiciones óptimas de cada una de las gráficas de la figura 2.6. El coeficiente de operación disminuye linealmente con el nivel de calor suministrado en el intervalo estudiado. Los valores obtenidos variaron entre $\eta = 1.024$ para el caso con $Q = 2400$ W y $\eta = 1.162$ para el caso con $Q = 1400$ W.

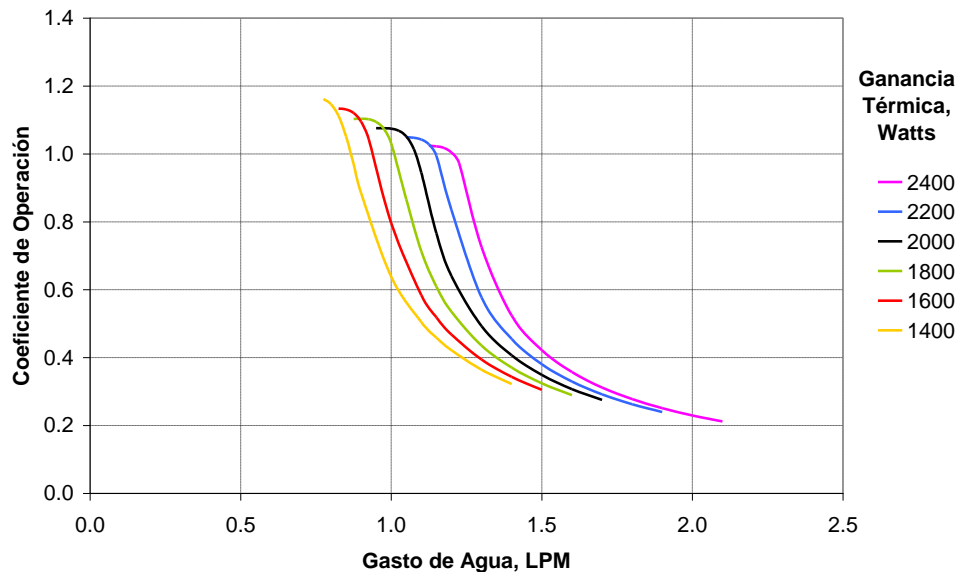


Figura 2.6. Tendencia general de coeficiente de operación como función del gasto de agua y del calor suministrado. Caso con $G = 0.036$ kg/s

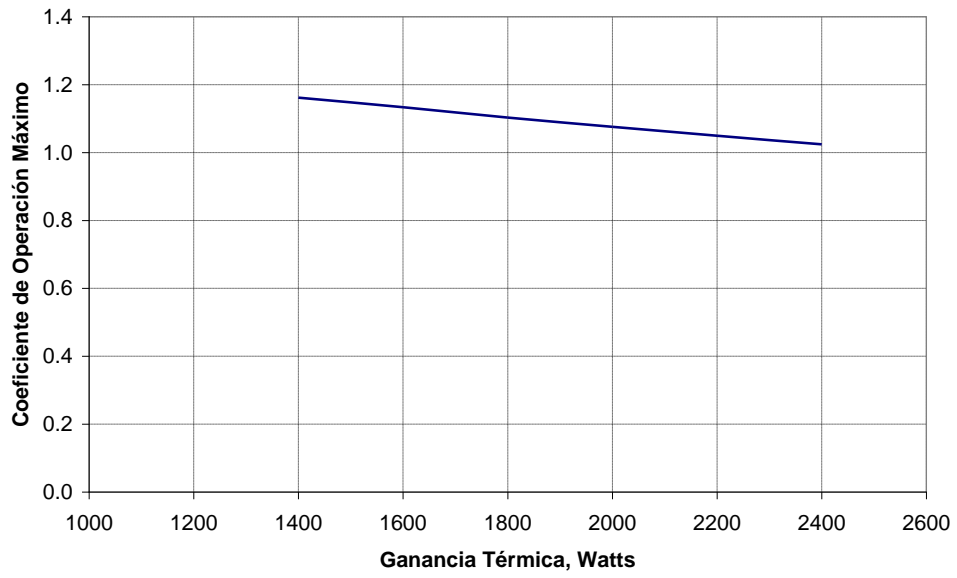


Figura 2.7. Coeficiente de operación máximo como función del calor suministrado.
Caso con L mínimo y $G = 0.036$ kg/s

*In every branch of knowledge
the progress is proportional to the amount of facts on which to build,
and therefore to the facility of obtaining data.*

James Clerk Maxwell (1831-1879)

Capítulo 3

Diseño y descripción del sistema experimental

El presente capítulo describe el diseño del sistema físico que se utilizó para la parte experimental del trabajo. Se exponen algunas consideraciones generales para el sistema y particulares para cada uno de sus elementos, así como la instrumentación utilizada. El Anexo VIII presenta gráficamente el proceso de construcción y algunos detalles complementarios.

3.1. Descripción general

El prototipo para el trabajo experimental se diseñó de acuerdo con una variante del concepto presentado en la figura 2.1. La variante consiste básicamente en conectar directamente el evaporador con el condensador, sin variar la sección, con lo cual se evitan pérdidas de calor y de energía mecánica. Esta es la principal razón para haber generado esta nueva geometría. La figura 3.1 muestra un bosquejo del equipo utilizado. El funcionamiento es idéntico, y sólo cambia la geometría en que el aire húmedo caliente pasa directamente del evaporador al condensador sin tener de por medio un ducto recolector que si existiera implicaría una redistribución del aire en la cámara del condensador, y pérdidas de calor y de energía mecánica en el camino. Por otro lado, dado que en el modelo matemático se requiere un valor conocido para el gasto de aire, G , se optó por una geometría que contara con un impulsor de aire controlable y con medios para medir ese gasto. El sistema, conceptualmente, podría funcionar por convección natural, lo cual cambiaría sustancialmente el modelo matemático.

La siguiente descripción tiene como referencia la figura 3.1:

- El agua por desalinizar se suministra en el modelo a partir del tinaco que se encuentra arriba a la izquierda en la figura. En el prototipo experimental el tinaco provee una presión constante para controlar el flujo de agua, así como una temperatura casi constante durante las corridas experimentales.
- Esa agua de mar entra al intercambiador de calor dentro del condensador, donde se precalienta a la vez que enfría el aire en el interior del sistema.

- El agua sale del condensador a través de un rotámetro donde se hace la medición del gasto de agua en litros por minuto.
- El agua pasa, en el modelo experimental, a través de un banco de resistencias que le proveen calor, que simula lo que en un modelo posterior será un campo de colectores solares. En esta región el agua alcanza su máxima temperatura.
- El agua caliente se alimenta al evaporador, donde entra en contacto con el aire y se evapora hasta llevarlo a la máxima humedad absoluta que permitan la geometría del evaporador y las condiciones termodinámicas del sistema aire-agua.
- Lo que sobra de agua, que no se evapora al escurrir por el sustrato del evaporador, sale por donde se indica con el término “salmuera”, con una concentración ligeramente mayor de sales.
- El aire opera en un ciclo cerrado, movido por un pequeño impulsor. El aire, cuya humedad absoluta es máxima al salir del evaporador, pasa inmediatamente al condensador, donde se enfría al contacto con éste. En el proceso de enfriamiento el aire cede tanto calor sensible como latente, al condensar el agua. Este enfriamiento pone al aire húmedo muy por debajo de las condiciones de saturación, que es lo que provoca la condensación del agua y, por tanto, la disminución de la humedad *absoluta* del aire (aunque su humedad *relativa* sea del 100% a la salida del condensador).
- El agua condensada sale por la parte baja del condensador.

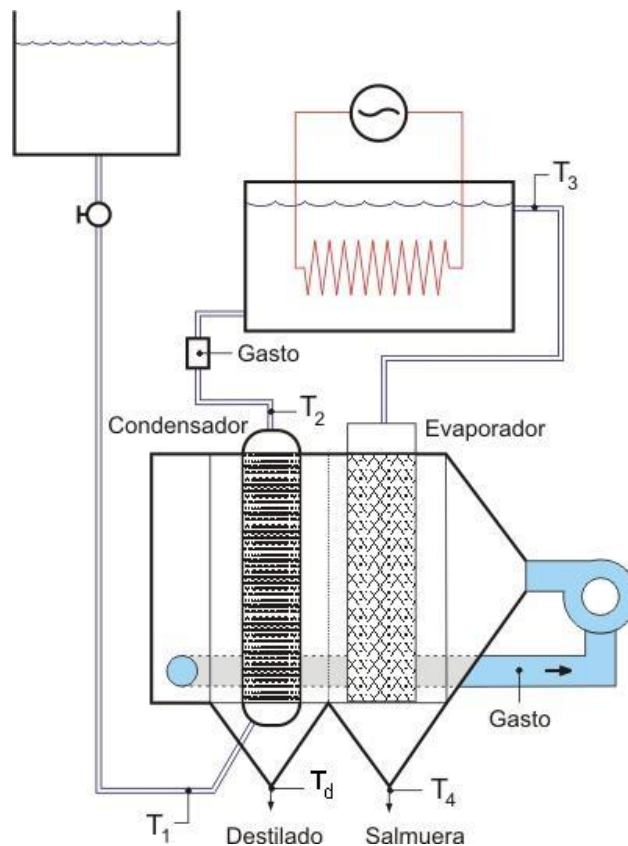


Figura 3.1. Bosquejo del sistema experimental.

Algunas de las restricciones adoptadas para este primer prototipo fueron:

- La potencia de entrada de calor nominal es de 2000W, que prácticamente constituye la “dimensión característica” del sistema.
- La sección del evaporador es de 12” x 12” (30.5 cm de lado), para aprovechar las dimensiones comerciales del material que se usó como sustrato para este elemento.
- Lo anterior determina la sección conveniente para el condensador, también de 12” x 12” (30.5 cm de lado).

3.2. Evaporador

La sección del evaporador se construyó de lámina de hierro galvanizado calibre 22, con las dimensiones mostradas en la figura 3.2. La parte superior tiene una sección para un distribuidor de la salmuera sobre el sustrato del evaporador, con la intención de repartir su flujo uniformemente. Después de analizar diversas alternativas presentes en el mercado, se escogió para el sustrato del evaporador el material conocido como Friocel²⁹. La entrada de aire es a través de un tubo de cloruro de polivinilo (PVC) con perforaciones laterales que arrojan el gas hacia la cara opuesta al Friocel, con objeto de lograr un efecto de mampara redistribuidora. El bloque de Friocel queda recargado sobre una ceja de 1 cm de ancho que provee una especie de sello para evitar que el aire se pase directamente a la sección del condensador sin pasar a través del sustrato del evaporador. La parte baja del evaporador tiene dos pequeñas mamparas que hacen las veces de represas, para evitar posibles flujos de salmuera hacia el área de condensación de agua destilada. Todo el evaporador se aisló con espuma de poliestireno de 5 cm de espesor.

El Friocel tiene un área específica (el valor “*a*” del modelo matemático) de $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (el Anexo VI describe el proceso de medición de este dato). El bloque de Friocel especificado tiene las dimensiones siguientes: ancho: 30.5 cm, alto: 30.5 cm, largo: 15.3 cm, lo que equivale a un volumen total de $V = 14.2 \times 10^3 \text{ cm}^3 \approx 0.0142 \text{ m}^3$. Aplicando el factor de área, se tiene: $(0.0142 \text{ m}^3)(300 \text{ m}^2/\text{m}^3) = 4.27 \text{ m}^2$ como área total de evaporación.

3.3. Condensador

El elemento central del condensador es un intercambiador de calor aire-agua, en el que el líquido pasa por el interior de los tubos, mientras que el aire pasa por entre las aletas. El material de los tubos es latón y el de las aletas es cobre. Los tanques cabezales del intercambiador también son de latón. El intercambiador tiene 57 aletas horizontales y 105 tubos verticales. El área de intercambio de calor es 3.50 m^2 . El Anexo VII muestra el modo de determinación de este dato.

²⁹ Para más detalles véase el Anexo VI y las imágenes del Anexo VIII.

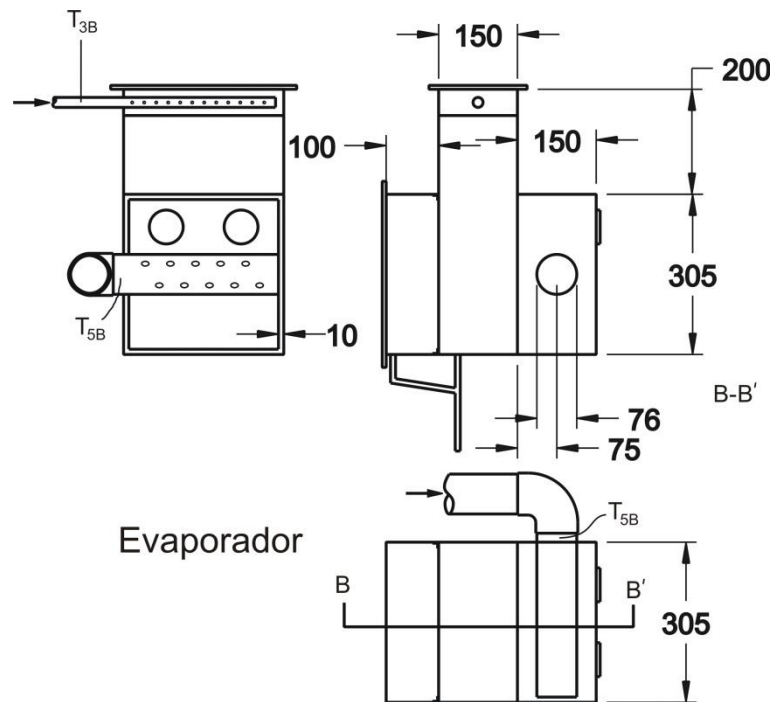


Figura 3.2. Dimensiones del evaporador. Acotaciones en mm.

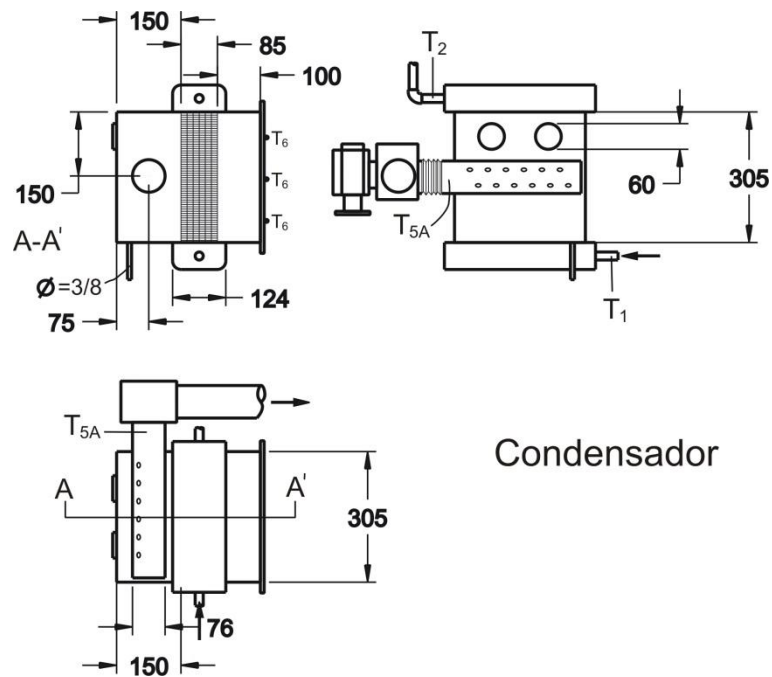


Figura 3.3. Dimensiones del condensador. Acotaciones en mm.

Alrededor del intercambiador de calor se construyó la carcasa del condensador, de las dimensiones mostradas en la figura 3.3. El material empleado es lámina de hierro galvanizado calibre 22. La salida de aire es un tubo de PVC de dimensiones y arreglo similar al del evaporador, perforado lateralmente con la misma lógica, de succionar el aire desde el lado opuesto al intercambiador, con objeto de dispersar en lo posible una succión directa proveniente de cierta área del intercambiador.

En la parte baja de la carcasa existen dos salidas para el agua destilada, una ubicada antes y otra después del intercambiador, desde el punto de vista del flujo de aire. El elemento condensador se aisló completamente con espuma de poliestireno de 5 cm de espesor.

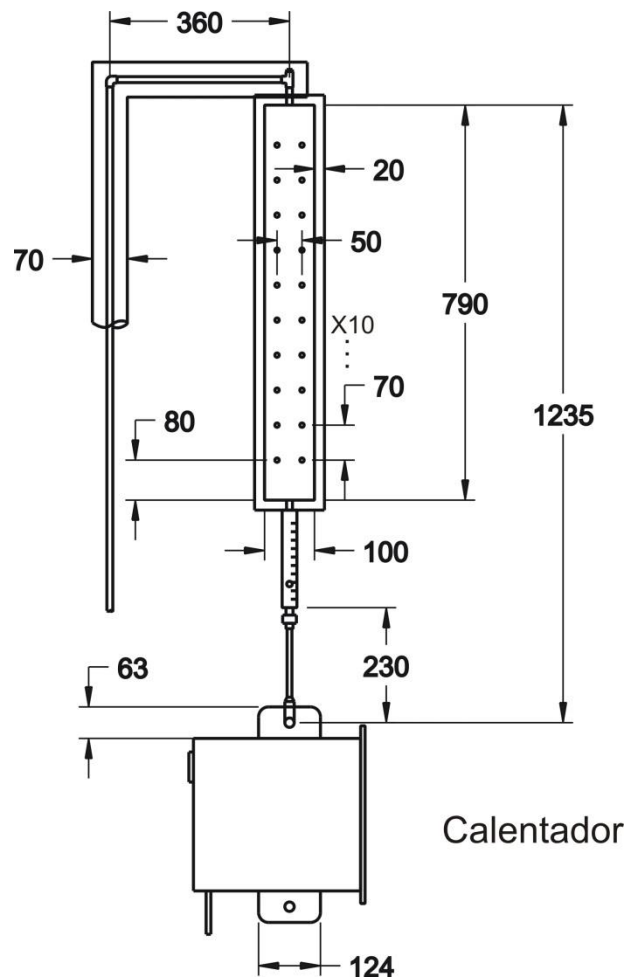


Figura 3.4. Dimensiones del calentador. Acotaciones en mm.

3.4. Calentador

Con el calentador se sustituye y simula físicamente lo que en una etapa posterior será un colector o un campo de colectores solares. Por esta razón se construyó con diez resistencias de 50, 100 y 300 W nominales, con objeto de poder graduar la potencia entregada, desde 0 hasta 2150 W, en incrementos de 50 W, para en el futuro simular un día solar variando la entrada de potencia en función del tiempo.

Con objeto de minimizar las pérdidas de calor y dado que el flujo en el calentador es de abajo hacia arriba, se colocaron en la parte baja las resistencias de menor potencia y en la parte alta las de 300 W, para que el recorrido del agua después de pasar por éstas, fuera el menor posible. Entonces, de abajo hacia arriba hay una resistencia de 50 W, le siguen tres de 100 W y las seis restantes son de 300W. Estos valores de potencia son nominales; los fabricantes se dan un buen margen de tolerancia, por lo que en la práctica experimental siempre es necesario medir el voltaje y la corriente consumida, para lograr la potencia deseada mediante las diversas combinaciones de resistencias. La tabla 3.1 muestra algunas combinaciones de resistencias para entregar al sistema desde 50 W hasta 2150 W en incrementos de 50 W nominales, equivalentes a 1/43 de la potencia máxima.

Tabla 3.1. Ejemplos de potencias térmicas que se pueden suministrar al sistema mediante las combinaciones de resistencias, para simular un día solar. Todos los datos en watts.

300										✓	✓
300										✓	✓
300										✓	✓
300									✓	✓	✓
300									✓	✓	✓
300						✓	✓	✓	✓	✓	✓
100								✓	✓	✓	✓
100				✓	✓					✓	✓
100		✓	✓	✓	✓						✓
50	✓		✓		✓		✓				✓
Total:	50	100	150	200	250	300	350	400	1000	2000	2150

El calentador consiste en un tanque de sección cuadrada que aloja al tren de diez resistencias, con las dimensiones mostradas en la figura 3.4. Este elemento se construyó con lámina de acero inoxidable 304 de calibre 18. Un lado completo del tanque es removible con objeto de poder cambiar las resistencias y dar mantenimiento a la unidad. Éste se construyó con una placa de acero inoxidable 304 calibre 16. El calentador se colocó verticalmente, junto con un panel de interruptores para controlar la entrada de energía a las resistencias.

3.5. Sistema completo

La figura 3.5 muestra el ensamble del evaporador con el condensador, junto con el impulsor y el ducto que los une. Entre el evaporador y el condensador existe un “codo” de 45° que permite dotar al condensador de una inclinación, necesaria para facilitar el escurrimiento del agua condensada. En el ducto que conduce el aire se colocó un anemómetro de hélice para medir la velocidad de este gas, considerando que el gasto de aire es constante en todo el sistema. El aire, como se ha explicado, trabaja en un ciclo cerrado.

La figura 3.6 muestra el esquema del sistema completo, en el que además de los elementos anteriores aparece la ubicación del rotámetro que se emplea para medir el flujo de agua. Además, entre las carcasas del evaporador y del condensador se colocó una malla de plástico con tejido de 1 cm de apertura, que permitió ubicar con cierta precisión un conjunto de termopares para medir la temperatura del aire húmedo en cinco puntos entre ambos elementos.

Los dibujos no muestran una pequeña pendiente que debe darse a todo el sistema para que el destilado escurra en la dirección en la que se ubican las extracciones de agua. En la práctica esto se hizo inclinando el sistema completo ya montado en su estructura.

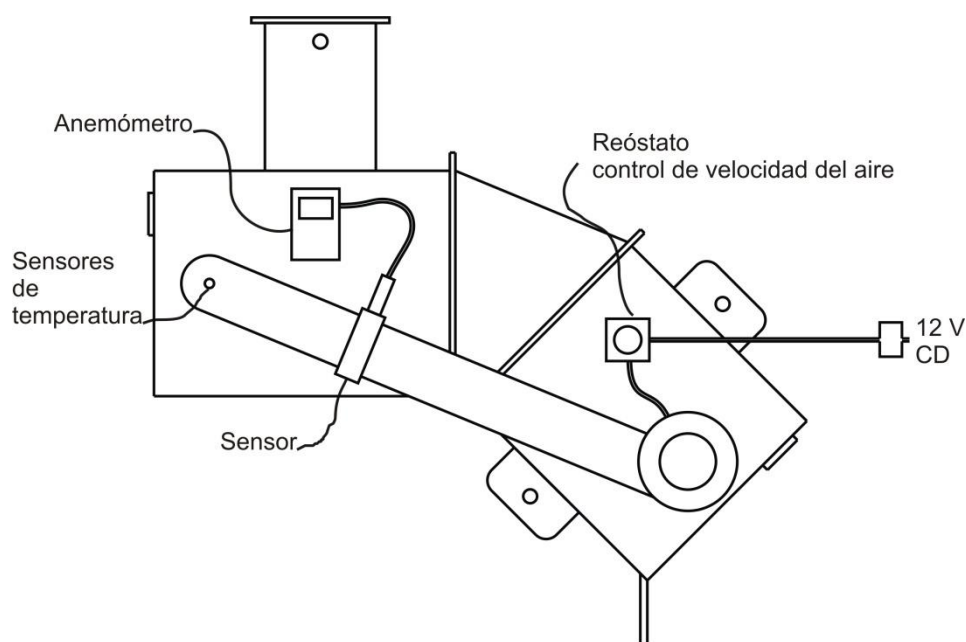


Figura 3.5. El sistema de evaporador (lado izquierdo) y condensador (lado derecho) y posiciones de diversos accesorios.

El sistema tiene una purga de aire en la parte alta del cabezal del condensador, dado que por la inclinación es posible que se acumule aire que impida el flujo natural del agua entre los tubos. La temperatura del agua sufre un incremento en el condensador en ocasiones de hasta 30°C, lo cual hace que si se parte de agua saturada de oxígeno (u otros gases), se desprendan burbujas en el interior de los tubos del condensador, las cuales van llenando de aire el cabezal superior.

Termopares. Se emplearon termopares tipo T (cobre-constantán) de la marca Omega.

Adquisidores de datos. Los adquisidores son específicos para termopares, de la marca Measurement Computing, modelo USB-TC, de ocho canales. Se están utilizando dos adquisidores con objeto de tener disponibles hasta dieciséis canales. Cada uno de estos adquisidores tienen dos sensores internos de temperatura, de alta precisión, que se usan como referencia para los termopares, con lo que se elimina la necesidad de un pozo frío.

Software. Para el manejo de los adquisidores se utilizaron los programas *Instacal* y *TracerDAQ Pro*, ambos de Measurement Computing. *Instacal* tiene la función de establecer las condiciones de trabajo de los adquisidores en relación con los sensores utilizados, así como para la verificación de su funcionamiento y calibración. *TracerDAQ Pro* es la versión profesional del software para adquisición de datos, que permite manejar hasta 32 canales simultáneos, de diferentes tipos de variables, especificar los tiempos y frecuencias de muestreo, manejar la apariencia de las gráficas, así como exportar los datos para su procesamiento mediante otras herramientas.

Fuente de poder. Para controlar con precisión el gasto de aire se empleó una fuente de poder de la marca BK Precision, modelo 1627A. El motor que mueve el impulsor de aire se alimentó mediante esta fuente y se obtuvieron resultados reproducibles, según se muestra en el Anexo XI.

La figura 3.7 muestra el prototipo experimental en operación. Frente al sistema, en la parte baja de la fotografía se aprecian los dos adquisidores de datos, colocados sobre la fuente de poder que se usó para controlar con precisión la velocidad del impulsor de aire.



Figura 3.7. El prototipo desalinizador en funcionamiento experimental.

*It is a capital mistake to theorize before one has data.
Insensibly one begins to twist facts to suit theories,
instead of theories to suit facts.*

Sherlock Holmes
A Scandal in Bohemia
[Arthur Conan Doyle (1859-1930)]

Capítulo 4

Gráficas y análisis de resultados teóricos y experimentales

El prototipo descrito en el capítulo anterior se utilizó para realizar experimentos con tres objetivos: a) estudiar la factibilidad de la humidificación y deshumidificación de aire para destilar agua, b) conocer, observar y analizar el comportamiento del sistema y c) calibrar el modelo matemático con objeto de tener una herramienta analítica para su estudio más detallado. El presente capítulo se divide en cinco partes: una evaluación empírica del prototipo experimental; la obtención de los parámetros del modelo a partir de resultados experimentales; la comparación de los resultados obtenidos experimentalmente con los que produce el modelo matemático; un breve análisis de lo que implicaría la variación de los parámetros del modelo respecto de los valores existentes y, por último, la comprobación de algunas hipótesis incorporadas en el modelo matemático.

4.1. Evaluación del prototipo experimental

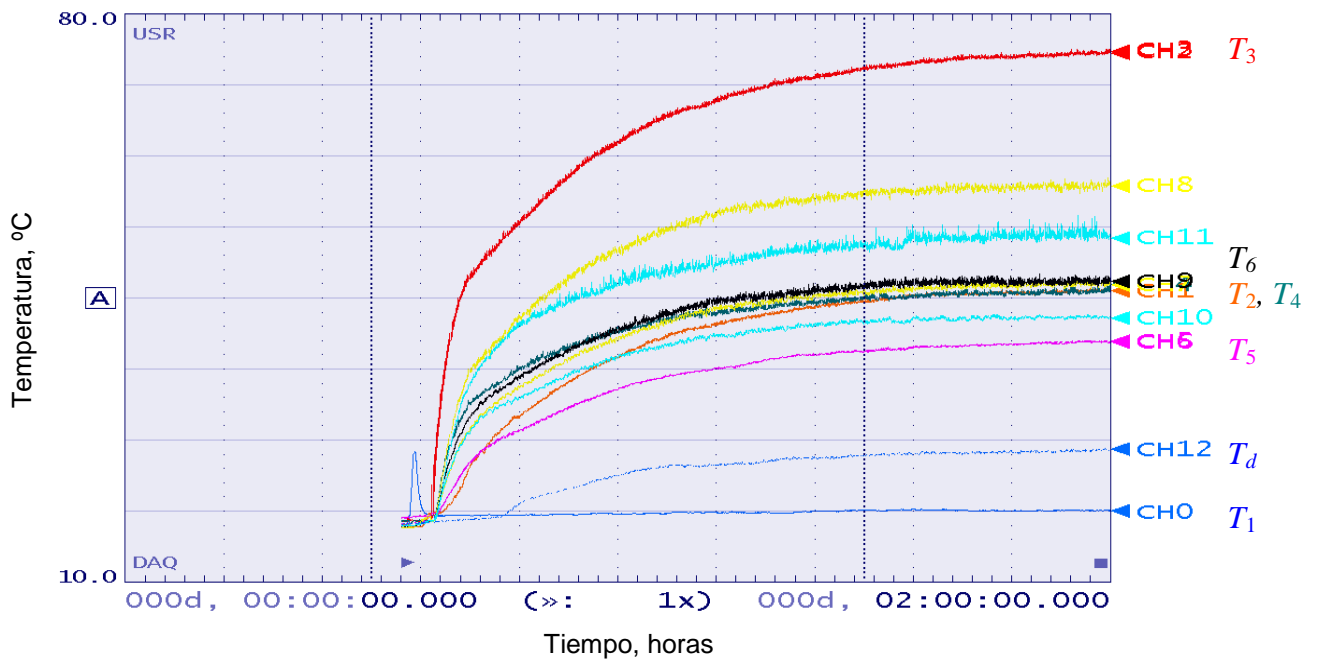
Evaluación preliminar

Desde las primeras pruebas experimentales se observó lo que puede intuirse desde el diagrama de la figura 2.1 y del modelo matemático: que todas las variables están muy interrelacionadas y la variación de una de ellas produce diversos tipos de retroalimentación, por lo que un estudio con condiciones cambiantes a lo largo del tiempo se dejó fuera del alcance del presente trabajo. Se decidió, pues, hacer las corridas manteniendo todas las condiciones controlables fijas, hasta llegar al estado cuasi estacionario. El Anexo IX contiene la rutina de arranque y mediciones.

El prototipo experimental cuenta con 13 termopares instalados en diversos puntos, que corresponden a las temperaturas del modelo matemático según la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Correspondencia entre los canales del registrador y las temperaturas del modelo matemático.

Canal del Registrador	Ubicación del Termopar	Temperatura del Modelo
CH0	Agua: entrada al condensador	T_1
CH1	Agua: salida del condensador	T_2
CH2	Agua: salida del calentador	T_3
CH3	Agua: entrada al evaporador	
CH4	Agua: salida del evaporador	T_4
CH5	Aire: salida del condensador	T_5
CH6	Aire: entrada al evaporador	
CH7	Aire: cuadrante superior izquierdo	T_6
CH8	Aire: cuadrante superior derecho	
CH9	Aire: centro del ducto	
CH10	Aire: cuadrante inferior izquierdo	
CH11	Aire: cuadrante inferior derecho	
CH12	Salida del destilado	T_d

**Figura 4.1.** Registro de las temperaturas en una corrida típica³⁰.
Se recomienda referirse a la figura 3.1, de la página 48.

³⁰ Corrida 091231A, con un gasto de agua de 1.0 LPM, 10.9 m/s de velocidad del aire, 2000 W nominales de entrada de calor (2048 W promedio observados) y una producción de 2.61 L/h de destilado al llegar al estado estacionario.

Algunas de las temperaturas del modelo matemático se miden en el prototipo en más de un punto. Esto se hizo con el fin de evaluar la posible existencia de pérdidas de calor o de obtener un dato promedio, como se explica enseguida.

La figura 4.1 muestra el registro de los 13 termopares a lo largo de una corrida típica, tal como se obtiene gráficamente del software TracerDAQPro. El eje horizontal representa el tiempo. La corrida se hizo a lo largo de dos horas. Cada división en este eje corresponde a 200 segundos. El eje vertical muestra las temperaturas en grados centígrados. Para mayor claridad se recomienda referirse a la figura 3.1, de la página 46.

Los sensores de los canales 2 y 3 se instalaron para evaluar posibles pérdidas entre la salida del calentador y la entrada de agua caliente al evaporador. De la gráfica anterior puede observarse que dichas pérdidas son despreciables, dado que los dos conjuntos de datos se sobreponen (curva superior, de color rojo) y este comportamiento se obtuvo en todas las corridas.

El mismo fenómeno ocurre con los canales 5 y 6 que se usan para medir la temperatura del aire a la salida del condensador e inmediatamente antes de la entrada al evaporador (curva rosa, por encima de la del canal 12), que en el modelo matemático corresponden a una sola temperatura: T_5 . El hecho de que este comportamiento se obtuvo normalmente significa que las pérdidas en el ducto del aire son también despreciables.

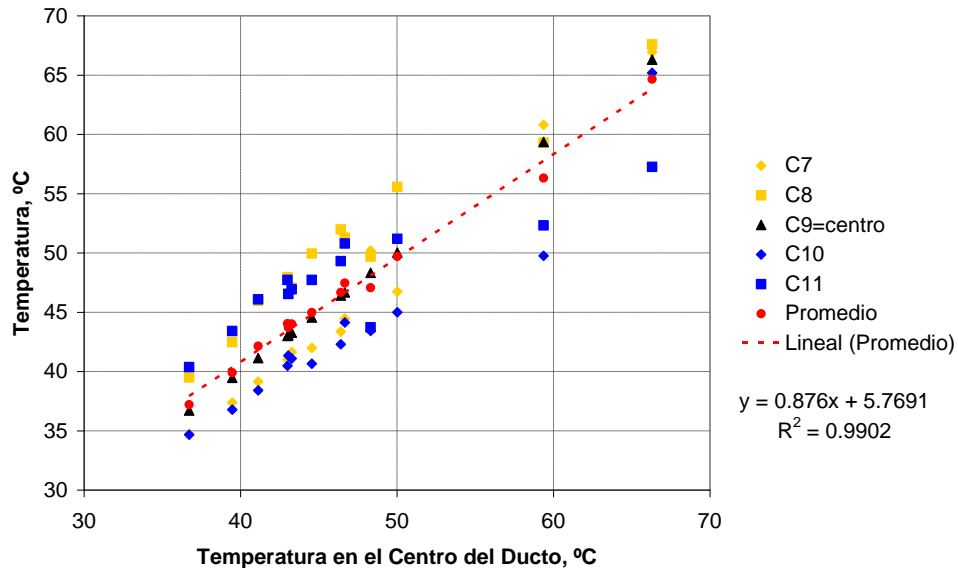


Figura 4.2. Temperaturas observadas en los canales 7 a 11 en función de la temperatura en el centro del ducto (canal 9).

La figura 4.2 muestra los resultados de un conjunto de corridas, en condiciones diferentes, con cuyos datos se analizó el comportamiento de las temperaturas en el ducto mencionado. El eje horizontal es la temperatura en el centro del ducto (canal 9) y el eje vertical corresponde a las cinco temperaturas observadas, más el promedio de ellas. Se encontró que, aunque siempre hay una dispersión de temperaturas, entre 5 y 10 °C, la temperatura promedio de todas puede

usarse como una representación de la tendencia general. Un tema pendiente para trabajo posterior es evaluar si vale la pena introducir un dispositivo homogeneizador del flujo, tanto en función de mejorar la producción de destilado, como de la concordancia con el modelo matemático. La parte final del Anexo VIII muestra algunas posibilidades para este dispositivo.

La figura 4.1 también muestra que la idea de haber colocado un tinaco de 400 L como una gran reserva de agua para ser suministrada a una temperatura constante, funcionó razonablemente bien (ver figura 3.6). La temperatura de entrada, medida a través del canal 0 (CH0), permanece razonablemente constante a lo largo de toda la corrida de dos horas.

Productividad de agua destilada

El objetivo del equipo experimental y del presente trabajo es la producción de agua destilada. Por esta razón resulta interesante el dato de la productividad, previa e independientemente de la concordancia con el modelo matemático.

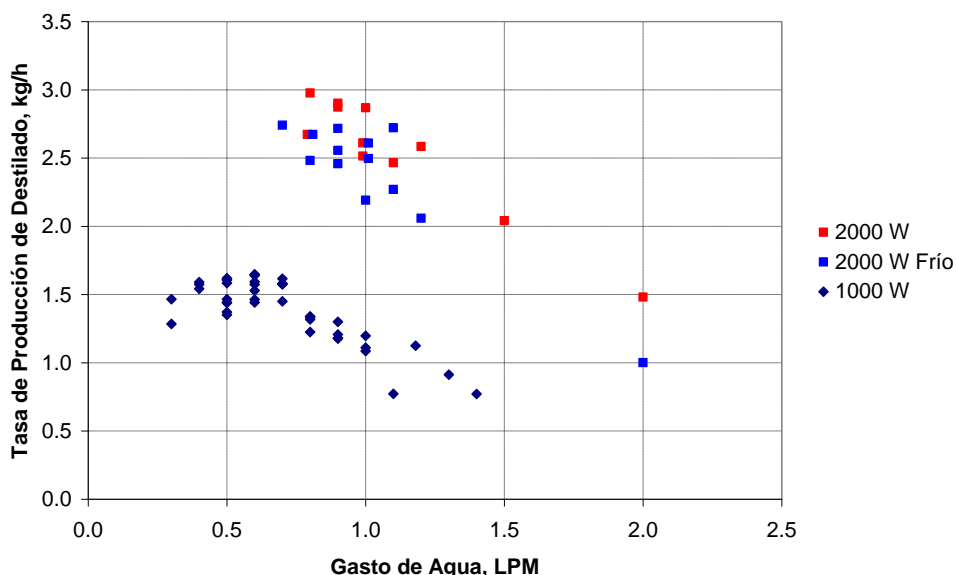
Las corridas experimentales se realizaron en dos grupos, el primero aplicando 1000 W nominales de calor suministrado y el segundo aplicando 2000 W. Se encontró que las dos variables que más influyen sobre la productividad de agua destilada son el nivel de calor suministrado y el gasto de agua.

Para la experimentación en esta etapa se utilizó agua dulce, dada la observación empírica de que todas las propiedades térmicas del agua de mar involucradas en el modelo matemático son similares a las del agua pura. El proyecto se realizó en Guadalajara, lejos de fuentes naturales de agua salina. Aunque es posible “sintetizar” agua de mar mediante cloruro de sodio, mediante sal marina o mediante fórmulas o recetas existentes [Kester, et al., (1967)], los problemas de corrosión e incrustaciones mencionados en el apartado 1.3, junto con la similitud de propiedades térmicas, indujeron a que la experimentación con agua salina se dejara para una etapa posterior. La tabla 4.2 muestra una comparación entre las propiedades térmicas del agua dulce y las de agua de mar. Los datos están reportados a 50°C y considerando una concentración de sales de 3.0%. Aunque en el modelo matemático sólo se requieren la capacidad calorífica, C_p , la presión de vapor, P^o y el calor de vaporización, ΔH_{vap} , se muestran también otras propiedades que pueden influir en el comportamiento térmico del sistema. Las propiedades térmicas del agua de mar tienden a tener valores menores que los del agua pura, y la diferencia expresada porcentualmente respecto de las propiedades del agua pura en general es menor al 3%.

La figura 4.3 muestra la tasa de producción de agua destilada como función del gasto de agua aplicado, en litros por minuto (LPM), para las dos familias de corridas con diferentes niveles de calor suministrado.

Tabla 4.2. Comparación de algunas propiedades térmicas del agua marina con las del agua dulce, a 50°C y 3.0% de salinidad [Sharqawy, *et al.*, (2010)].

Propiedad	Agua dulce	Agua marina	Diferencia Porcentual
Presión de vapor, P^o , kPa	12.351	12.135	-1.75%
Densidad, kg/m^3	988.0	1010.3	2.26%
Calor de vaporización, ΔH_{vap} , kJ/kg	2382.0	2310.5	-3.00%
Capacidad calorífica, C_p , J/(kg °C)	4180.6	4034.1	-3.50%
Conductividad térmica, J/(s m °C)	0.641	0.639	-0.31%

**Figura 4.3.** Tasa de producción de destilado vs. gasto de agua, para corridas con 1000 y de 2000 W de calor suministrado.

Los datos correspondientes a 2000 W muestran una mayor dispersión. Una posible explicación de esa mayor dispersión es como sigue. La temperatura de entrada del agua y la temperatura ambiente no son controlables en el sistema experimental. Algunas de las corridas a 2000 W se realizaron en condiciones ambientales de temperaturas muy bajas en comparación con las demás (durante el invierno de 2009-2010). Los resultados de esas corridas en ambiente frío se indicaron con un símbolo diferente (2000 W Frío). En la gráfica se observa que los datos de cada color se agrupan con una tendencia propia, con menor dispersión que el conjunto completo de 2000 W.

El modelo matemático predice una mayor tasa de producción de destilado a menor gasto de agua. Esto se debe a que, para una entrada de calor dada, a menor gasto de agua se logran mayores temperaturas. Como la presión de vapor aumenta drásticamente con la temperatura, al aumentar ésta se logra incorporar mucho más vapor en el aire. Sin embargo, la experiencia

mostró que hay dos limitantes para operar el sistema con gastos de agua muy bajos: a) la imposibilidad de mojar toda el área disponible del evaporador y b) el riesgo de alcanzar la temperatura de ebullición. Cuando el agua ebulle en la zona del calentador, disminuye aún más el agua disponible para escurrir por el evaporador, agravando el efecto mencionado en el inciso anterior.

La familia de puntos a 1000 W de la figura 4.3 muestra que con un gasto de agua menor a 0.7 LPM la tasa de producción de destilado no sigue aumentando. Hay que considerar que el área del evaporador es de 4.2 m^2 . Como no se conoce el tiempo de retención en el evaporador, no hay datos para estimar el espesor de la película de agua. Sin embargo, es razonable la hipótesis de que en condiciones de bajo gasto de agua el área efectiva de evaporación disminuye, es decir, no se distribuye en toda el área disponible. Si se quiere estudiar el sistema en condiciones de gastos de agua muy pequeños, es necesario mejorar el sistema de distribución de agua en el evaporador.

Por otro lado, si el gasto de agua es muy pequeño, el calor suministrado en el calentador puede hacer que se alcance la temperatura de ebullición. Esto tampoco es deseable, debido a que todo el concepto del sistema supone que no hay ebullición. Si se fuera a trabajar en condiciones de ebullición, las técnicas de MED y MSF son más eficientes que la de HD.

Dada una entrada de calor, \dot{Q} , mediante la ecuación $\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$ es posible calcular el gasto de agua, \dot{m} , que llegaría a condiciones de ebullición para una temperatura de entrada del agua. La figura 4.4 muestra los mismos datos de la anterior, junto con la condición calculada para la ebullición. Este cálculo se hizo considerando una temperatura de entrada de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ y una temperatura de ebullición de $96 \text{ }^\circ\text{C}$ (que es la que se observa en Guadalajara, es decir, con una $\Delta T = 71 \text{ }^\circ\text{C}$). Además, se tomó en cuenta la recuperación de calor en el condensador.

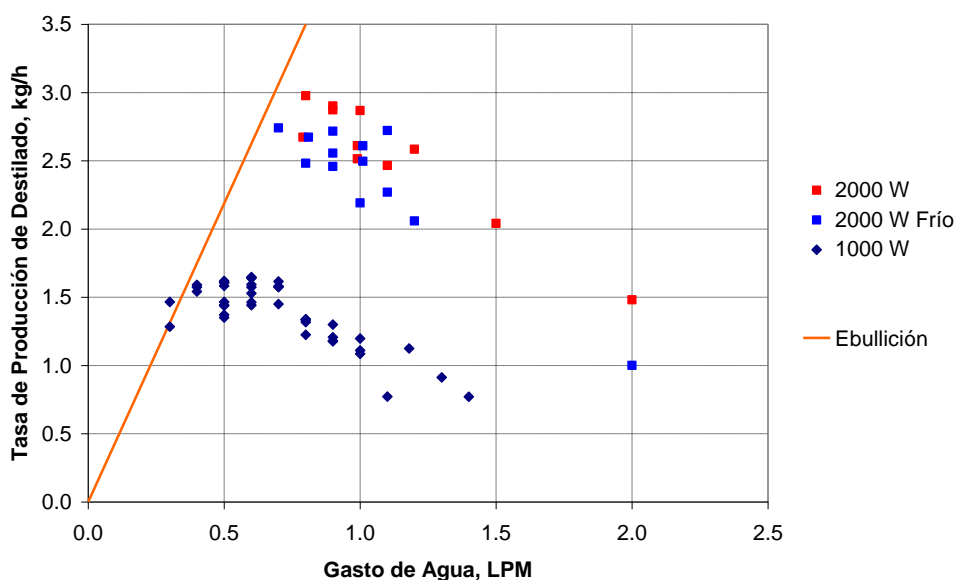


Figura 4.4. Región de ebullición en las condiciones experimentales.

Esta gráfica muestra otra característica del sistema: a medida que el suministro de calor aumenta, se desvanece la posibilidad de tener flujos de agua tan pequeños que no mojen bien el evaporador. En el caso de los datos a 2000 W, no se pudieron hacer corridas con un gasto de agua menor a 0.7 LPM, porque las condiciones se acercaban mucho a las de ebullición, por lo que no se llega a la zona de datos horizontales que aparece en las corridas a 1000 W.

Recuperación de calor

El propósito del condensador del sistema es la recuperación del calor de condensación del agua. Es posible evaluar la magnitud de esa recuperación del calor usando los datos experimentales. Esto se realizó de la siguiente manera: el calor recuperado se manifiesta por el incremento de temperatura del agua de enfriamiento a través del condensador, es decir, su incremento de la temperatura T_1 a la temperatura de salida T_2 . Entonces,

$${}_1Q_2 = LCp(T_2 - T_1) \quad (4.1)$$

donde ${}_1Q_2$ indica el calor recuperado por unidad de tiempo entre la entrada y la salida del condensador, en watts.

Por otro lado el agua destilada se obtiene debido a que el vapor cede su calor de condensación. Por tanto, el agua obtenida tiene un valor energético que puede calcularse a partir de la tasa de producción de destilado, multiplicada por el calor de vaporización del agua a la temperatura del condensador:

$$Q_d = D \Delta H_{vap} \quad (4.2)$$

donde Q_d es el valor energético equivalente del volumen de agua destilado por unidad de tiempo, en watts.

La figura 4.5 muestra el resultado de los cálculos anteriores para un conjunto de corridas con niveles de calor suministrado de 1000 y de 2000 W. Las abscisas muestran los cálculos obtenidos mediante la ecuación (4.2) y las ordenadas muestran el dato correspondiente calculado mediante la ecuación (4.1). La línea diagonal sólo indica donde la abscisa es igual a la ordenada, como referencia para facilitar la lectura de la gráfica (no es producto de una correlación).

Nótese que los valores de ${}_1Q_2$ y Q_d provienen de mediciones físicas *diferentes e independientes entre sí*. Se observa que, en efecto, el destilado al condensarse entrega un calor que es eficientemente recuperado como un precalentamiento del agua. El calor recuperado es incluso superior al valor energético del agua calculado como se estableció en la ecuación (4.2), debido a que el condensador capta además el calor sensible del enfriamiento del aire, que aunque pequeño, es medible. Considerando la magnitud típica de la disminución de temperatura del aire a través del condensador (alrededor de 10 °C), junto con su gasto másico y su capacidad calorífica, el calor recuperado *al enfriar el aire* puede estimarse en 100 a 200

W, lo cual explica que los puntos de ${}_1Q_2$ estén ubicados por encima de la diagonal de la figura 4.5.

La figura 4.5 también muestra que es posible recuperar una cantidad de calor similar al calor externo que se suministra: la parte superior de la nube de puntos de corridas con 1000 W de calor suministrado muestra una recuperación alrededor de 1000 W, mientras que la parte superior de la nube de datos a 2000 W, muestra una recuperación alrededor de este valor. Dicho en otras palabras, se encontraron condiciones en las que el calentamiento del agua desde T_1 hasta su entrada al evaporador, a T_3 , consistió 50% en la recuperación de calor (de T_1 a T_2) y 50% en el calor externo añadido (de T_2 a T_3).

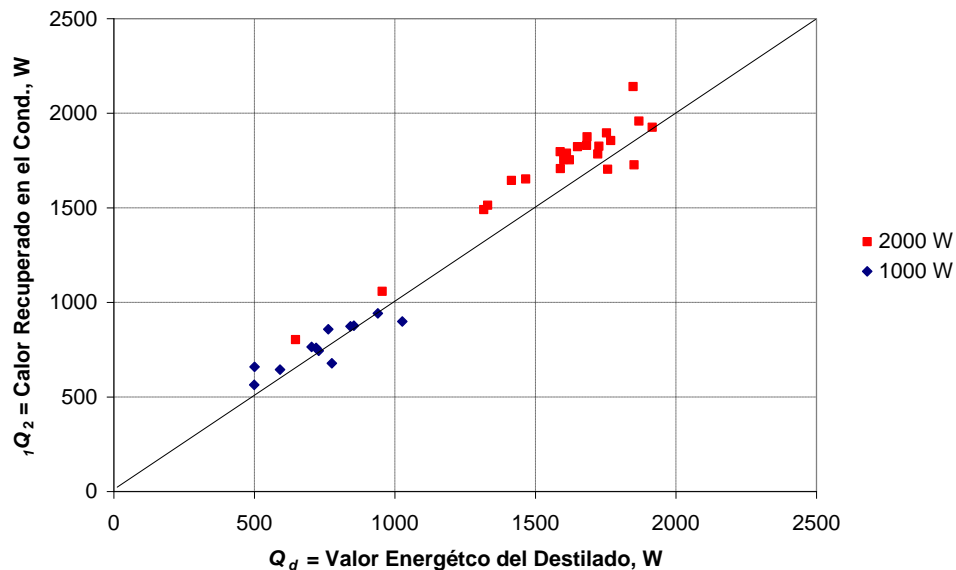


Figura 4.5. Calor recuperado en el condensador como función de la producción de destilado en términos energéticos.

Coefficiente de operación y flujos de energía

La figura 4.3 muestra que con la misma cantidad de calor añadido es posible obtener productividades de agua destilada muy diferentes. Es interesante saber qué ocurre con los flujos de energía en diversos casos.

Para calcular el coeficiente de operación se empleó la ecuación (2.39). Como se mencionó en la parte final del Capítulo 2, debido al proceso de recuperación de calor es posible encontrar condiciones en las que el coeficiente de operación, definido con esa ecuación, resulte mayor que la unidad. Empíricamente no resultó trivial encontrar esas condiciones, pero esta situación no sólo es posible sino deseable.

Las figuras 4.6 y 4.7 muestran coeficientes de operación obtenidos en corridas a 1000 y 2000 W nominales, respectivamente. Para los experimentos de la figura 4.6 no se midió la potencia

térmica suministrada en cada caso sino que el cálculo se hizo únicamente con el valor nominal de 1000 W. La figura 4.7 se obtuvo a partir de mediciones de cada dato necesario.

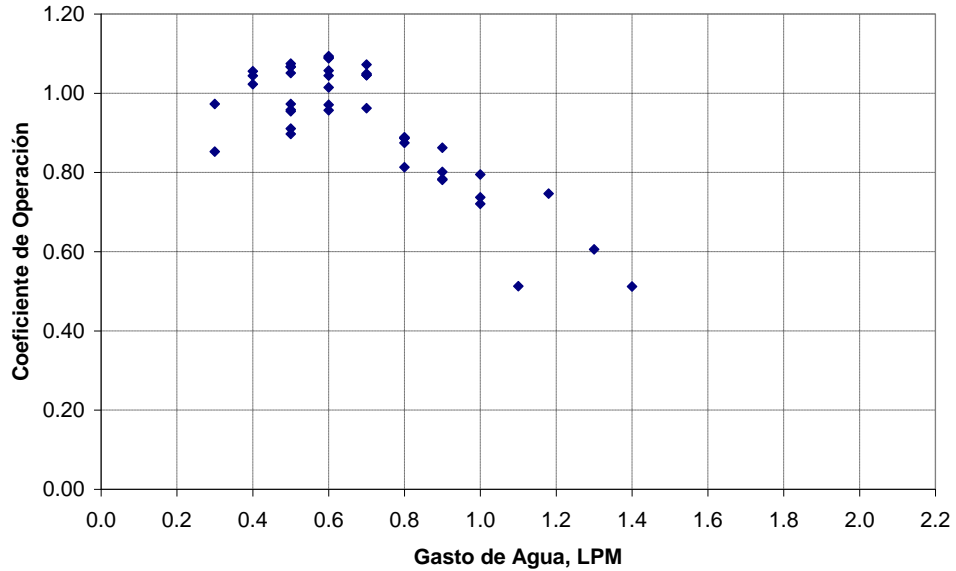


Figura 4.6. Coeficiente de operación como función del gasto de agua, L , en corridas con 1000 W nominales³¹.

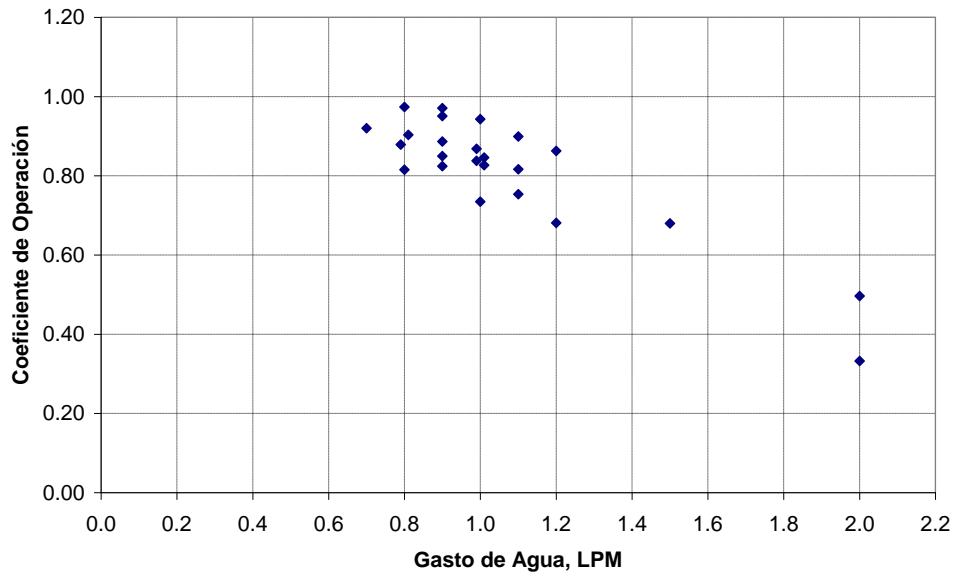


Figura 4.7. Coeficiente de operación como función del gasto de agua, L , en corridas con 2000 W nominales.

³¹ Los datos de esta gráfica se obtuvieron con el consumo de energía nominal (1000 W), es decir, no se midió la potencia consumida en cada caso.

En cuanto a las tendencias generales, la información muestra esencialmente lo mismo que la figura 4.3. La figura 4.6 muestra valores de coeficientes de operación mayores a la unidad, pero aunque esto es posible, debe tomarse con reservas debido a lo mencionado en el párrafo anterior.

La figura 4.8 muestra tres casos de la familia de corridas a 2000 W nominales. Las diferencias entre corridas se deben principalmente al gasto de agua: 0.8, 1.0 y 2.0 LPM respectivamente de arriba hacia abajo.

Las barras de la izquierda muestran el origen del calor. De abajo hacia arriba:

- Calor recuperado, calculado con la ecuación (4.1).
- Calor externo, calculado con el producto de las mediciones de voltaje y corriente.

Las barras del lado derecho muestran a dónde va ese calor. De abajo hacia arriba:

- Producción de destilado, es decir, calor latente, Q_d , calculado con la ecuación (4.2).
- Calor sensible que sale con el destilado, calculado con $q = DC_p(T_d - T_1)$.
- Calor sensible que sale con la salmuera, calculado con $q = (L - D)C_p(T_4 - T_1)$.
- Pérdidas de calor al ambiente, calculadas con la diferencia necesaria para completar el balance.

Como se infiere de las ecuaciones anteriores, se tomó como referencia para los balances la temperatura de entrada de agua al sistema T_1 , para cuantificar las salidas de calor sensible.

Se observa que cuando el gasto de agua es alto disminuyen la producción de destilado y la recuperación de calor (que varían en forma concomitante, como se vio en la sección anterior), y el sistema se convierte prácticamente en un calentador de salmuera para luego desecharla. Aun así, el caso de más abajo en la figura 4.8 corresponde aproximadamente a la eficiencia de operación de un destilador de caseta en buenas condiciones.

Las figura 4.9 y 4.10 muestran también los calores de origen y destino, respectivamente, para cuatro corridas de la familia de 2000 W nominales, realizadas en condiciones ambientales similares y variando únicamente el gasto de agua, L . La figura 4.9 muestra (en rojo) que a todas las corridas se les suministró aproximadamente la misma cantidad de calor, pero la cantidad de calor recuperado varía, y parece haber un óptimo para éste en el gasto de alrededor de 1.0 LPM.³²

Sin embargo, la figura 4.10 muestra que la producción de destilado disminuye siempre al aumentar el gasto de agua, y el óptimo aparente en la recuperación de calor se traduce en un máximo de pérdida de calor por la salmuera rechazada.

Como puede verse en las figuras 4.8 a 4.10, la pérdida de calor por la salmuera rechazada es el aspecto más importante a considerar en un futuro rediseño del equipo.

³² Es obvio que estas afirmaciones no son generalizables; se refieren al sistema en estudio y a las condiciones de operación específicas.

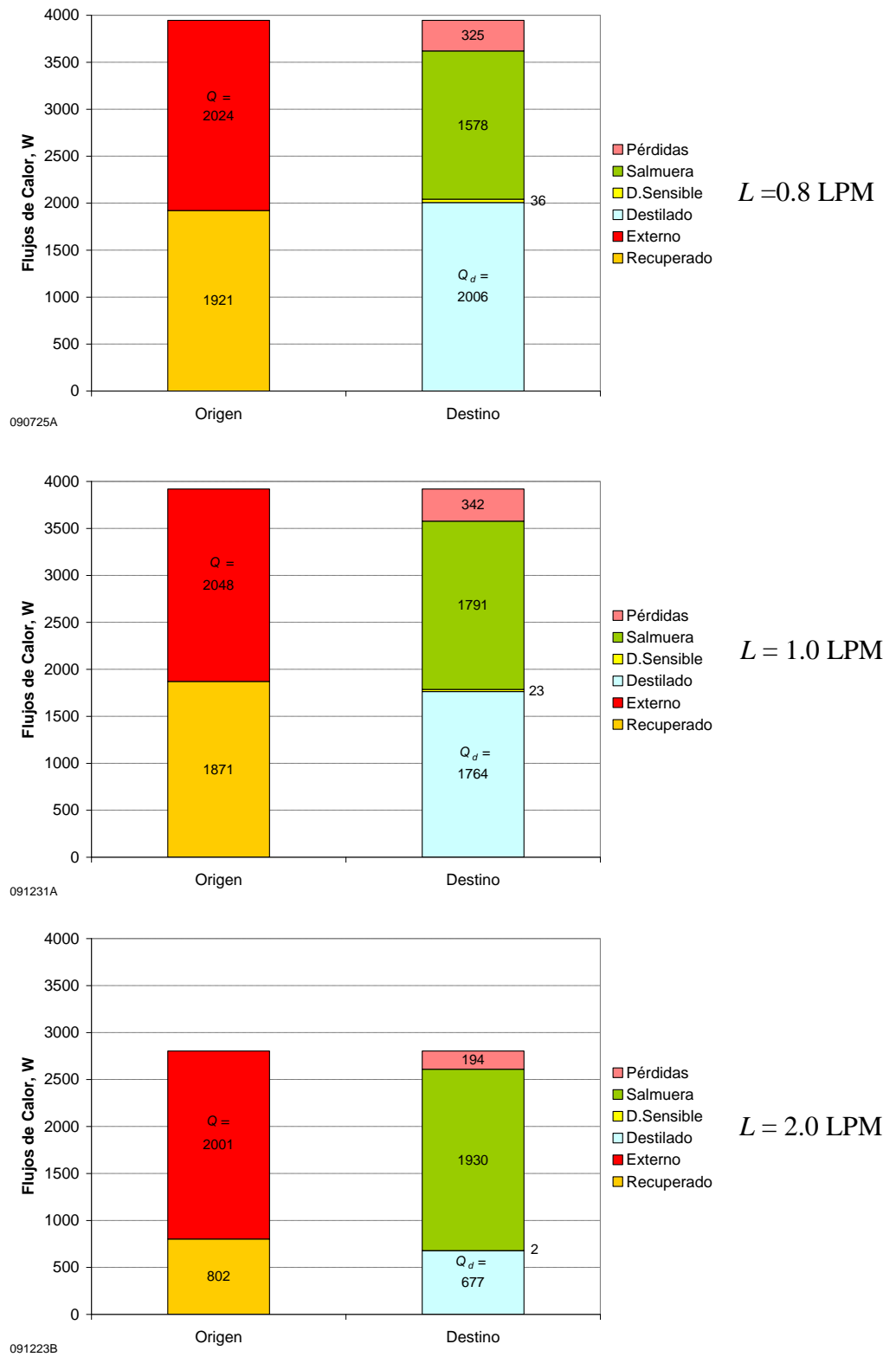


Figura 4.8. Flujos de calor en tres condiciones de operación. Las barras de la izquierda muestran el origen del calor y las de la derecha el efecto producido, para los casos: $L = 0.8$ LPM, $L = 1.0$ LPM y $L = 2.0$ LPM

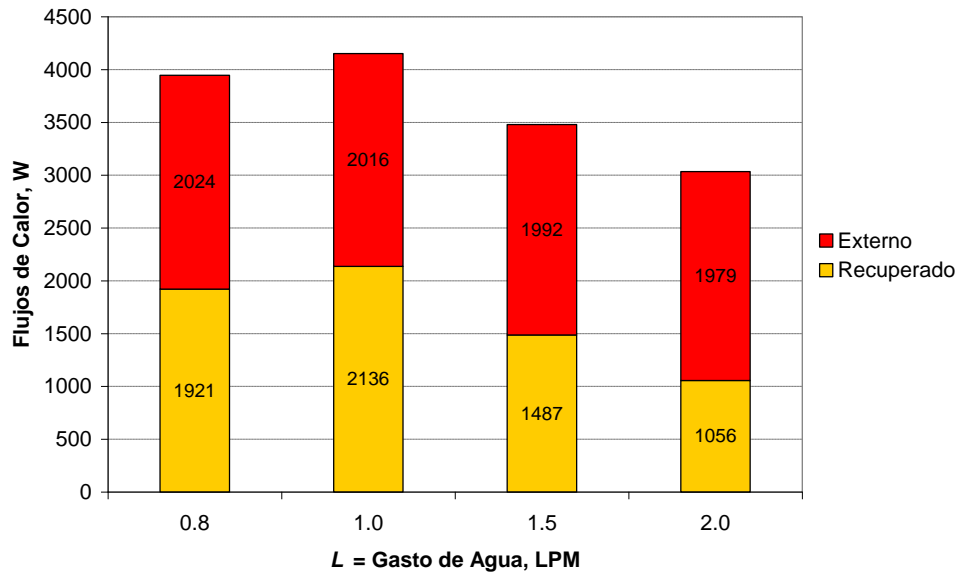


Figura 4.9. Comparación de los calores externo y recuperado para casos similares excepto en el gasto de agua.

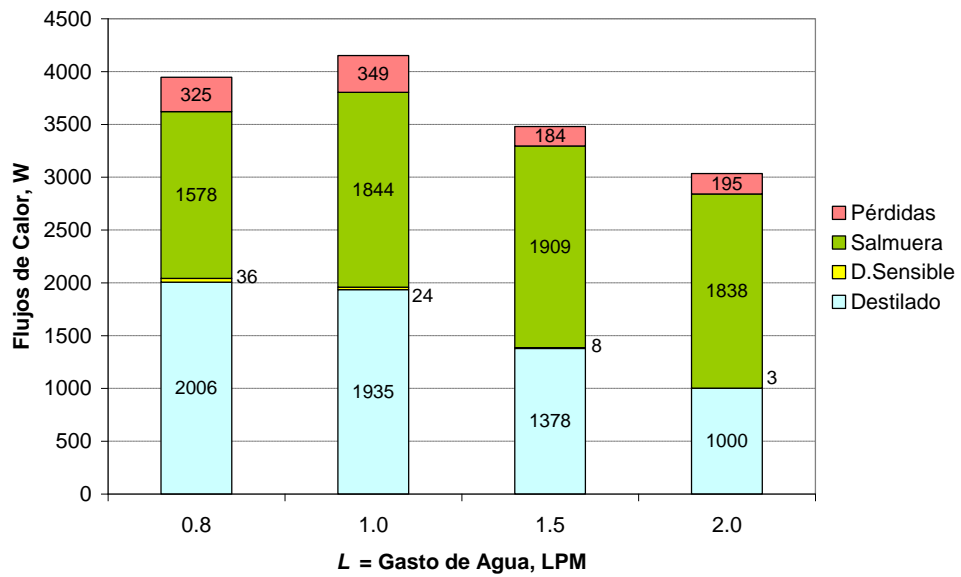


Figura 4.10. Comparación de los flujos de calor que salen del sistema, más la producción de destilado, para los mismos casos de la figura anterior.

4.2. Cálculo de los parámetros

El modelo matemático expuesto en el Capítulo 2 requiere cuatro parámetros obtenidos experimentalmente:

- el factor de humedad, f ,
- el coeficiente global de pérdidas de calor del sistema, U_{perd} ,
- el coeficiente global de intercambio de calor en el condensador, U_{cond} , y
- el coeficiente de transferencia de masa en el evaporador, K .

Los cálculos para obtener estos parámetros se realizaron como se expuso en la sección 2.5. Para ello es necesario procesar los datos obtenidos como se expone enseguida.

Conversión de los datos del agua

El gasto de agua se midió con un rotámetro, en litros por minuto (LPM), pero para los cálculos se requiere el dato en kilogramos por segundo (kg/s). La conversión se hizo utilizando la siguiente expresión para la densidad del agua como función de la temperatura, y se utilizó la temperatura a la salida del condensador, T_2 , que es donde está ubicado el rotámetro. El Anexo X muestra la información de donde se obtuvo esta ecuación. La densidad del agua utilizada fue:

$$\rho_{agua} = 2 \times 10^{-5} T^3 - 6 \times 10^{-3} T^2 + 215 \times 10^{-2} T + 1000 \quad (4.3)$$

donde:

ρ_{agua} = densidad del agua en kg/m³.

T = temperatura en °C.

Para expresar el gasto másico, L , en las unidades deseadas son necesarias las siguientes conversiones:

$$\left(\frac{\text{L}}{\text{min}} \right) \left(\frac{\text{m}^3}{1000 \text{ L}} \right) \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(\frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right) = \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.4)$$

Entonces, la lectura del rotámetro, simbolizada por “LPM” se convierte a “L” (kg/s), mediante las siguientes operaciones:

$$L = \frac{\rho_{agua} \text{ LPM}}{60000} \quad (4.5)$$

En las condiciones experimentales, la densidad varió entre 983.9 y 997.0 kg/m³. Combinando esto con las lecturas del rotámetro, los gastos másicos de agua variaron entre 0.013 y 0.033 kg/s.

Conversión de los datos del aire

El gasto de aire se mide mediante un anemómetro de hélice insertado en el ducto que va del condensador al evaporador y abarca completamente la sección de este ducto. Por tanto, la lectura obtenida es una velocidad (m/s), mientras que lo que requiere el modelo es un gasto másico de aire seco, en kg/s.

La práctica mostró que los anemómetros disponibles no son adecuados para las condiciones de humedad (saturación) y temperatura que se tienen en ese ducto, por lo que después de algunas horas de medición continua presentaban fallas. Sin embargo, se observó una excelente repetibilidad de la velocidad medida para cada voltaje aplicado al impulsor, por lo que se optó por registrar el voltaje aplicado, como base para el control de la velocidad del aire. Entonces, el dato registrado para la velocidad fue el potencial eléctrico aplicado al motor del impulsor. Para hacer las conversiones necesarias se procedió de la siguiente forma: 1) calcular la velocidad del aire a partir del potencial aplicado al impulsor, 2) calcular el gasto volumétrico, 3) calcular el gasto másico y 4) calcular el gasto másico del aire seco.

- Cálculo de la velocidad del aire a partir del potencial aplicado al impulsor. Se hicieron diversas corridas para medir la velocidad del aire en función del potencial eléctrico aplicado al impulsor. Estas corridas se hicieron con diversos gastos de agua, debido a que el escurrimiento del agua por el evaporador induce una caída de presión a través de la columna de evaporación. El Anexo XI contiene más información. La correlación empleada para calcular la velocidad fue:

$$v = -0.0413V^2 + 1.6283V - 1.2091 \quad (4.6)$$

En esta ecuación V es el potencial aplicado al impulsor, en voltios, y v es la velocidad del aire en m/s. Una velocidad típica usada fue de 10.9 m/s, correspondientes a un potencial de 10.0 V aplicado al impulsor.

- Cálculo del gasto volumétrico del aire húmedo a partir de la velocidad. Este gasto, G_{vol} , se obtiene de multiplicar la velocidad por el área de la sección del ducto:

$$G_{vol} = v A_{ducto} \quad (4.7)$$

El ducto entre el condensador y el evaporador tiene un diámetro interno de 71 mm, por lo que su área es $A_{ducto} = 0.0040 \text{ m}^2$. Un gasto volumétrico típico fue de $0.043 \text{ m}^3/\text{s}$.

- Cálculo del gasto másico del aire húmedo a partir del volumétrico. Para esto se requiere la densidad del gas. Considerando el aire húmedo como gas ideal, su densidad puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$\rho_h = \frac{PM_h}{RT} \quad (4.8)$$

donde:

ρ_h = densidad del aire húmedo, kg/m³.

P = presión total, Pa.

M_h = masa molecular del aire húmedo, kg/mol.

R = constante del gas ideal, $R = 0.08205$ L atm/mol K.

T = temperatura, K.

Como los experimentos se hicieron en Guadalajara, que tiene una presión atmosférica promedio de 840 hPa, el valor utilizado para la presión en los cálculos fue $P = 84.0$ kPa. (Este dato no fue medido).

Para la ecuación (4.8) se requiere calcular la masa molecular del aire húmedo. Ésta se obtiene del promedio ponderado de la masa molecular del aire, M_{aire} , y del agua, M_{agua} , mediante la ecuación siguiente, en la que las cantidades de moles se expresan con n :

$$M_h = \frac{n_{aire}M_{aire} + n_{agua}M_{agua}}{n_{aire} + n_{agua}} \quad (4.9)$$

Como la medición se hace a la salida del condensador, el aire está saturado. Entonces, es posible calcular su humedad absoluta mediante la ecuación (2.3). La humedad se obtiene en unidades de masa de agua por unidad de masa de aire seco. Como la cantidad de moles es el cociente entre la masa y la masa molecular, entonces la cantidad de moles de agua en la unidad de masa de aire seco es:

$$n_{agua} = \frac{W}{M_{agua}} \quad (4.10)$$

Por otro lado, aplicando el mismo concepto, se calcula la cantidad de moles en un kilogramo de aire:

$$n_{aire} = \frac{m_{aire}}{M_{aire}} \quad (4.11)$$

Sustituyendo valores y empleando $M_{aire} = 0.028966$ kg/mol [Kuehn *et al.*, 2001, p.179], se tiene:

$$n_{aire} = \frac{1 \text{ kg}}{0.028966 \text{ kg/mol}} = 34.523 \text{ mol} \quad (4.12)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.11) y (4.13) en la (4.10), con $M_{agua} = 0.018016$ kg/mol [*idem*] se obtiene:

$$M_h = \frac{1+W}{34.523 + \left(\frac{W}{0.018016} \right)} \quad (4.13)$$

en la que el resultado se obtiene en kg/mol.

La humedad de saturación, W , es fuertemente dependiente de la temperatura. Esta propiedad se calculó mediante la ecuación (2.3). Las temperaturas a la salida del condensador (T_5) variaron en los diversos experimentos entre 25 y 55 °C. Entonces, los valores de humedad correspondientes variaron aproximadamente desde 0.04 hasta 0.12 kg/kg, que a su vez dieron lugar a masas moleculares del aire húmedo entre 28.5 y 27.0 g/mol.³³ Combinando esto en la ecuación (4.9) que también depende de la temperatura, dio como resultado densidades entre 0.97 y 0.83 kg/m³.

El gasto másico de aire húmedo, G_h , se obtiene de multiplicar la densidad por el gasto volumétrico:

$$G_h = \rho_h G_{vol} \quad (4.14)$$

Los valores manejados para esta variable estuvieron entre 0.042 y 0.036 kg/s.

- Cálculo del gasto másico de aire seco. Partiendo del gasto másico de aire húmedo, G_h , obtenido con el procedimiento anterior, y como para ello ya se conoce la humedad, es posible calcular el gasto másico de agua en fase vapor, aplicándole a G_h un factor que indique qué porción de la masa total del aire húmedo es agua. Este factor es $W/(1+W)$, por tanto:

$$G_{agua} = G_h \left(\frac{W}{1+W} \right) \quad (4.15)$$

donde G_{agua} es el gasto másico del vapor de agua en el aire húmedo, en kg/s. Entonces, el gasto másico de aire seco se calcula restando G_{agua} de G_h :

$$G = G_h - G_{agua} \quad (4.16)$$

Los gastos másicos de aire seco variaron en el intervalo de 0.031 a 0.041 kg/s en las corridas experimentales estudiadas.

Parámetros obtenidos

De las corridas experimentales se obtiene directamente el conjunto de temperaturas $\{T_2, T_3, T_4, T_5 \text{ y } T_6\}$, en el estado estacionario. Para llegar a ese estado es necesario haber medido (y controlado, dentro de lo posible) T_1, T_{amb} , así como el gasto volumétrico de agua y la velocidad del aire. Con los cálculos de las dos secciones anteriores se conocen los elementos

³³ Debido a que la masa molecular del agua es 2/3 de la del aire, a mayor humedad disminuye la masa molecular del aire húmedo y con ello disminuye también su densidad.

del conjunto $\{L, G, Q, T_1, T_{amb}\}$ y, por tanto, es posible utilizar las ecuaciones de la sección 2.5 para obtener el conjunto de parámetros $\{f, U_{perd}, U_{cond}, K\}$.

Para las corridas con una calor suministrado nominal de $Q = 2000$ W, manteniendo constante el gasto de aire, $G = 0.036$ kg/s (es decir, con un voltaje aplicado al impulsor = 10.0 V, según se explicó en el apartado inmediato anterior) y con valores para el gasto de agua, L , alrededor de 0.017 kg/s (1.0 LPM), se encontraron los siguientes parámetros:

Factor de humedad

La figura 4.11 muestra el factor de humedad, f , calculado con las ecuaciones (2.21) y (2.22), como función del gasto de agua (equivalentes a usar la ecuación (2.28)). El valor promedio obtenido es $f = 0.77$, y de la gráfica se observa que este valor es prácticamente constante y muestra poca dispersión. La desviación estándar observada para este conjunto de experimentos es de 0.031.

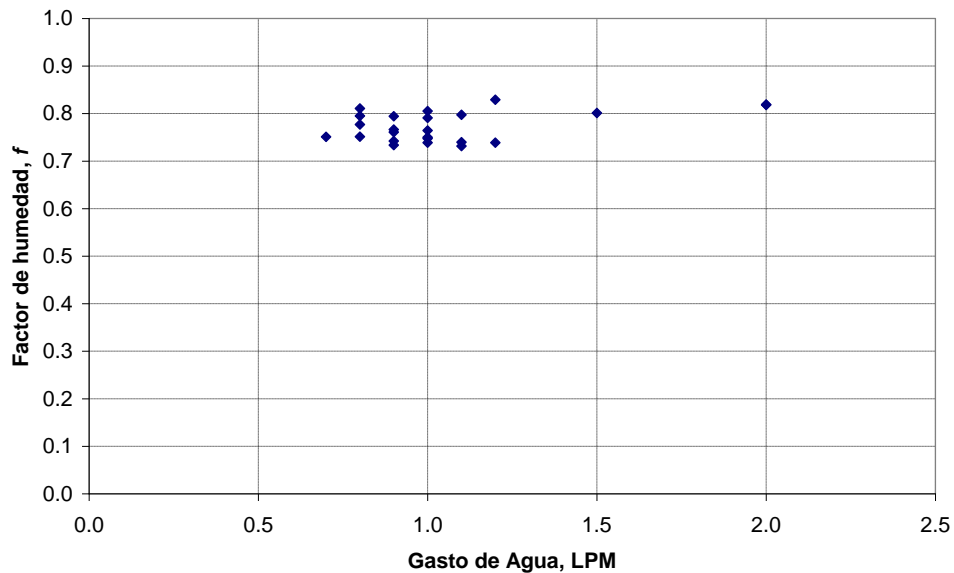


Figura 4.11. Factor de humedad obtenido como función del gasto de agua.

Coefficiente global de pérdidas de calor al exterior

La figura 4.12 muestra el coeficiente de pérdidas de calor al exterior, U_{perd} , obtenido simultáneamente con el valor de f para cada caso, mediante las ecuaciones (2.21) y (2.22), equivalentes a haber usado la ecuación (2.27), para un conjunto de experimentos bajo las condiciones descritas. Se observa que hay una gran dispersión en los datos encontrados, pero no se observa claramente una tendencia a variar como función del gasto de agua. El valor promedio es $U_{perd} = 3.27$ J/(m² s K), con una desviación estándar de 1.31 J/(m² s K).

Coefficiente global de transferencia de calor en el condensador

La figura 4.13 muestra el coeficiente global de transferencia de calor en el condensador, U_{cond} , calculado para cada caso con la ecuación (2.29). En forma similar a lo que ocurre con el coeficiente anterior, se observa una dispersión en los datos calculados (aunque menor que el anterior), pero no se observa una tendencia a variar con el gasto de agua. El valor empleado en los cálculos fue $U_{cond} = 56 \text{ J/(s m}^2 \text{ K)}$, a lo cual le corresponde una desviación estándar de $8.6 \text{ J/(s m}^2 \text{ K)}$.

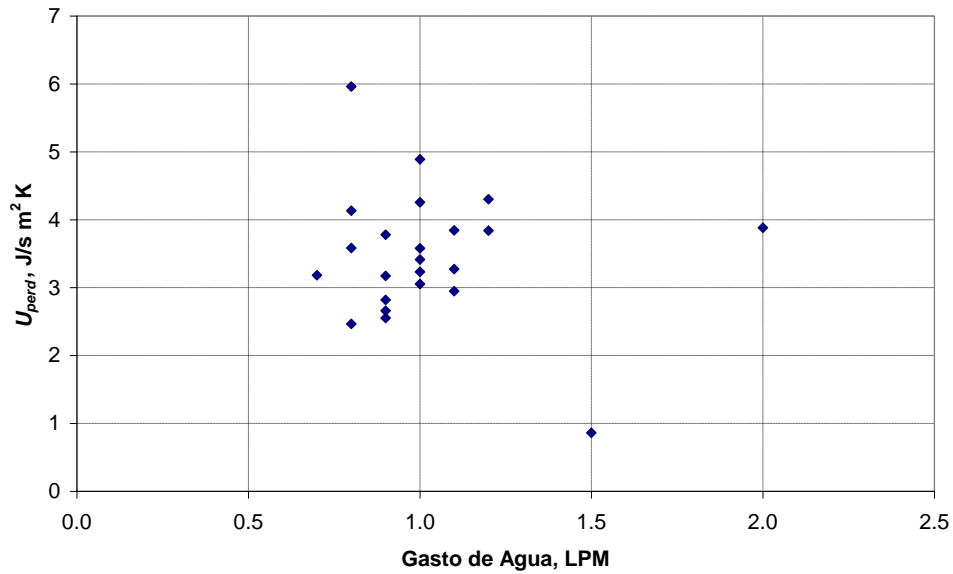


Figura 4.12. Coeficiente de pérdidas de calor al exterior para un conjunto de experimentos.

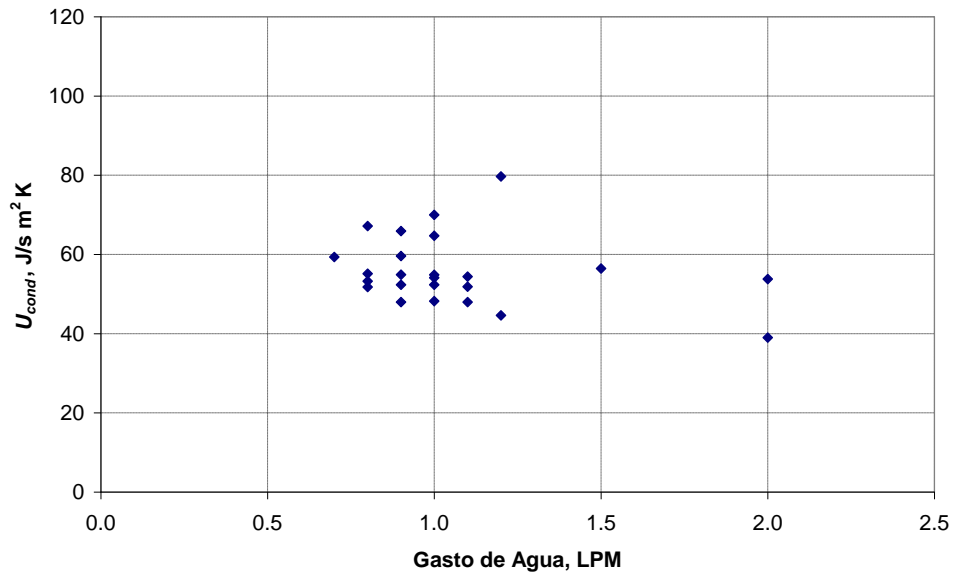


Figura 4.13. Coeficiente de transferencia de calor en el condensador para un conjunto de experimentos.

Coefficiente de transferencia de masa en el evaporador

La figura 4.14 muestra los valores del coeficiente de transferencia de masa en el condensador, K , calculados mediante la ecuación (2.30). A diferencia de los tres parámetros anteriores, este coeficiente muestra una fuerte dependencia con el gasto de agua: para las condiciones mencionadas su valor es casi nulo cuando el gasto de agua es del orden de 0.7 LPM y tiende a aumentar rápidamente conforme aumenta este gasto. El valor promedio encontrado fue $K = 0.0010 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, y debido al efecto de la dependencia entre ambas variables, su desviación estándar fue de $0.0007 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

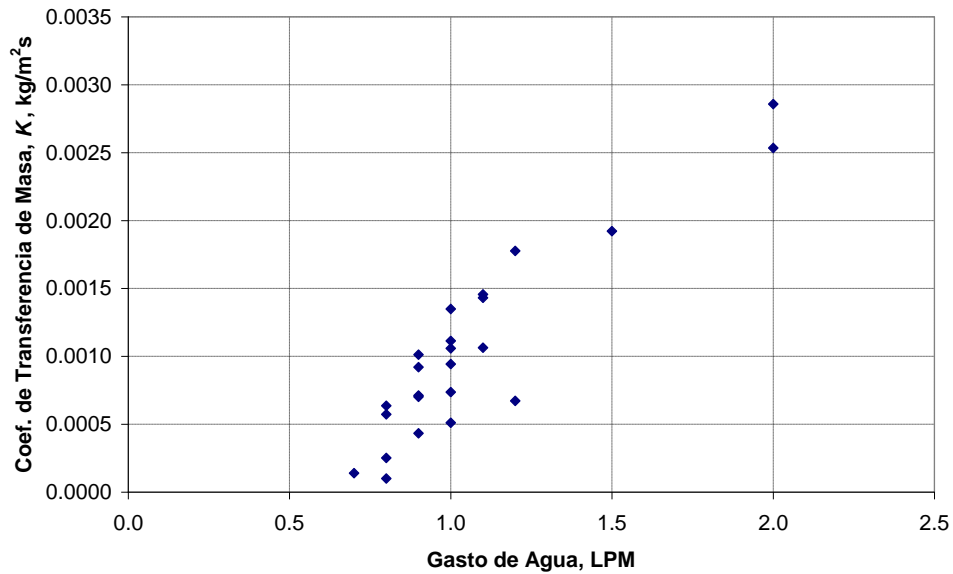


Figura 4.14. Coeficiente de transferencia de masa en el evaporador como función del gasto de agua.

La dependencia del coeficiente de transferencia de masa respecto del gasto de agua pone en duda uno de los supuestos del modelo matemático, consistente en que los parámetros son constantes. La dispersión mostrada por los coeficientes de transferencia de calor U_{perd} y U_{cond} , se debe al error experimental normalmente relacionado con la determinación empírica de este tipo de coeficientes, pero con base en las evidencias no parece inadecuado considerarlos constantes. En cambio, el coeficiente de transferencia de masa, tal como se está considerando en el modelo, no resulta constante de acuerdo con la evidencia experimental.

Como se expone al final de la sección 2.5 (*cfr.* ecuación 2.32 y su explicación), mediante el equipo y la técnica utilizados en el presente trabajo, siempre se mide *el efecto combinado* del coeficiente de transferencia de masa, K , el área específica del evaporador, a , y el volumen total del evaporador, V . Esto implica que teóricamente podría suceder que el valor de K sí permaneciera constante, y que lo que se estaría observando en los experimentos fuera una variación de alguno de los otros dos parámetros, a o V , que para el modelo también se supusieron constantes.

En particular, parece factible que al disminuir el gasto másico de agua no se logre mojar completa y homogéneamente el sustrato del evaporador. Si esto sucediera, se traduciría en una reducción del área efectiva para la evaporación. En el supuesto, mucho más defendible teóricamente, de que el volumen total efectivo del evaporador permanece constante, es posible que el efecto que muestra la figura 4.14 sea debido a que, aunque el valor del área física por unidad de volumen del sustrato tiene un valor determinado con cierta precisión, esta área no resulte completamente mojada cuando el gasto de agua es pequeño.

La figura 4.15 muestra un ajuste polinómico de segundo grado, aplicado a los datos de la figura anterior. La línea mostrada se describe con la ecuación siguiente:

$$K = -0.0007L^2 + 0.0037L - 0.0021 \quad (4.17)$$

donde:

K = coeficiente de transferencia de masa, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

L = gasto de agua en litros por minuto.

El ajuste de la ecuación (4.17) a los datos de la figura 4.14, mediante el método de mínimos cuadrados mostró un coeficiente de determinación $R^2 = 0.8432$.

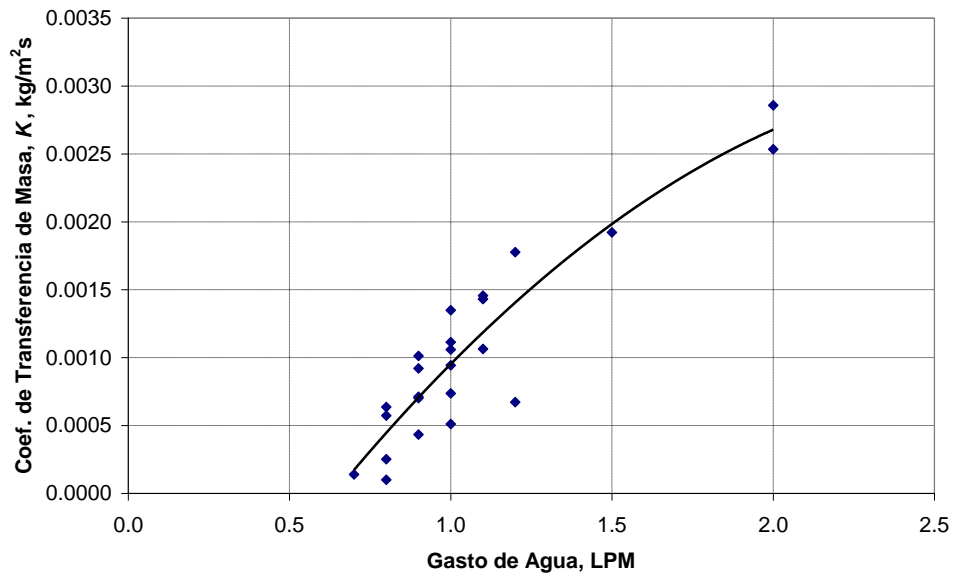


Figura 4.15. Correlación entre el coeficiente de transferencia de masa en el evaporador, K , y el gasto de agua en litros por minuto, de acuerdo con la ecuación (4.17).

4.3. Comparación entre el modelo matemático y los resultados experimentales

Para evaluar la calidad del modelo matemático respecto del comportamiento del prototipo experimental se procedió en tres etapas:

- Comparación de la tasa de producción de destilado calculada mediante el modelo matemático, a partir de las temperaturas observadas en diversos experimentos, con la tasa de producción de destilado medida.
- Comparación de las temperaturas calculadas mediante el modelo matemático, con las temperaturas observadas en los experimentos.
- Comparación de la tasa de producción de destilado calculada mediante el modelo matemático, a partir de las condiciones de operación, con la tasa de producción de destilado observada.

Tasa de producción de destilado a partir de las temperaturas observadas

Es posible calcular la tasa de producción de destilado que el equipo experimental debería desarrollar con cada conjunto de temperaturas, según el modelo matemático. Para esto se empleó el modelo del balance de masa compuesto por la ecuación (2.2), junto con las ecuaciones (2.3) para la humedad del aire saturado y (2.5) para la presión de vapor. En una primera etapa, con la intención de evaluar la calidad de este modelo, se calcularon las tasas de producción de destilado que corresponderían a las temperaturas observadas en el estado cuasi estacionario, para un conjunto de experimentos con calor suministrado nominal de $Q = 2000$ W, manteniendo constante el gasto de aire alrededor de, $G = 0.036$ kg/s (voltaje aplicado al impulsor = 10.0 V) y con valores para el gasto de agua, L , en los alrededores de 0.016 kg/s (1.0 LPM), con variaciones entre 0.013 kg/s (0.8 LPM) y 0.033 kg/s (2.0 LPM).

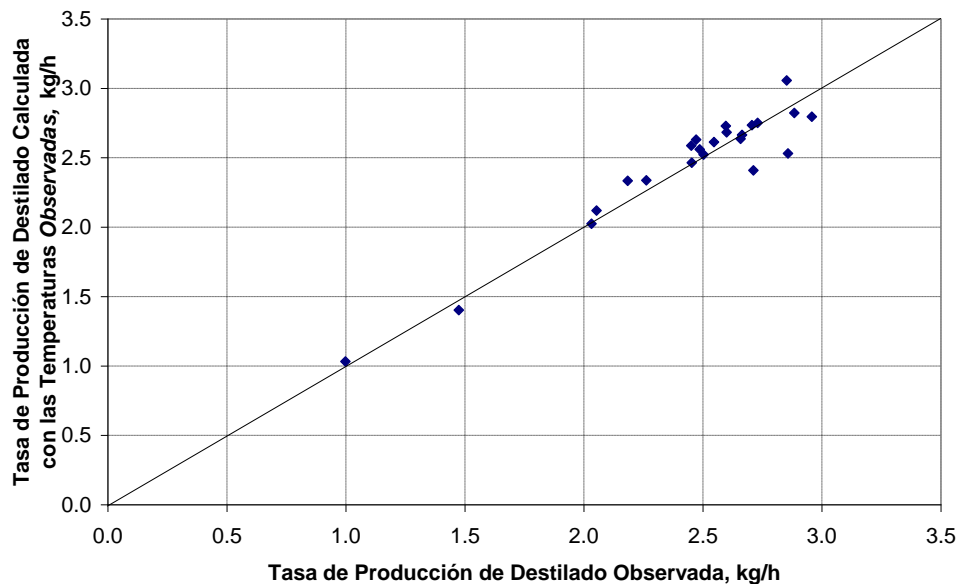


Figura 4.16. Tasa de producción de destilado calculada con las temperaturas observadas vs. tasa de producción de destilado observada.

La validez y confiabilidad de los modelos para la humedad del aire y de la presión de vapor se estudiaron previamente y se reportaron por Hermsillo (2007 b). La figura 4.16 muestra los resultados obtenidos para la tasa de producción de destilado calculada a partir de las

temperaturas observadas. El intervalo de valores de la gráfica es resultado de la variación del gasto de agua mencionado al final del párrafo anterior, más la variación de la temperatura ambiente, T_a , y la del agua de alimentación, T_1 , ambas medidas pero no controladas. La tendencia general de la figura 4.16 es aceptable, lo que muestra que el balance de masa, en combinación con las expresiones para la humedad absoluta y la presión de vapor, contenidas en el conjunto de ecuaciones (2.2), (2.3) y (2.5) funciona satisfactoriamente para el cálculo de la tasa de producción de destilado. Implícitamente se valida el uso del factor de humedad f . El coeficiente de determinación fue $R^2 = 0.7615$. La línea diagonal sólo indica dónde la abscisa es igual a la ordenada, como referencia para facilitar la lectura de la gráfica (no es producto de una correlación).

Comparación de las temperaturas calculadas y observadas

Dado un conjunto de condiciones de operación $\{Q, L, G, T_1, T_a\}$ teóricamente es posible calcular las temperaturas que el sistema alcanzará cuando llegue al estado estacionario. Utilizando el conjunto de parámetros $\{f, U_{perd}, U_{cond}, K\}$ reportados en la sección 4.2, se calcularon las temperaturas mediante el modelo matemático. La figura 4.17 muestra estas temperaturas calculadas, en las ordenadas, contra las temperaturas observadas en cada caso, en el eje de las abscisas. Considerando la complejidad del modelo y la dispersión de los valores de los coeficientes de transferencia de calor, los resultados obtenidos parecen razonables. Estos valores fueron obtenidos con el coeficiente de transferencia de masa constante, $K = 0.0010 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, y no considerando su variabilidad conforme a lo expuesto en la sección 4.2. Como en gráficas anteriores, la línea diagonal sólo indica dónde la abscisa es igual a la ordenada, como referencia para facilitar la lectura de la gráfica (no es producto de una correlación). El coeficiente de determinación en este conjunto de datos es de $R^2 = 0.8587$,

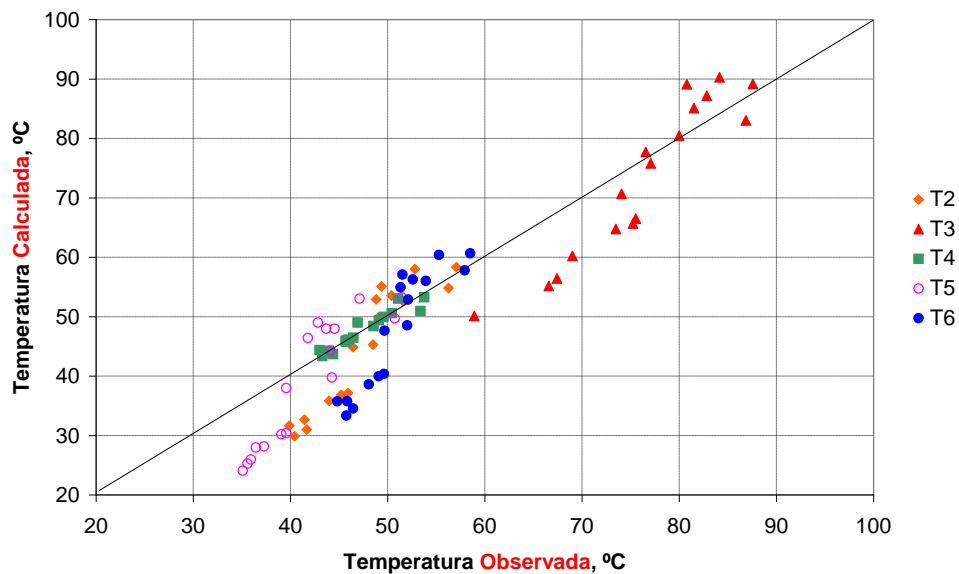


Figura 4.17. Temperaturas calculadas vs. temperaturas observadas.

Tasa de producción de destilado a partir de las condiciones de operación

Una vez obtenidas las temperaturas, es posible con el mismo modelo calcular la tasa de producción de destilado de la misma forma que se hizo en la sección 4.3. La figura 4.18 muestra la tasa de producción de destilado, para diversas corridas, calculadas con el modelo a partir de las condiciones de operación, contra la tasa de producción de destilado observada experimentalmente. La diagonal sólo indica dónde la abscisa es igual a la ordenada, como referencia para facilitar la lectura de la gráfica (no es producto de una correlación). En este caso se observa una dispersión de los datos mucho mayor que en la figura 4.16. El coeficiente de determinación para los datos de esta gráfica, forzando a que la correlación pase por el origen, es $R^2 = 0.3040$.

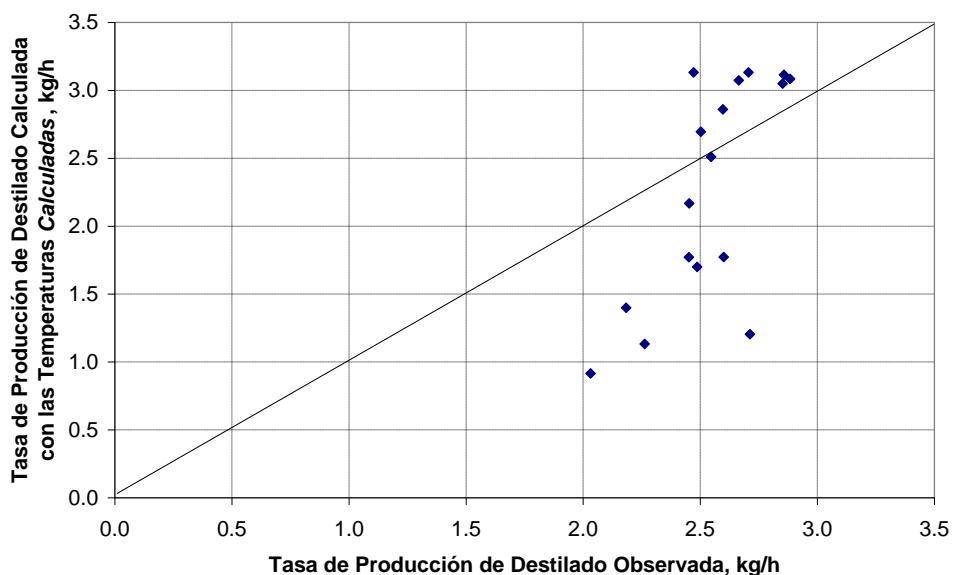


Figura 4.18. Tasa de producción de destilado calculada con el modelo completo.

Resultados con K como función del gasto de agua

La dispersión de resultados mostrados en la figura 4.18 contrasta fuertemente con la buena correlación obtenida cuando se calcula la tasa de producción de destilado a partir de las temperaturas observadas (figura 4.16). Analizando la información de la figura 4.17 se observa que, aunque la nube del conjunto completo de las temperaturas se comporta en forma aparentemente satisfactoria, cada una de las temperaturas aparece en una nube de puntos que tiende a cruzar la línea diagonal, de abajo a la izquierda hacia arriba a la derecha. Entonces, dado que el modelo de transferencia de masa funciona razonablemente bien según la figura 4.16, resulta que la dispersión mostrada en la figura 4.18 proviene del comportamiento de las temperaturas calculadas. Estas temperaturas se obtuvieron con un coeficiente de transferencia de masa, K , constante.

Dado que experimentalmente se observa que el valor de K es función del gasto de agua, L , se hicieron los cálculos de las temperaturas y de la tasa de producción de destilado utilizando la

expresión para K reportada en la sección 4.2. Como se explicó en esa sección, el valor de K es indistinguible experimentalmente del valor del área específica, a , y puede ser que aunque K sea constante lo que varía con el gasto de agua sea el área mojada.

La figura 4.19 muestra las temperaturas calculadas, contra las temperaturas observadas, en esta nueva versión. Comparando la figura 4.19 con la 4.17 se observa una menor dispersión. El coeficiente de determinación de todo el conjunto de temperaturas es de $R^2 = 0.9250$, significativamente superior al procesamiento anterior

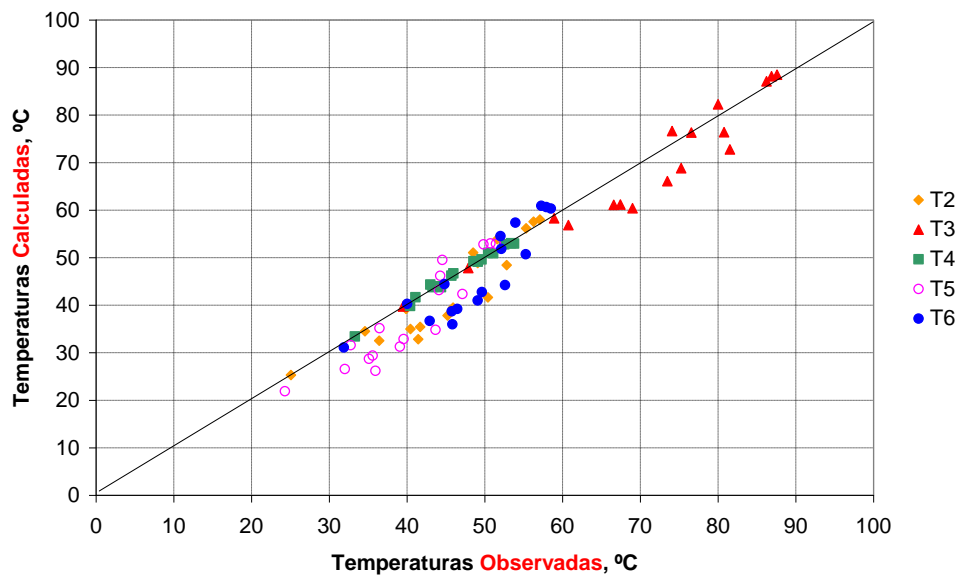


Figura 4.19. Temperaturas calculadas con el modelo, a partir de las condiciones de operación, considerando K como función de L .

La figura 4.20 muestra la tasa de producción de destilado calculada para cada caso a partir de las temperaturas de la figura 4.19, en comparación con la tasa de producción de destilado observada. Se obtiene una ligera menor dispersión de los datos que la mostrada en la figura 4.18, aunque este cálculo final sigue siendo el menos preciso de todos los que produce el modelo. El coeficiente de determinación para este conjunto de datos es de $R^2 = 0.3847$.

El hecho de describir K (o el producto Ka) como función del gasto es equivalente a introducir un parámetro más en el modelo. Es sabido que cualquier modelo empírico funciona mejor con una mayor cantidad de parámetros de ajuste: un reto consiste en lograr describir satisfactoriamente la realidad con la menor cantidad de parámetros. Sin embargo, en este caso lo que se observa es que la hipótesis de que K (o el producto Ka) permanece constante, no se sostiene para las condiciones de operación estudiadas, y que el hecho observado de que sea función del gasto tiene implicaciones en la diferencia entre los datos calculados y los observados, cuando se considera constante.

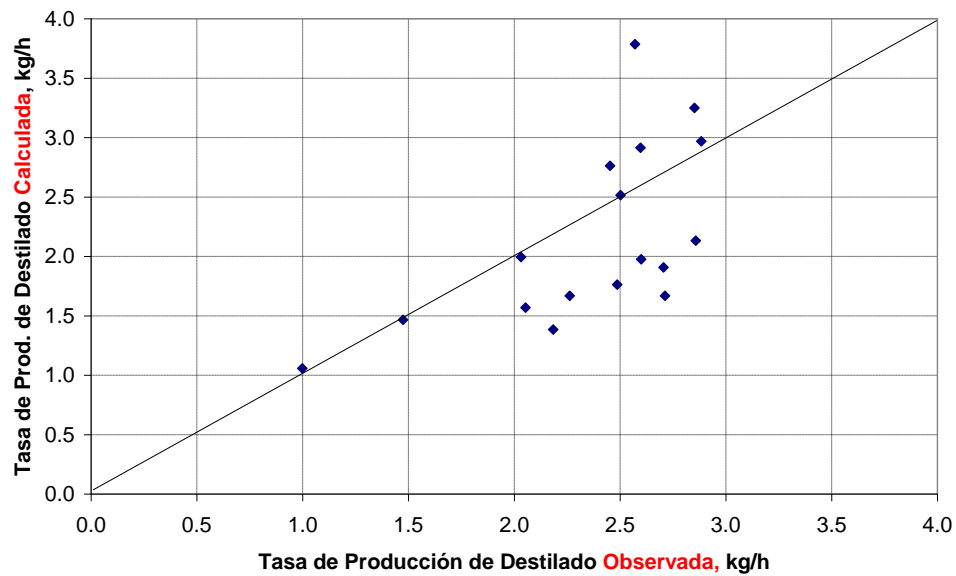


Figura 4.20. Tasa de producción de destilado calculada considerando K como función de L .

4.4. Efecto de la variación de parámetros

El análisis de dos de los parámetros del modelo es especialmente interesante, porque de ahí pueden sugerirse mejoras para futuros modelos físicos: éstos son el coeficiente de transferencia de calor en el condensador, U_{cond} , y el coeficiente de transferencia de masa en el evaporador, K . Los otros dos parámetros son de menor interés, debido a que el coeficiente de pérdidas al ambiente es obvio que debe ser lo menor posible porque el calor perdido a través de la envolvente del sistema no se traduce en obtención de condensado. Por otro lado, el factor de humedad, f , es una consecuencia directa del desempeño del evaporador y debe estar ligado a su propia geometría, así como al coeficiente de transferencia de masa.

Los cálculos que se indican enseguida se hicieron considerando los datos de la tabla 2.1, es decir, con las propiedades físicas reales del modelo físico y los parámetros obtenidos, salvo la variación del parámetro que se indica en cada caso.

Coeficiente de transferencia de calor en el condensador

Se realizaron cálculos con el modelo matemático variando el valor del coeficiente de transferencia de calor en el condensador desde 20 hasta 80 J/(s m² K) (el valor encontrado en los experimentos fue de 56 J/(s m² K)). La figura 4.21 muestra los resultados obtenidos para la tasa de producción de destilado como función del gasto de agua, para diversos valores de U_{cond} . La línea punteada representa el caso del prototipo experimental. Por las razones expuestas anteriormente (*cfr.* ecuación (2.31) y su explicación), la variación de este parámetro es equivalente a variar el área del condensador A_{cond} .

La figura 4.22 muestra la misma información en forma alterna: la tasa de producción de destilado como función del coeficiente de transferencia de calor en el condensador, para varios gastos de agua. En esta gráfica los puntos señalados corresponden al caso experimental.

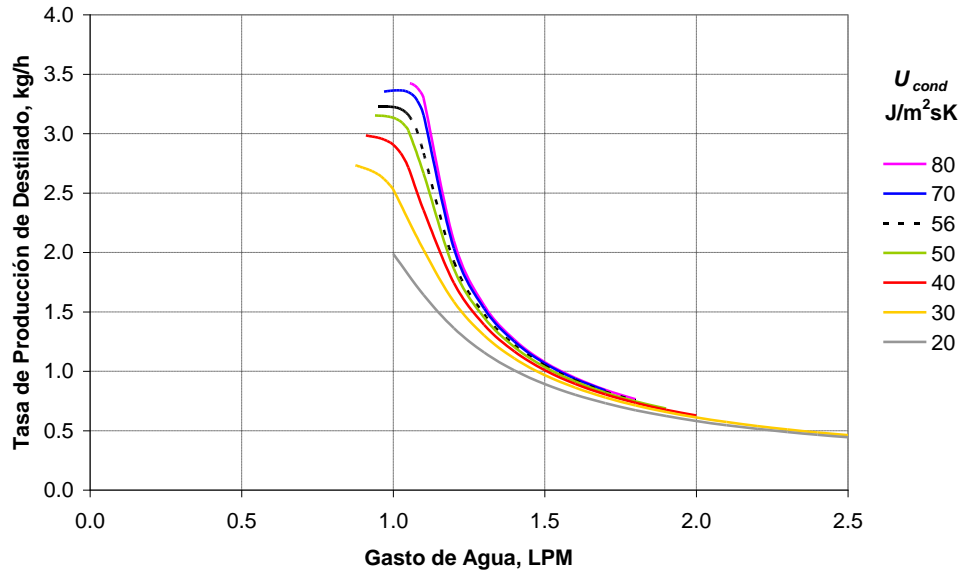


Figura 4.21. Tasa de producción de destilado como función del gasto de agua, considerando diversos valores del coeficiente de transferencia de calor en el condensador.

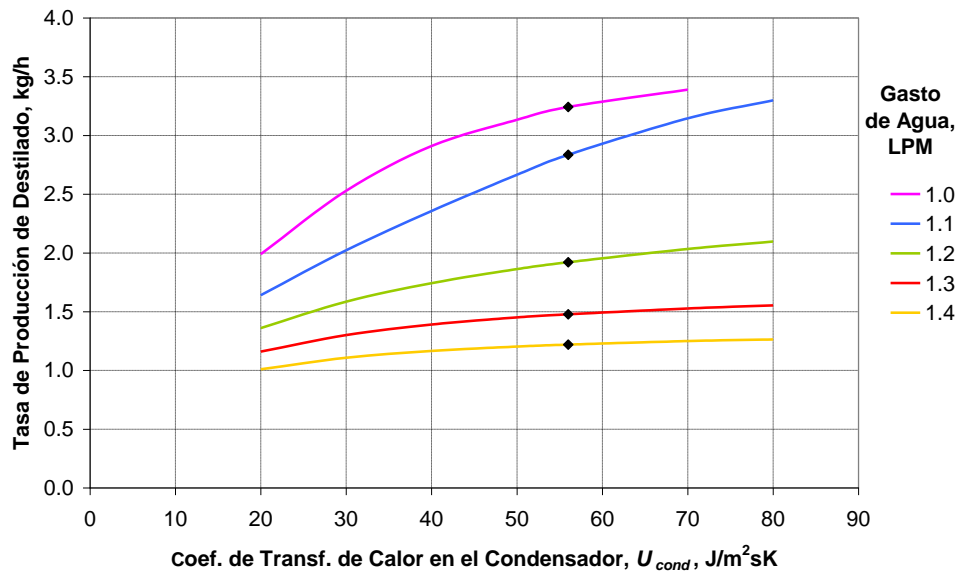


Figura 4.22. Tasa de producción de destilado como función del coeficiente de transferencia de calor en el condensador, para diversos gastos de agua.

De ambas gráficas se observa que cerca de las condiciones óptimas, es decir, con bajos gastos de agua, el efecto del coeficiente de transferencia de calor en el condensador es de importancia significativa. Se observa también que en la región de altos gastos de agua (y menor producción de destilado) la importancia de este coeficiente es menor. La figura 4.22, en las dos curvas superiores, también sugiere que el aumento del coeficiente mencionado tiene probablemente un límite, a partir del cual la ganancia en la tasa de producción de destilado resultaría marginal.

Coeficiente de transferencia de masa en el evaporador

El coeficiente de transferencia de masa, en combinación con el área efectiva de evaporación, juega un papel complejo en el modelo. Esto puede intuirse por su ubicación en la ecuación (2.25), que es la que tiene más funciones implícitas. Considerando valores de este coeficiente constantes (no como función del gasto de agua) se hicieron los cálculos con los resultados siguientes. La figura 4.23 muestra la tasa de producción de destilado en función del gasto de agua para diversos valores de K . La figura 4.24 muestra la misma información en forma alterna: la tasa de producción de destilado como función de K , para diversos gastos de agua. El caso real se representa aproximadamente por el valor de $K = 0.001 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, como una línea punteada en negro en la figura 4.23 y con puntos en negro en la figura 4.24. Por las razones expuestas anteriormente (*cfr.* ecuación (2.32) y su explicación), la variación de este parámetro es equivalente a variar el área del evaporador, a .

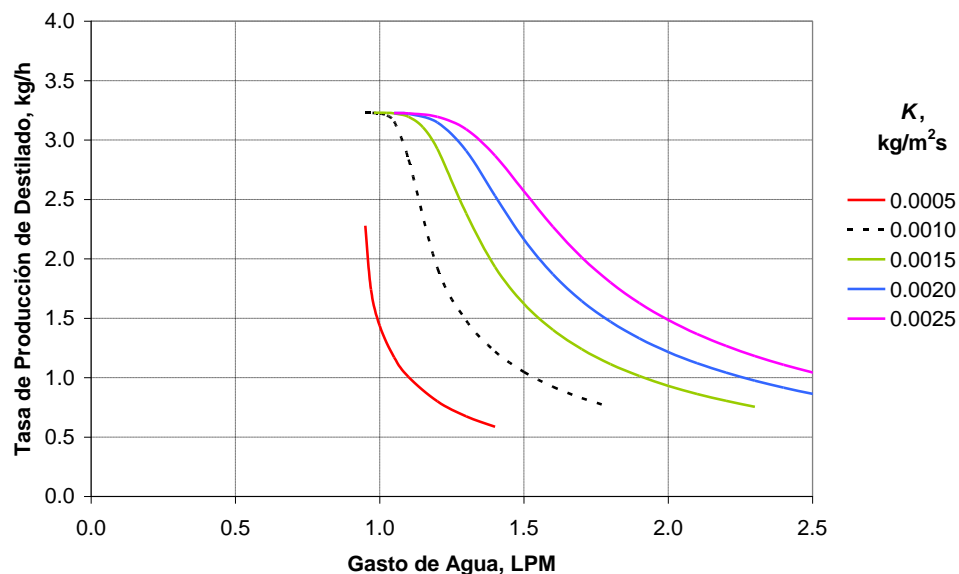


Figura 4.23. Tasa de producción de destilado en función del gasto de agua, para diversos valores del coeficiente de transferencia de masa en el evaporador.

De las gráficas se observa que el modelo matemático indica que aumentar el valor de K no siempre se traduce en un aumento de la productividad de agua destilada, sino que en igualdad

de las demás condiciones, hay un límite máximo para ésta. Sin embargo, a medida que se trabaja con un mayor gasto de agua, sí es importante que el coeficiente de transferencia de masa sea mayor. Dicho en otras palabras, un aumento en el coeficiente de transferencia de masa permite manejar mayores gastos de agua, para lograr la misma productividad que se tendría con gastos menores.

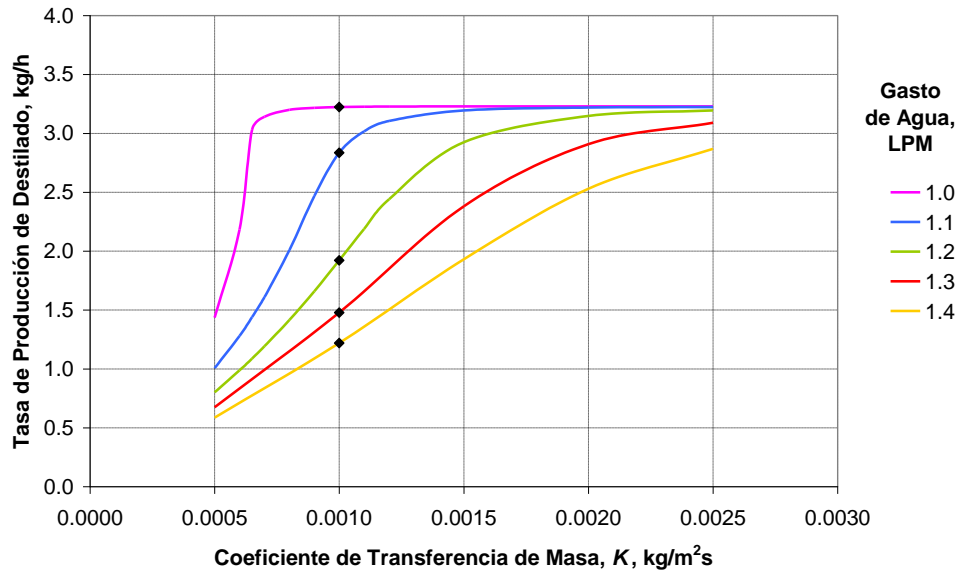


Figura 4.24. Tasa de producción de destilado en función del coeficiente de transferencia de masa en el evaporador, para diversos gastos de agua.

4.5. Comprobación de algunas hipótesis

Un modelo matemático se construye a partir de muchas hipótesis, algunas como consideraciones fundamentales y otras como simplificaciones para poder trabajar con él. Algunas de las hipótesis no son fácilmente verificables y permanecen como tales mientras no ocurra una falla mayor del modelo. Otras sí pueden comprobarse con la información empírica. Como parte del trabajo experimental se comprobaron las hipótesis que se analizan a continuación, que ayudaron a mejorar o a simplificar el modelo matemático. Asimismo, se compara teóricamente el desempeño del sistema del presente trabajo con el de un destilador solar de caseta.

Existencia del factor de humedad

En la ecuación (2.2) se introdujo el factor de humedad. Diversos autores han supuesto que el aire sale del evaporador en condiciones de saturación (por ejemplo Nawayseh, *et al.*, 1999). Sin embargo, dada la geometría utilizada, en este trabajo se consideró la posibilidad de que el aire no se obtuviera saturado, con lo cual se obtiene un modelo más general. Los resultados obtenidos respaldan esta suposición. De acuerdo con la ecuación (2.1), a partir de las

temperaturas medidas, si el aire saliera saturado del evaporador, debería observarse una mayor tasa de producción de destilado que la que se obtiene con el equipo experimental y la discrepancia entre los resultados obtenidos y los observados sería irreconciliable.

El factor de humedad podría haberse obtenido directamente de la ecuación (2.2) como un simple factor de corrección entre lo calculado bajo el supuesto de saturación y la tasa de producción de destilado observada, con la siguiente ecuación (despejada de la ecuación (2.2)):

$$f_w = \frac{1}{W_6} \left(\frac{D}{G} + W_5 \right) \quad (4.18)$$

Como en condiciones experimentales se conocen las temperaturas en los puntos 5 (a la salida del condensador) y 6 (a la salida del evaporador), las dos humedades de la ecuación anterior se pueden calcular, es decir, todo el lado derecho de la ecuación resulta conocido. Con el factor de humedad calculado así, la figura 4.16 mostraría una correlación “perfecta” (o trivial, como quiera verse). Lo interesante del cálculo del factor de humedad mostrado en el presente modelo como se explica en la sección 2.5, es que se obtiene de las mediciones puramente térmicas y de los balances de calor.

La figura 4.11 muestra que el valor de factor de humedad, en comparación con los demás parámetros del modelo, fue el que mostró menor variabilidad en las condiciones experimentales.

Salida de calor con el destilado, no significativa

En la sección 2.4 se hicieron varias simplificaciones. Una de ellas consistió en que el volumen del destilado es muy pequeño en comparación con los demás términos, y además la temperatura T_d es relativamente baja en comparación con las demás temperaturas del sistema, por lo que los términos $DCpT_d$ y $DCpT_4$ se despreciaron, eliminándolos de la ecuación (2.10) y (2.13), respectivamente. Esta simplificación queda justificada al observar los valores reales involucrados con el calor sensible del destilado, Q_d , tal como se muestra en las figuras 4.8 y 4.10. La magnitud del calor sensible extraído del sistema por concepto del agua destilada (mostrado como “D.Sensible” en esas gráficas) varía entre el 0.5% y el 1% del total de los flujos de calor, por lo que se considera justificada su eliminación.

Otras entradas de energía, no significativas

En la ecuación (2.39) se supuso que la entrada de otras formas de energía, no térmicas, era despreciable, es decir, $E \approx 0$. En el sistema experimental la única forma de energía no térmica que entra al sistema es la que se suministra mecánicamente para impulsar el aire a una velocidad conocida y controlada. A su vez, esto supone un consumo eléctrico. Los experimentos reportados en el presente trabajo se hicieron aplicando un potencial de 10 V al impulsor y, en estas condiciones el consumo de corriente fue de 2.14 A. Como el motor es de corriente directa, esto se traduce en un consumo eléctrico de 27 W, que comparados con los

alrededor de 2000 W suministrados nominalmente por vía térmica, representan menos de un 3% del total del flujo de energía. Este valor es mayor que el que se despreció en el apartado anterior, pero se siguió considerando despreciable para el presente estudio. Sin embargo, en estudios posteriores conviene revisar esta simplificación, porque la energía necesaria para mover el aire en un sistema desalinizador por humidificación-deshumidificación puede resultar significativa en un sistema de mayores dimensiones.

Desempeño del sistema HD superior al destilador solar de caseta

Debido al diseño particular del equipo experimental no fue factible realizar una comparación directa con el desempeño de los destiladores solares. Esta comparación sería materia de trabajo posterior. Sin embargo, es posible comparar los desempeños haciendo algunas consideraciones.

La eficiencia térmica de los destiladores solares de caseta convencionales se ha reportado repetidas veces del orden de 30-40% [por ejemplo Qiblawey (2008) p.637], con esta variable definida del mismo modo que en el presente trabajo, en la ecuación (2.39). Considerando la eficiencia térmica de colectores solares de placa plana, que es del orden del 60-80% [Kalogirou (2004)], acoplados al sistema de presente trabajo, el sistema por humidificación-deshumidificación del aire daría del orden de 50 a 70% más agua destilada por día que un destilador solar de la misma área de captación solar.

Conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro

El presente documento contiene información de diversas naturalezas, relacionadas con los antecedentes, el equipo, el modelo matemático y el trabajo experimental. Las conclusiones y recomendaciones que se presentan son también de diversas índoles, unas más sólidas y otras con trazas de especulación; unas más particulares y otras más generales.

Conclusiones

1. Es posible construir y operar un sistema para desalinizar agua, que opere a presión atmosférica, utilizando el aire como gas portador de la humedad entre el evaporador y el condensador, sin ebullición, y por tanto tolerante a variaciones en la alimentación de calor, haciéndolo por esta razón adecuado a ser energizado mediante energía solar.
2. Salvo por los elementos para la instrumentación, un sistema como el del presente trabajo puede construirse prácticamente con 100% de integración nacional. El equipo presentado fue construido completamente en el taller del Departamento de Procesos Tecnológicos e Industriales del ITESO y mediante subcontrataciones en otros talleres locales (en Guadalajara).
3. En un sistema como el descrito en el presente trabajo es posible recuperar íntegramente el calor de condensación del agua y utilizarlo como calor para el precalentamiento previo a la evaporación (*cf.* 4.1).
4. En un sistema como éste, todas las fugas de calor son parásitas, y por tanto sujetas a su minimización, a diferencia de lo que ocurre en un destilador solar de caseta, en el que es inevitable ceder calor al ambiente para poder obtener condensado.
5. La inercia térmica del sistema es muy grande. Un tiempo normal para llegar al estado cuasi estacionario fue de dos horas, partiendo de la temperatura ambiente y aplicando una cantidad de calor constante. Esa gran inercia térmica se debe en parte a la masa del sistema y en parte al ciclo de retroalimentación que establece la recuperación del calor.

³⁴ Nada se inventa y se perfecciona al mismo tiempo.

6. Debido a lo indicado en el punto anterior, y considerando que la intensidad de la radiación solar es continuamente variable, es muy improbable que, al operar un sistema de este tipo con energía solar, se llegue al estado estacionario.
7. A partir de principios termodinámicos, se desarrolló un modelo matemático para la presión de vapor del agua extraordinariamente bueno en comparación con los encontrados en la bibliografía. Este modelo es válido en todo el intervalo de temperaturas de 0 a 100°C y es capaz de calcular la presión de vapor con un error absoluto medio menor a 1.2% en el intervalo de 5 a 95 °C, tomando como referencia los datos publicados, con los cuales se calibró. En ese intervalo ningún valor calculado muestra un error mayor al 2.5% respecto de los datos usados para calibrar el modelo. Este modelo está dado por la ecuación (2.5). Su deducción y comparación con otros modelos usuales se encuentra en el Anexo III.
8. Con el modelo mencionado en el punto anterior fue posible calcular la humedad y la entalpía del aire saturado en el intervalo desde 0°C hasta unos 10 °C abajo de la temperatura de ebullición (dependiente ésta de la presión total) con mejor precisión que usando otros modelos, tales como la ecuación de Antoine y la ecuación de Clausius-Clapeyron. La parte final del Anexo III muestra gráficamente una comparación de los resultados obtenidos mediante los modelos mencionados. El Anexo al Cuarto Informe del presente trabajo contiene toda la información al respecto [Hermosillo, 2007b].
9. El modelo de la ecuación (2.5) para la presión de vapor, cuyo valor se esboza en los dos puntos anteriores, se considera una de las aportaciones del presente trabajo, por no haber encontrado ningún modelo que funcione mejor en todo el intervalo de temperaturas.
10. Se desarrolló un modelo matemático basado en balances de calor y en las tasas de transferencia de masa y de calor, en estado estacionario, para el cálculo de las temperaturas de equilibrio y de la tasa de producción de destilado. El modelo presentado (*cfr.* 2.4) incluye un factor de humedad para el aire a la salida del evaporador, lo cual lo hace más general que otros modelos encontrados y resulta más adecuado para simular el prototipo experimental que el suponer saturación a la salida del evaporador. Se presenta un modo de calcular ese factor de humedad a partir de los balances térmicos.
11. El modelo mencionado en el punto anterior se considera otra de las aportaciones del presente trabajo, debido a que no se encontró ningún otro modelo para un sistema similar al presentado, que considere el factor de humedad, cuya importancia se resalta en los resultados de las secciones 4.2 y 4.5. Además, se propone un método original para calcular el factor de humedad a partir de los datos observados (*cfr.* 2.5), así como un método para encontrar los valores semilla adecuados para resolver el modelo matemático (*cfr.* 2.6).
12. El modelo matemático presentado para el equipo desalinizador, con cuatro parámetros y basado en los modelos para la presión de vapor y para la humedad y entalpía del aire saturado, describe razonablemente bien las temperaturas en estado estacionario, pero describe con menor precisión la tasa de producción de destilado, debido a la fuerte dependencia de la presión de vapor y la humedad del aire respecto de la temperatura.

13. El prototipo experimental logró trabajar con coeficientes de operación de hasta 0.97 (*cfr.* 4.1). Esto es equivalente a una tasa de producción de destilado de 2.9 kg/h con una entrada de calor de 2000 W. A su vez, este valor es alrededor de 2 a 2.5 veces lo que se encuentra reportado para los destiladores solares de caseta.
14. Se observó que en las condiciones de operación de los experimentos realizados, el producto del coeficiente de transferencia de masa por el área de evaporación (el producto Ka de la ecuación (2.25)) varía fuertemente con el gasto de agua. Con los experimentos realizados no es posible distinguir si esta variación se debe a su vez a una variación del coeficiente, a una variación del área de evaporación o a ambos simultáneamente.
15. Los demás parámetros: el coeficiente de transferencia de calor en el condensador (U_{cond} de la ecuación (2.24)), el coeficiente de pérdidas de calor al exterior (U_{perd} de las ecuaciones (2.21) y (2.22)) y el factor de humedad (f , de estas mismas ecuaciones), son aproximadamente constantes en las condiciones experimentadas, aunque con una gran dispersión los dos primeros.
16. Las pérdidas de calor debidas a la salida de calor sensible con la salmuera representan la principal fuga de calor, especialmente cuando el sistema opera con alto gasto de agua y con baja temperatura. En estas condiciones la diferencia de presión de vapor entre el evaporador y el condensador es menor que en otros casos, y esto propicia un menor intercambio de masa en comparación con la operación a mayor temperatura y menor gasto de agua.
17. Las pérdidas de calor debidas a la salida de calor sensible con el destilado son despreciables, en todos los casos, en comparación con los demás flujos de calor.
18. Existe una relación óptima entre el gasto de agua y la entrada de energía, con objeto de maximizar la producción de destilado (ver siguiente sección, recomendación No. 3).
19. Considerando los resultados del presente trabajo, reportados en la sección 4.1, junto con las eficiencias térmicas reportadas para los colectores solares de placa plana, se estima que un sistema con el comportamiento térmico del presente trabajo, acoplado a ese tipo de colectores, podría producir del orden de 50 a 70% más volumen de destilado que un destilador solar con la misma área de captación solar.

Recomendaciones para trabajo futuro

Tanto en los aspectos teóricos como en lo experimental, el presente trabajo resultó especialmente retador. Fue necesario dejar de lado muchos aspectos interesantes, en función de lograr un resultado concluyente en un tiempo razonable. Los siguientes son algunos aspectos en los que, a partir del trabajo realizado, parece conveniente continuar, con objeto de lograr mejores resultados mediante desalinización con aire como gas portador, así como para entender mejor los procesos involucrados.

1. Los parámetros reportados en el presente trabajo fueron obtenidos como se indicó en la sección 2.5. En esa sección se mostró que cada uno de los parámetros se puede calcular a partir de los datos experimentales, debido a que existe una expresión para cada uno de ellos en función de este tipo de datos. Sin embargo, queda la posibilidad de que debido a la naturaleza altamente no lineal del sistema, y a lo fuertemente interrelacionado de las variables, sea posible encontrar otro conjunto de valores que optimicen mejor el desempeño del modelo, es decir, que en conjunto minimicen el error entre los resultados experimentales y los calculados con el modelo.
2. El modelo matemático presentado no considera efectos de acumulación de calor, debido a que fue desarrollado para el estado cuasi estacionario. Una siguiente etapa del trabajo debería incluir las modificaciones necesarias en este aspecto para poder hacer simulaciones con entrada de calor variable, tal como se sugiere en la sección 2.2, y con ello poder simular el comportamiento del sistema en un día solar típico.
3. Con el modelo modificado según el apartado anterior, se sugiere estudiar las condiciones de manejo del sistema óptimas en función de la entrada de calor variable. En particular, de lo observado en la sección 4.1, parece adecuado tener una expresión para el gasto de agua a dosificar como función de la entrada de calor solar disponible. En otras palabras, expresar el gasto de agua como una variable dependiente de la entrada de calor al sistema.
4. Los dos puntos anteriores requieren también su verificación experimental. La sugerencia es realizar experimentación para simular un día solar, suministrando una entrada de calor variable imitando en lo posible (dado que los incrementos de calor en el sistema se dan en valores discretos) la cuasi cosenoidal de un día solar típico.
5. En la sección 4.1 se especula que entre el evaporador y el condensador el flujo de aire no es homogéneo. La figura 4.2 lo indica a través de la dispersión de las temperaturas, pero observando detenidamente el comportamiento dinámico de éstas y su comportamiento como función del gasto de aire, se tiene más evidencia de la falta de homogeneidad en este flujo. El presente trabajo no aborda esta situación que se observó y quedó pendiente de atender en el modelo físico, con algunos elementos como los mostrados hacia el final del Anexo VIII. El modelo matemático supone *una temperatura* a la salida del evaporador y *un gasto* másico de aire. La geometría del prototipo, que tiene un amplio ducto entre el evaporador y el condensador, hizo difícil evitar que se desarrollara una distribución de las velocidades del aire y de las temperaturas dentro del ducto. Aquí hay una posible fuente de discrepancia entre el modelo matemático y el experimental, que puede dar lugar a la dispersión de datos observada, a la vez que existe una oportunidad de mejorar las condiciones de transferencia de masa y de calor en esos elementos. La sugerencia consiste en implementar algún sistema que propicie la homogeneidad del flujo entre ambos elementos, mezclando el aire dentro del ducto entre el evaporador y el condensador. Por otro lado, gracias a la geometría empleada, no existe evidencia de un problema similar entre el evaporador y el condensador.
6. La sección 4.2 y la figura 4.15 muestran que el coeficiente de transferencia de masa, o el producto entre éste y el área de evaporación varían mucho con el gasto de agua. Es posible que la geometría del sustrato para la evaporación propicie la canalización en gastos

pequeños, lo cual se traduzca en una reducción significativa del área efectiva de evaporación. La sugerencia consiste en estudiar mejores sistemas de distribución del agua en la columna de evaporación, en estudiar las condiciones óptimas de funcionamiento del sustrato empleado o en desarrollar y estudiar otros tipos de sustratos que puedan lograr una buena distribución con pequeños gastos de agua.

7. Está pendiente optimizar los procesos de transferencia de calor y de masa. El análisis de la sección 4.4 da algunas ideas, por ejemplo, es conveniente aumentar la transferencia de calor lo más posible. Esto podría retroalimentar también la transferencia de masa, al alimentar al evaporador con un aire con menor humedad absoluta debido a su menor temperatura.
8. Aunque este tipo de sistemas se han denominado “de múltiple efecto”, este es un uso impreciso del término, dado que únicamente hay una recuperación del calor pero no hay varios efectos. Sin embargo, como se mostró en la sección 4.1, las pérdidas de calor por la salmuera son los más importantes. Está pendiente estudiar la factibilidad termodinámica de recuperar parte del calor que se fuga por la salmuera, independientemente de lo expresado en el punto anterior, así como el diseño de los elementos físicos para lograrlo y su verificación experimental.
9. Debido a las dificultades prácticas que induce el agua de mar, expuestas en el Capítulo 1, tales como la corrosión galvánica y las incrustaciones de diversos minerales, los experimentos del presente trabajo se realizaron con agua dulce. Es obvio que “desalinizar” agua dulce carece de sentido. Los experimentos se realizaron de esta forma bajo el supuesto de que todas las propiedades térmicas involucradas en el modelo, del agua de mar, son similares a las del agua dulce (*cfr.* 4.1). Las del vapor son, por supuesto, idénticas en ambos casos. Sin embargo, con el equipo presente o con otro adecuado para una mejor protección anticorrosión, es necesario corroborar el modelo para desalinizar agua de mar. Esto podría hacerse en dos etapas: primero con una solución de cloruro de sodio, con la concentración equivalente, lo cual ya permitiría evaluar la validez del modelo en condiciones salinas y de corrosión galvánica, pero todavía sin los problemas de incrustaciones de carbonatos y sulfatos. Una segunda etapa sí debería probarse con agua de mar auténtica o “sintética”, como la que se usa para diversos estudios marinos.
10. Con el objeto de tener un mejor control de las variables, particularmente de la entrada de calor para poder determinar los parámetros, el sistema experimental cuenta con un conjunto de resistencias eléctricas para suministrar el calor, tal como se mostró en el Capítulo 3. Dado que el objetivo del proyecto es el desarrollo de un equipo desalinizador *solar*, una siguiente etapa, que puede ser en paralelo con algunos de los puntos anteriores, requiere un sistema que efectivamente opere bajo radiación solar en condiciones reales.
11. Con el sistema acoplado a colectores solares, se recomienda hacer una comparación directa con el desempeño de destiladores solares de caseta, con objeto de corroborar experimentalmente la conclusión número 20.
12. Teniendo el conocimiento producido por los puntos anteriores, podrían entonces estimarse algunos parámetros que ayudaran a evaluar la factibilidad económica de esta tecnología.

Será interesante determinar si mediante humidificación y deshumidificación de aire se puede competir económicamente con la ósmosis inversa acoplada con fotoceldas, y si eso es posible, en qué escalas. El proceso descrito en el presente trabajo puede construirse más fácilmente con tecnología local. Las membranas para ósmosis y las fotoceldas son producto de tecnología mucho más sofisticada.

...los libros siempre hablan de otros libros
y cada historia cuenta una historia que ya se ha contado.

Umberto Eco
Apostillas a El nombre de la rosa. La Máscara.

Referencias

- Al-Enezi, Ghazi; Ettouney, Hisham; Fawzy, Nagla (2006). *Low temperature humidification dehumidification desalination process*. Energy Conversion & Management 47, 470-484.
- Al-Hallaj, Said; Farid, Mohammed Mehdi; Tamimi, Abdul Rahman (1998). *Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit*. Desalination 120, 273-280.
- Al-Hallaj, Said; Selman, J.R. (2002). *A Comprehensive Study of Solar Desalination with a Humidification – Dehumidification Cycle*. MEDRC Project: 98-BS-032b, Muscat, Oman (2002).
- Al-Hallaj, Said; Parekh, Sandeep; Farid, M.M.; Selman, J.R., 2006. *Solar desalination with humidification-dehumidification cycle: Review of economics*. Desalination 195, 169-186.
- Al-Hayek, Imad; Badran, Omar O. (2004). *The effect of using different designs of solar stills on water distillation*. Desalination 169 (2004) 121-127.
- Alley, Richard B., (2004). *Abrupt Climate Change*. Scientific American, Vol. 291, No. 5, November 2004, pp 62-69.
- Bejan, Adrian (2004). *Convection Heat Transfer*. 3rd Edition, Wiley.
- Ben Amara, Mahmoud; Houcine, Imed; Guizani, Amenallah; Maalej, Mohammed (2004). *Experimental study of a multiple-effect humidification solar desalination technique*. Desalination 170 (2004) 209-221.
- Blanco, Julián; Eduardo Zarza, Diego Alarcón, Sixto Malato, Javier León (2002). *Advanced Multi-Effect Solar Desalination Technology: The PSA Experience*. Proceedings of the 11th Solar Paces International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies. Zurich, Switzerland, September 2002. A. Steinfeld p. 479-488.
- Buros, O.K., (2000). *The ABCs of Desalting*. International Desalination Association. Topsfield, Massachusetts.

Cárdenas, María José (2010). *México ante el cambio climático. Evidencias, impactos, vulnerabilidad y adaptación*. Greenpeace, México. Tomado de: http://www.agua.org.mx/index.php?option=com_content&view=article&id=12598:mexico-ante-el-cambio-climatico-evidencias-impactos-vulnerabilidad-y-adaptacion&catid=910&Itemid=233. Consultado el 22/jul/2010.

Castellan, Gilbert W. (1987). *Fisicoquímica*. Addison-Wesley Iberoamericana.

Chafik, Efat (2003). *A new type of solar desalination plants using solar energy*. *Desalination* 156 (2003) 333-348.

Cohen, Ronnie; Nelson, Barry; Wolff, Gary (2004). *Energy Down the Drain. The Hidden Costs of California's Water Supply*. Natural Resources Defense Council (NRDC) and Pacific Institute.

Conagua (2007). *Estadísticas del Agua en México, 2007*. Comisión Nacional del Agua, Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales, México, 2007.

Conagua (2008). Boletín de México en la Tribuna del Agua. *Reutilización y Desalinización*. Número 10, 14/sep/2008. http://www.conagua.gob.mx/CONAGUA07/Noticias/Boletin_10_baja.pdf consultado el 2/abr/10.

Delgado-Torres, Agustín M. y García-Rodríguez, Lourdes (2007). *Status of solar thermal-driven reverse osmosis desalination*. *Desalination* 216 (2007) 242-251.

Delyannis, E. (2003). *Historic background of desalination and renewable energies*. *Solar Energy* 75 (2003) 357-366.

DOE (1994). *Handbook of Methods for the Analysis of the Various Parameters of the Carbon Dioxide System in Sea Water; version 2*, Dickinson, Andrew G. and Goyet, Catherine, eds., ORNL/CDIAC-74.

Duffie, John A. and Beckman, William A. (2006). *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons.

El-Dessouky, Hisham T., Ettouney, Hisham M. (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*. Elsevier, Amsterdam.

Ettouney, Hisham and Wilf, Mark (2009). *Comercial Desalination Technologies. An Overview of the Current Status of Applications of Comercial Seawater Desalination Processes*. En: Cipollina, Andrea; Micale, Giorgio and Rizzuti, Lucio, eds., *Seawater Desalination. Conventional and Renewable Energy Processes*. Springer.

Farid, Mohammed; Al-Hajaj, Abdul Wahid (1996). *Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle*. *Desalination* 106, 427-429.

- Farid, MM; Sandeep Parekh, J.R. Selman, Said Al-Hallaj (2002). *Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit*. Desalination, 151, 153-164.
- Fath, Hassan E.S. and Hosny, H.M. (2002). *Thermal performance of a single-sloped basin still with an inherent built-in additional condenser*. Desalination 142 (2002) 19-27.
- FEMISCA (2002). *Riesgo geológico en la Ciudad de México por Hundimiento. Una propuesta para mitigarlo*. XXVIII Congreso Interamericano de Ingeniería Sanitaria y Ambiental. Cancún, México. Tomado de: <http://www.cepis.ops-oms.org/bvsaidis/mexico26/vii-013.pdf>, consultado el 2/abr/2010.
- García-Rodríguez, L. y Gómez Camacho, C. (1999). *Thermo-economic analysis of a solar multi-effect distillation plant installed at the Plataforma Solar de Almeria (Spain)*. Desalination 122 (1999) 205-214.
- Ghermandi, Andrea and Messalem, Rami (2009). *Solar-driven desalination with reverse osmosis: the state of the art*. Desalination and Water Treatment 7 (2009) 285-296.
- Hermann, Michael; Kochikowsy, Joachim and Rommel, Matthias (2002). *Corrosion-free solar collectors for thermally driven seawater desalination*. Solar Energy 72, 5, 415-426.
- Hermosillo, Juan Jorge (ed.) (2005). *Potabilización de Agua mediante Energía Solar*. Notas del curso de actualización. Asociación Nacional de Energía Solar, 2005.
- Hermosillo Villalobos, Juan Jorge (2007 a). *Estudio de la Transferencia de Calor en el Evaporador de un Sistema de Desalación. Cuarto Informe Parcial*. Centro de Investigación en Energía, UNAM.
- Hermosillo Villalobos, Juan Jorge (2007 b). *Modelos para el Cálculo de la Humedad y la Entalpía del Aire Saturado. Anexo al Cuarto Informe Parcial*. Centro de Investigación en Energía, UNAM.
- Hermosillo Villalobos, Juan Jorge y Estrada Gasca, Claudio (2007). *Cálculo de la Humedad y del Entalpía del Aire Saturado en Sistemas de Desalación Solar por Humidificación-Deshumidificación*. Memorias de la XXXI Semana Nacional de Energía Solar, Zacatecas, octubre de 2007.
- Kalogirou, Soteris A., (2004). *Solar thermal collectors and applications*. Progress in Energy and Combustion Science 30 (3), 231-295.
- Kester, D.R., Duedall, I.W., Connors, D.N. and Pytkowicz, R.M. (1967). *Preparation of Artificial Seawater*. Limnology & Oceanography 12, 176-179. Tomado del sitio de The American Society of Limnology and Oceanography: http://aslo.org/lo/toc/vol_12/issue_1/0176.pdf. Consultado el 10/abr/2010.

- Kudish, Avraham I.; Evseev, Efim G.; Walter, Gerd; Priebe, Thomas (2003). *Simulation study on a solar desalination system utilizing an evaporator/condenser chamber*. Energy Conversion and Management 44, 1653-1670.
- Kuehn, Thomas H.; Ramsey, James W.; Threlkeld, James L (2001). *Thermal Environmental Engineering*. 3rd Edition, Prentice-Hall.
- LADWP. Sitio de Los Angeles Department of Water and Power: <http://www.ladwp.com/ladwp/cms/ladwp004409.jsp> consultado el 1/abr/10.
- La Jornada 30/mar/2010. *Padece BCS la mayor falta de agua potable en México*. <http://www.jornada.unam.mx/2010/03/30/index.php?section=estados&article=026n1est> consultado el 2/abr/10.
- Mailk, Muhammad Aslam (1982). *Solar Distillation*. Franklin Book Co., 1st edition, 1982.
- Martínez, Julia y Fernández, Adrián (cords.) (2004). *Cambio climático: una visión desde México*. Instituto Nacional de Ecología. Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales, México.
- McCabe, Warren L., Smith, Julian C., Harriot, Peter (2005). *Unit Operations of Chemical Engineering*. McGraw-Hill, New York, 7th edition.
- Müller-Holst, H.; Engelhardt, M.; Herve, M.; Schölkopf, W. (1998). *Solarthermal seawater desalination systems for decentralised use*. Renewable Energy 14, 311-318. Elsevier.
- Müller-Holst, Hendrik (2007), *Solar Thermal Desalination using the Multiple Effect Humidification (MEH) Method*. En Rizzuti, Lucio et al. (eds.), *Solar Desalination for the 21st Century*. Springer.
- National Research Council, Academia de la Investigación Científica, A.C., Academia Nacional de Ingeniería, A.C. (1995). *El Suministro de Agua de la Ciudad de México*. National Academy Press, Washington, D.C. Tomado de: <http://lanic.utexas.edu/la/mexico/water/libro.html>, consultado el 1/abr/10.
- National Research Council (2008). *Desalination. A National Perspective*. The National Academies Press, Washington.
- Nawayseh, Naser K.; Farid, Mohammed Mehdi; Omar, Abdul Aziz; Al-Hallaj, Said Mohod; Tamimi, Abdul Rahman (1997). *A simulation study to improve the performance of a solar humidification – dehumidification desalination unit constructed in Jordan*. Desalination 109, 277-284.
- Nawayseh, Naser Kh.; Farid, Mohammed Mehdi; Omar, Abdul Aziz; Sabirin, Ahmad (1999), *Solar desalination based on humidification process – I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients*. Energy Conversion & Management 40, 1423-1439.

- Nawayseh, Naser Kh.; Farid, Mohammed Mehdi; Omar, Abdul Aziz; Sabirin, Ahmad (1999). *Solar desalination based on humidification process – II. Computer simulation*. Energy Conversion and Management 40. 1441-1461.
- NIST Chemistry WebBook: <http://webbook.nist.gov/chemistry/> consultado en enero de 2007.
- NODC. *World Ocean Atlas 2001*. National Oceanographic Data Center. (<http://www.nodc.noaa.gov/OC5/WOA01F/prwoa01f.html>). Consultado el 13 de julio de 2006.
- Norma Oficial Mexicana NOM-127-SSA1-1994, “Salud ambiental. Agua para uso y consumo humano. Límites permisibles de calidad y tratamientos a que debe someterse el agua para su potabilización”. Tomada de: <http://www.salud.gob.mx/unidades/cdi/nom/m127ssa14.html>. Consultado el 10/jul/06.
- Papanicolau, E.; Belessiotis, V. (2005) *Double-diffusive natural convection in an asymmetric trapezoidal enclosure: unsteady behavior in the laminar and the turbulent-flow regime*. Int. J. Heat Mass Transfer 48 (2005) 191-209.
- Qiblawey, Hazeem Mohameed; Banat, Fawzi, (2008). *Solar thermal desalination technologies*. Desalination 220, 633-644.
- Rheinländer, Jürgen and Geyer, Dieter (2009). *Photovoltaic Reverse Osmosis and Electrodialysis*, en A. Cipollina et al. (eds.), *Seawater Desalination. Conventional and Renewable Energy Processes*. Springer-Verlag.
- SENER (2009). *Balance Nacional de Energía 2008*. Secretaría de Energía (México). Subsecretaría de Planeación Energética y Desarrollo Tecnológico. Tomado de: http://www.sener.gob.mx/res/PE_y_DT/pub/Balance_2008.pdf. Consultado el 30/ago/10.
- Sharqawy, Mostafa H; Lienhard, John H. and Zubair, Syed M. *Thermophysical Properties of Seawater: A Review of Existing Correlations and Data*. Desalination and Water Treatment, 2010. Tomado de: http://web.mit.edu/seawater/Seawater_Property_Tables.pdf. Consultado el 25/feb/11.
- Solar Server (2010). Knowledge →Photovoltaics. <http://www.solarserver.com/knowledge/basic-knowledge/photovoltaics.html> . Consultado el 31/ago/10.
- Solomon, S., D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K.B. Averyt, M. Tignor and H.L. Miller (eds.). (2007). *Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2007*. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, USA. Tomado de: http://www.ipcc.ch/publications_and_data/ar4/wg1/en/contents.html . Consultado el 10/nov/09.

- Spiegler, K.S. and El-Sayed, Y.M. (1994). *A Desalination Primer*. Balaban Desalination Publications, Italy.
- Tiwari, G.N.; Singh, H.N.; Tripathi, Rajesh (2003). *Present status of solar distillation*. Solar Energy 75 (2003) 367-373.
- Tiwari, G.N.; Tiwari, A.K. (2008). *Solar distillation practice for water desalination systems*. Anshan, Tunbridge Wells, U.K.
- Treybal, Robert E. (1980). *Operaciones de Transferencia de Masa*. McGraw-Hill, 2^a. Edición.
- Tripathi, Rajesh; Tiwari, G.N. (2005). *Effect of water depth on internal mass and heat transfer for active solar distillation*. Desalination 173 (2005) 187-200.
- WHO, 2008. *Guidelines for Drinking Water Quality. Vol. 1, Recommendations*. 3rd Edition. World Health Organization, Geneva. Obtenido de: http://www.who.int/water_sanitation_health/dwq/gdwq3rev/en/index.html consultado el 29/mar/10.
- Xiong, R.H.; Wang, S.C.; Xie, L.X.; Wang, Z; Li, P.L. (2005). *Experimental investigation of a baffled shell and tube desalination column using the humidification-dehumidification process*. Desalination 180, 253-261.
- Xiong, Rihua; Wang, Shichang; Wang, Zhi (2006). *A mathematical model for a thermally coupled humidification-dehumidification desalination process*. Desalination 196, 177-187.
- Yadav, Y.P.; Yadav, S.K. (2004) *Parametric studies on the transient performance of a high-temperature solar distillation system*. Desalination 150 (2004) 251-262.
- Yamali, Cemil and Solmus, Ismail (2007). *Theoretical investigation of a humidification-dehumidification desalination system configured by a double-pass flat plate solar air heater*. Desalination 205, 163-177.
- Yuan, Guofeng; Zhang, Hefei (2007). *Mathematical modeling of a closed circulation solar desalination unit with humidification-dehumidification*. Desalination 205, 156-162.

No huye el que se retira.

Don Quijote de la Mancha
Segunda Parte, Cap XXVIII
[Miguel de Cervantes (1547-1616)]

Anexos

Anexo I	Factor de humedad aplicado a la entalpía	96
Anexo II	Modelo para la humedad absoluta del aire saturado	98
Anexo III	Modelo para la presión de vapor del agua	100
Anexo IV	Modelo para el intercambio de calor	106
Anexo V	Modelo para el intercambio de masa	108
Anexo VI	Determinación del área específica del evaporador	111
Anexo VII	Determinación del área de transferencia del condensador	113
Anexo VIII	Construcción del prototipo experimental	114
Anexo IX	Rutina para las corridas experimentales	121
Anexo X	Densidad del agua	122
Anexo XI	Medición de la velocidad del aire y consumo de potencia	123
Anexo XII	Artículos publicados como resultado del presente trabajo	125

Anexo I. Factor de humedad aplicado a la entalpía

El presente anexo complementa lo expuesto en la sección 2.2. La necesidad del factor de humedad nace directamente de la ecuación (2.2) y es un factor que se aplica directamente a la humedad absoluta. Sin embargo, al idear el modo de calcularlo a partir de datos experimentales, se vio la conveniencia de aplicar un “factor de humedad” a la entalpía, tal como aparece en las ecuaciones (2.21) y (2.22) para poder calcularlo como un parámetro, tal como se explica en la sección 2.5. Esto se basa en la casi proporcionalidad que existe entre la humedad y la entalpía, según se muestra enseguida. Adicionalmente, se hace la deducción para conocer el factor de humedad a partir del que se calcula con la entalpía.

De acuerdo con la ecuación (2.8), la entalpía del aire saturado se calcula con la expresión:

$$H_i = C_{p_{aire}}T_i + (C_{p_{agua}}T_i + \Delta H_{vap})W_i \quad (\text{A-I.1})$$

Los valores de las capacidades caloríficas y del calor de vaporización, promedio en el intervalo de valores encontrados para T_6 son:

$C_{p_{aire}}$ = capacidad calorífica del aire, 1.007 kJ/(kg °C),

$C_{p_{agua}}$ = capacidad calorífica del agua líquida, 4.182 kJ/(kg °C),

ΔH_{vap} = calor de vaporización del agua, 2382 kJ/kg.

La tabla A-I.1 muestra los valores de cada término de la ecuación anterior a diferentes temperaturas, de acuerdo con el siguiente esquema: la entalpía del aire es el término $C_{p_{aire}}T$; la entalpía del agua es lo que está dentro del paréntesis ($C_{p_{agua}}T + \Delta H_{vap}$) y la humedad es la que corresponde a la saturación. La entalpía total es el valor de la ecuación a cada temperatura.

Tabla A-I.1. Aportación del aire y del agua a la entalpía total del aire saturado³⁵

T	Entalpía del Aire	Entalpía del Agua	Humedad	Entalpía Total
°C	kJ/kg	kJ/kg	kg/kg	kJ/kg
0	0.00	2382.00	0.0038	9.03
10	10.07	2423.82	0.0077	28.64
20	20.14	2465.64	0.0148	56.53
30	30.21	2507.46	0.0273	98.74
40	40.28	2549.28	0.0491	165.55
50	50.35	2591.10	0.0869	275.48
60	60.42	2632.92	0.1535	464.68
70	70.49	2674.74	0.2792	817.14
80	80.56	2716.56	0.5530	1582.68
90	90.63	2758.38	1.4203	4008.38

³⁵ Tabla construida con información de Kuhen, *et al.*, (2001).

La figura A-I.1 muestra la entalpía total como función de la humedad de saturación (las dos columnas de la derecha de la tabla anterior). Adicionalmente se muestra la aportación del aire a la entalpía total. La figura muestra que la entalpía total es casi directamente proporcional a la humedad y que la aportación del aire es marginal, especialmente a medida que aumenta la temperatura. Esta casi proporcionalidad es la que sirvió de base para aplicar el factor f a la entalpía, pese a que el concepto original es estrictamente aplicable a la humedad.

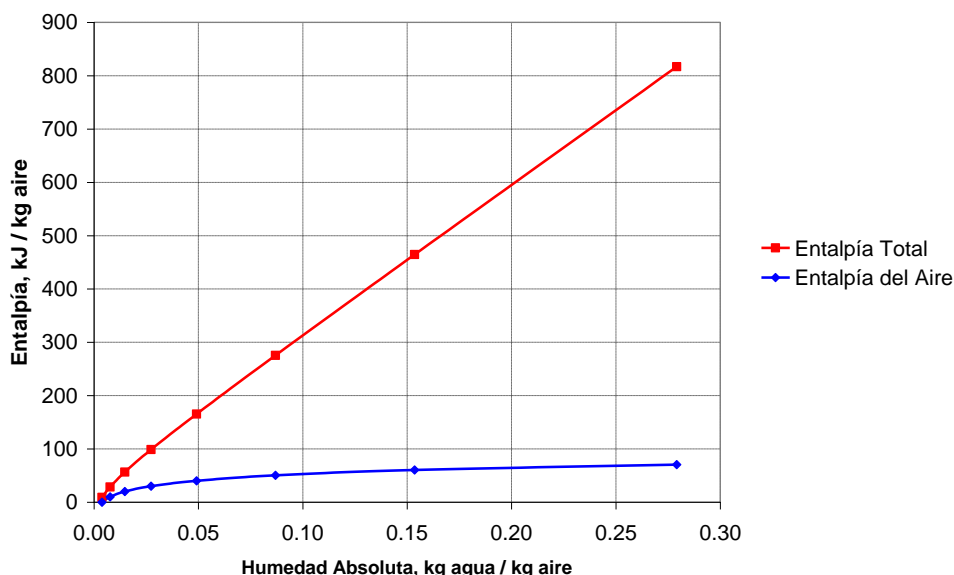


Figura A-I.1. Entalpía del aire saturado como función de su humedad.

Para mayor precisión en los cálculos mediante la ecuación (2.2), es necesario encontrar la relación existente entre el factor de humedad aplicado a la entalpía y el que se debe estrictamente a la humedad. Esto se realizó de la siguiente manera: la ecuación (A-I.1) permite calcular la entalpía del aire con cualquier grado de humedad. Si se define que W y H son la humedad y la entalpía del aire *saturado*, respectivamente, entonces se pueden usar los factores de humedad para decir que $f_w W$ es la humedad del aire no saturado (a menos que $f_w = 1$) y fH es la entalpía correspondiente:

$$fH = C_{p_{aire}} T_i + (C_{p_{agua}} T_i + \Delta H_{vap}) f_w W_i \quad (\text{A-I.2})$$

El parámetro que se obtiene como se indica en la sección 2.5 es f , mientras que el que interesa aplicar a la ecuación (2.2) es f_w . Entonces, despejando de la ecuación anterior y aplicándolo a la salida del evaporador, donde la temperatura es T_6 , se tiene:

$$f_w = \frac{fH_6 - C_{p_{aire}} T_6}{(C_{p_{agua}} T_6 + \Delta H_{vap}) W_6} \quad (\text{A-I.3})$$

La ecuación (2.2) requiere el término $f_w W_6$, que se calcula reacomodando la ecuación anterior de la siguiente forma:

$$f_w W_6 = \frac{fH_6 - C_{p_{aire}} T_6}{C_{p_{agua}} T_6 + \Delta H_{vap}} \quad (\text{A-I.4})$$

Anexo II. Modelo para la humedad absoluta del aire saturado

El presente anexo complementa lo expuesto en la sección 2.2. La humedad absoluta del aire saturado puede calcularse a partir del modelo del gas ideal, dado que se sabe que en condiciones ambientales tanto el aire como el vapor de agua se describen razonablemente bien con este modelo.

En los gases ideales la presión total es igual a la suma de las presiones parciales. Por tanto:

$$P = p_{aire} + p_{agua} \quad (\text{A-II.1})$$

donde:

P = presión total del sistema, Pa.

p_{aire} = presión parcial del aire, Pa.

p_{agua} = presión parcial del vapor de agua, Pa.

Por otro lado, la cantidad masa por unidad de volumen para cada uno de los gases puede calcularse a partir del modelo del gas ideal, de la siguiente forma:

$$\frac{m_i}{V} = \frac{p_i M_i}{RT} \quad (\text{A-II.2})$$

donde:

m_i/V = cantidad de masa por unidad de volumen de la especie i , kg/m^3 ,

M_i = masa molecular de la especie i , kg/kmol .

R = constante del gas ideal = $8\,314.4 \text{ m}^3 \text{ Pa}/(\text{kmol K})$,

T = temperatura, K,

En el supuesto en que el aire se encuentra saturado, la presión parcial del agua, p_{agua} , es igual a su presión de vapor a la temperatura correspondiente, P^0 .

Para expresar esta información en la misma forma que la que se tiene en las tablas, es necesario calcular la masa de vapor de agua por unidad de masa de aire, es decir,

$$W_s = \frac{m_{agua}}{m_{aire}}$$

que a su vez puede obtenerse de:

$$\frac{m_{agua}}{m_{aire}} = \frac{\frac{m_{agua}}{V}}{\frac{m_{aire}}{V}}$$

usando la ecuación (A-II.2),

$$\frac{m_{agua}}{m_{aire}} = \frac{\frac{P^0 M_{agua}}{RT}}{\frac{p_{aire} M_{aire}}{RT}}$$

Eliminando el factor RT y expresando la presión del aire como $p_{aire} = P - P^0$, lo cual se infiere de la ecuación (A-II.1),

$$W_s = \frac{P^0 M_{agua}}{(P - P^0) M_{aire}} \quad (\text{A-II.3})$$

Esta ecuación expresa la humedad del aire saturado como función de la presión de vapor, P^0 , que a su vez es sólo función de la temperatura.

Diversos autores han utilizado aproximaciones polinomiales, por ejemplo cúbicas, para describir la humedad (y la entalpía) del aire saturado como función de la temperatura [Nawayseh (2003); Yuan and Zhang (2007); Yamali y Solmus (2007)]. Esto puede hacerse y funciona razonablemente bien en *pequeños intervalos de temperatura*, pero como puede verse, la naturaleza del fenómeno no es de índole polinomial. Por esta razón se empleó en el presente trabajo la ecuación (A-II.3) para la humedad del aire saturado, junto con la expresión para la presión de vapor que se expone en el Anexo III.

Anexo III. Modelo para la presión de vapor del agua

El presente anexo complementa la información expuesta en la sección 2.2. La tabla siguiente muestra los valores de la presión de vapor del agua a diferentes temperaturas, tomadas de El-Dessouky (2002) p.545. En el desarrollo del presente trabajo se compararon diversos modelos para la presión de vapor, con objeto de utilizarlos en la expresión que describe la humedad del aire. El objetivo del presente anexo es mostrar la deducción del modelo que describió mejor la información de la tabla A-III.1.

Tabla A-III.1. Presión de vapor del agua para un conjunto de temperaturas [El-Dessouky (2002) p.545].

Temp	Presión	Temp	Presión
°C	kPa	°C	kPa
5	0.8721	55	15.758
10	1.2276	60	19.941
15	1.705	65	25.03
20	2.339	70	31.19
25	3.169	75	38.58
30	4.246	80	47.39
35	5.628	85	57.83
40	7.384	90	70.14
45	9.593	95	84.55
50	12.35	100	101.3

Para el cálculo o modelado matemático de la presión de vapor existen varias opciones:

- Utilizar la ecuación de Clausius-Clapeyron, que es la que se deduce directamente de la termodinámica del equilibrio de fases considerando el vapor como gas ideal,
- Emplear alguna ecuación más precisa aunque con componentes empíricos, tal como la ecuación de Antoine,
- Utilizar algún modelo más refinado a partir de la ecuación de Clapeyron.

Durante el desarrollo del presente trabajo de investigación se trabajó en cada una de estas opciones. El reporte completo se encuentra en el Anexo al Cuarto Informe del trabajo doctoral [Hermosillo (2007 b)]. Una de las conclusiones de ese trabajo fue que el modelo que mejor representa la presión de vapor del agua en un amplio intervalo de temperaturas (0 a 100 °C) es el que se deduce enseguida, y fue el que se usó para los cálculos (ecuación 2.5).

A partir de consideraciones termodinámicas para el equilibrio de fases se deduce la ecuación de Clapeyron:³⁶

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\Delta S}{\Delta V} \quad (\text{A-III.1})$$

donde:

P = presión de equilibrio de fases = presión de vapor en el caso de equilibrio líquido-gas.

T = temperatura de equilibrio de fases.

ΔS = entropía de vaporización = $\Delta H/T$.

ΔV = incremento de volumen en el cambio de fases = $V_g - V_l$.

ΔH = entalpía de vaporización.

En el caso particular de interés en este trabajo, el equilibrio a considerar es el de las fases líquida y vapor. En estas condiciones de equilibrio $\Delta S_{vap} = \Delta H_{vap}/T$, por lo que la ecuación anterior puede expresarse en la forma:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\Delta H_{vap}}{T(V_g - V_l)} \quad (\text{A-III.2})$$

Como $V_g \gg V_l$ es posible suponer que $V_g - V_l \approx V_g$. Suponiendo además que este vapor se comporta como gas ideal, $V_g = RT/P$ y empleando la expresión $d \ln P = dP/P$, entonces:

$$\frac{d \ln P}{dT} = \frac{\Delta H_{vap}}{RT^2} \quad (\text{A-III.3})$$

Al integrar esta ecuación en forma definida, desde las condiciones conocidas (T_0, P_0^0) hasta cualquier (T, P^0), con ΔH_{vap} constante, da como resultado la ecuación de Clausius-Clapeyron:³⁷

$$\ln \frac{P^0}{P_0^0} = -\frac{\Delta H_{vap}}{R} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \quad (\text{A-III.4})$$

donde:

P_0^0 = presión de vapor a la temperatura T_0 ,

ΔH_{vap} = entalpía de vaporización, J/mol,

R = constante del gas ideal, 8.3144 J/(mol K)

T = temperatura, K.

La ecuación de Clausius-Clapeyron es el modelo termodinámico más sencillo para expresar la presión de vapor, P^0 , como función de la temperatura. Como se mencionó arriba, se deduce

³⁶ La ecuación de Clapeyron se deduce a partir de la Segunda Ley de la Termodinámica en la mayoría de los textos de fisicoquímica básica. Por ejemplo, en Castellan (1987), p.281. Esta ecuación es válida para todos los equilibrios de fases. En el presente trabajo se reduce al caso de interés, del equilibrio líquido-vapor.

³⁷ La ecuación de Clausius-Clapeyron se deduce en muchos textos básicos de fisicoquímica, por ejemplo, Castellan (1987), p.287.

directamente de la igualdad de potenciales químicos en el equilibrio de fases bajo los siguientes supuestos:

- El vapor se comporta como gas ideal,
- El volumen molar de la fase líquida es despreciable en comparación con el del vapor,
- La entalpía de vaporización es constante, es decir, independiente de la temperatura.

Si en la ecuación (A-III.4) se hacen los siguientes cambios de variables: $x = 1/T$ y $y = \ln(P^0/P_0^0)$ o simplemente $y = \ln P^0$, se encuentra que tiene la forma $y = mx + b$, por lo que es posible manejarla como una recta usando las variables transformadas. Aprovechando esta forma de la ecuación es posible encontrar el valor de ΔH_{vap} que mejor represente el conjunto de los datos, *como un parámetro de ajuste*, independientemente de si éste es el valor real de la entalpía de vaporización.³⁸ Si lo que se busca no es el valor de ΔH_{vap} sino la mejor descripción de la presión de vapor como función de la temperatura, la ecuación (A-III.4) puede escribirse en la forma:

$$\ln \frac{P^0}{P_0^0} = m \left(\frac{1}{T} \right) + b \quad (\text{A-III.5})$$

equivalente a:

$$P^0 = P_0^0 e^{m/T+b} \quad (\text{A-III.6})$$

Para encontrar los valores de m y b de las ecuaciones anteriores se realizan correlaciones por mínimos cuadrados, de las variables transformadas, en el intervalo de temperaturas que se requiera describir adecuadamente la presión de vapor. El documento mencionado [Hermosillo (2007 b)], contiene información de estas correlaciones considerando los intervalos de temperatura de 0 a 90°C, de 40 a 90°C y de 40 a 100°C, empleando los datos de El-Dessouky y Ettouney (2002), p.545. Los resultados encontrados muestran un buen ajuste respecto de los datos de la presión de vapor.

Sin embargo, surgió la inquietud de trabajar más con la ecuación de Clapeyron removiendo la consideración de que la entalpía de vaporización es constante, dado que se sabe que no lo es. El atractivo intelectual de hacer este trabajo es que la ecuación de Clapeyron tiene completa fundamentación termodinámica, bajo las hipótesis indicadas arriba, a diferencia de otras que introducen términos de corrección en las ecuaciones, cuyo significado físico no existe.

Si se cuenta con una expresión de la forma $\Delta H_{vap} = f(T)$, es posible sustituirla en la ecuación (A-III.3) y, si la expresión obtenida es integrable, se podría obtener una expresión mejorada para la presión de vapor. Los casos más simples son los de una expresión lineal, con $f(T) = a + bT$ y una expresión cuadrática, $f(T) = a + bT + cT^2$, dado que estas expresiones polinómicas se incorporan fácilmente en la ecuación (A-III.3) y resultan ecuaciones fácilmente integrables. En el trabajo mencionado se encontró que la entalpía de vaporización se describe sustancialmente

³⁸ Bajo este razonamiento, la ecuación (A-III.4) indica un método “no térmico” para encontrar el calor de vaporización. Sin embargo, bajo las hipótesis enunciadas puede haber pequeñas discrepancias entre el valor obtenido mediante esta ecuación, respecto del obtenido por métodos térmicos.

mejor mediante una expresión cuadrática. Entonces, sustituyendo la expresión $\Delta H_{vap} = a + bT + cT^2$ en la ecuación A-III.3 y separando las diferenciales, se obtiene:

$$d \ln P = \frac{1}{R} \left(\frac{a}{T^2} + \frac{b}{T} + c \right) dT \quad (\text{A-III.7})$$

Integrando en forma indefinida y reacomodando las constantes se obtiene:

$$\ln P = A + \frac{B}{T} + C \ln T + DT \quad (\text{A-III.8})$$

En esta expresión A , B , C y D son constantes cuyo valor puede encontrarse a partir de las constantes de la ecuación anterior. Sin embargo, la forma de esta ecuación, del tipo $y = Af_1(T) + Bf_2(T) + Cf_3(T) + Df_4(T)$, donde las $f_i(T)$ son funciones de la temperatura, es idónea para encontrar los parámetros A a D por mínimos cuadrados, independientemente de la forma de las funciones $f_i(T)$. En este modelo particular $f_i(T) \in \{1, 1/T, \ln T, T\}$. El valor de la ecuación (A-III.8) consiste en que incluye las funciones $\{1, 1/T, \ln T, T\}$ que provienen de la deducción a partir de principios termodinámicos al considerar la entalpía de vaporización como función cuadrática de la temperatura. Es de esperar que esto produzca un modelo más preciso que otros más simples o de carácter empírico.

Es posible reescribir la ecuación (A-III.8) con el lado izquierdo igual al de la ecuación de Clausius-Clapeyron, ecuación (A-III.5), de la siguiente forma:

$$\ln \frac{P^0}{P_0^0} = A + \frac{B}{T} + C \ln T + DT \quad (\text{A-III.9})$$

En la ecuación (A-III.9) los valores de A , B , C y D son evidentemente diferentes a los de la ecuación (A-III.8), aunque fácilmente puede encontrarse su equivalencia. El cálculo de los mínimos cuadrados con los datos de la tabla A-III.1 para obtener los parámetros de la ecuación (A-III.9) da como resultado los siguientes valores, usando $P_0^0 = 7.384$ kPa. Dado el origen de esta ecuación, a partir de la ecuación de Clapeyron, la temperatura debe manejarse en kelvin.

Tabla A-III.2. Constantes para ser empleadas en la ecuación (A-III.9).

<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>
67.350	-7218.15	-7.9939	0.0052333

El modelo obtenido a partir de la ecuación A-III.1 con las constantes de la tabla anterior dio resultados extraordinariamente buenos para el cálculo de la presión de vapor en el intervalo de 0 a 90°C, (ver figura A-III.1) y muy buenos para el cálculo de la humedad del aire saturado mediante la ecuación (2.3), ver figura A-III.2.

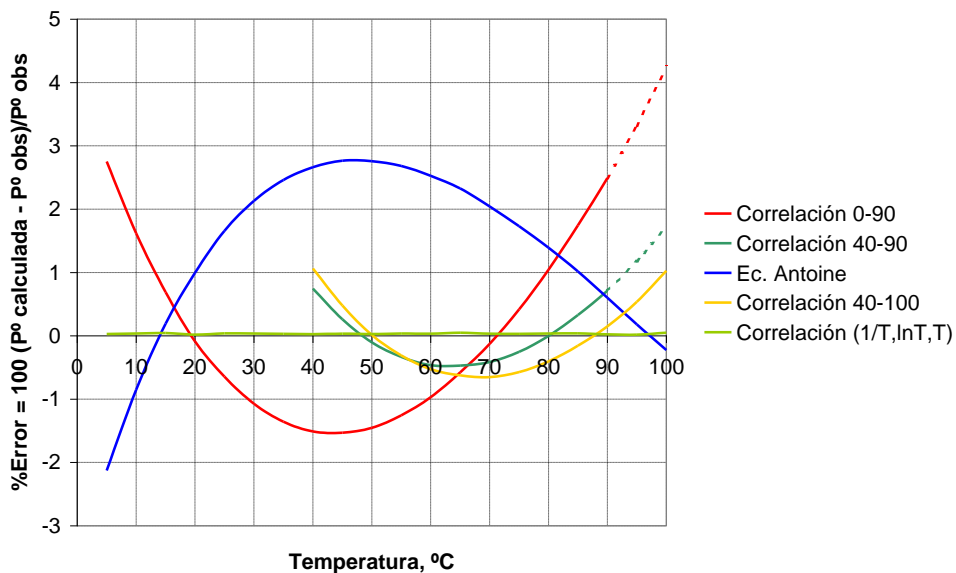


Figura A-III.1. Error porcentual en el cálculo de la presión de vapor respecto de la información publicada, con tres casos de la ecuación de Clausius-Clapeyron, la ecuación de Antoine y el modelo del presente trabajo, indicado como “correlación (1/T,lnT,T)”.

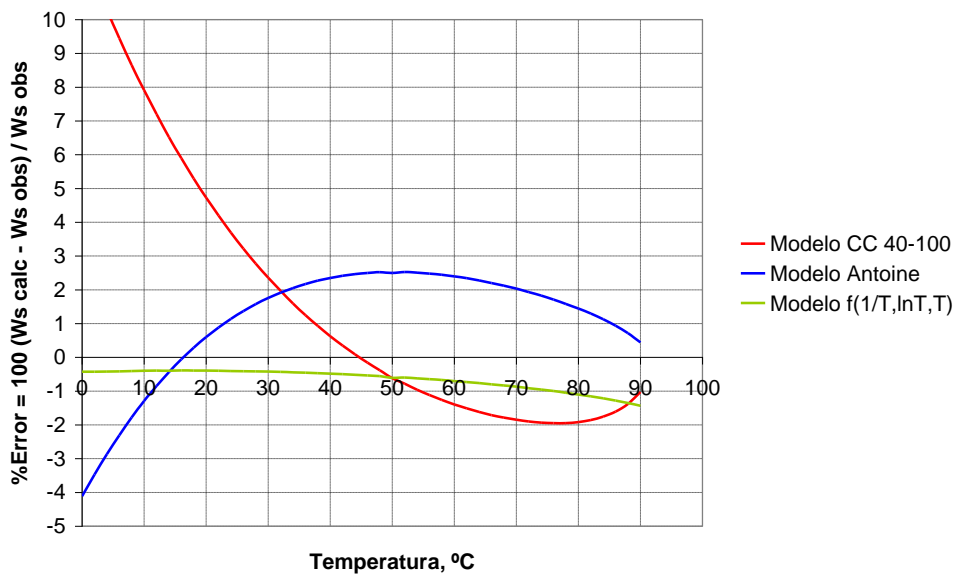


Figura A-III.2. Error porcentual en el cálculo de la humedad del aire saturado respecto de la información publicada, con la ecuación de Clausius-Clapeyron, la ecuación de Antoine y el modelo del presente trabajo, indicado como “modelo f(1/T,lnT,T)”, en combinación con la ecuación (A-II.3).

Los detalles de análisis se encuentran en el ya mencionado Anexo al Cuarto Informe (Hermosillo, 2007 b), así como en un trabajo presentado en la XXXI Semana Nacional de Energía Solar (Hermosillo y Estrada, 2007). Ver Anexo XII. Las gráficas siguientes, tomadas de esos documentos, expresan en parte estos resultados.

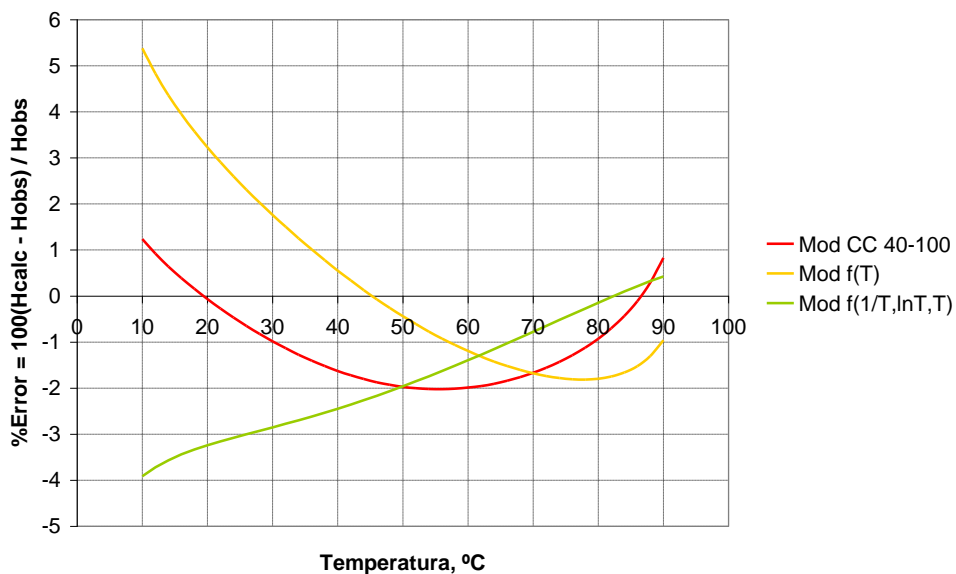


Figura A-III.3. Error porcentual en el cálculo de la entalpía del aire saturado respecto de la información publicada, con la ecuación de Clausius-Clapeyron, con una modificación de la anterior considerando el calor de vaporización como función de la temperatura y con el modelo del presente trabajo, indicado como "mod f(1/T, lnT, T)", en combinación con la ecuación (A-II.3) y el modelo para la entalpía dado por la ecuación (2.8).

Anexo IV. Modelo para el intercambio de calor

El presente anexo complementa la información expuesta en la sección 2.2. Mediante el balance de calor de esa sección se relaciona el incremento de temperatura del agua en el condensador con el cambio de entalpía del aire húmedo. Sin embargo, de acuerdo con la teoría de transferencia de calor, el calor ganado por el agua en el condensador, Q_w , también puede calcularse en función de las propiedades físicas del intercambiador de calor y de sus condiciones de operación. La siguiente ecuación representa el flujo de calor en cada punto del intercambiador:

$$\frac{dQ_w}{dA} = U_l \Delta T = U_l (T_h - T_c) \quad (\text{A-IV.1})$$

donde:

U_l = coeficiente local de transferencia de calor, J/(s m² °C)

T_h = temperatura del fluido caliente en cada punto del intercambiador, °C

T_c = temperatura del fluido frío en cada punto del intercambiador, °C

Para integrar esta ecuación, analítica o numéricamente, se requiere una descripción precisa del valor de U_l en cada punto de intercambio térmico, así como de las temperaturas de ambos fluidos. Es común resolver esta situación empleando las siguientes hipótesis [McCabe *et al.*, (2005), p. 223]:

- El coeficiente de transferencia de calor, U_l , es constante a lo largo y ancho del condensador,
- Los calores específicos de ambos fluidos son constantes,
- Las pérdidas de calor hacia los alrededores son despreciables, y
- El flujo de los fluidos se da en estado estable, ya sea en paralelo o en contracorriente

Estas hipótesis dan como resultado que una gráfica de T vs. Q_w consistiría en líneas rectas y, por tanto, también la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío, ΔT , es una recta en función de Q_w , es decir, la pendiente de ΔT vs. Q_w es constante. Con este supuesto puede escribirse:

$$\frac{d(\Delta T)}{dQ_w} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Q_w} \quad (\text{A-IV.2})$$

donde:

ΔT = diferencia de temperaturas entre los fluidos frío y caliente, en ambos extremos del intercambiador, °C

Q_w = magnitud total del intercambio de calor en todo el intercambiador, W

Sustituyendo el valor de dQ_w de la ecuación (A-IV.1) en la (A-IV.2), se tiene:

$$\frac{d(\Delta T)}{U_i \Delta T dA} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Q_w} \quad (\text{A-IV.3})$$

La ecuación (A-IV.3) permite la separación de variables que, bajo las hipótesis anteriores puede escribirse en la siguiente forma para ser integrada. En esta ecuación se emplea el coeficiente global de transferencia de calor U , en vez del local U_i , debido a la hipótesis de que éste es constante:

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = \frac{U(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{Q_w} \int_0^{A_T} dA \quad (\text{A-IV.4})$$

Integrando,

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{U(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{Q_w} A_T \quad (\text{A-IV.5})$$

Reordenando para despejar Q_w ,

$$Q_w = \frac{U(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} A_T \quad (\text{A-IV.6})$$

En el contexto particular de la sección 2.2, se tienen las siguientes equivalencias entre la deducción anterior y la nomenclatura usada en el modelo del presente trabajo:

$$\begin{aligned} Q_w &= LCp(T_2 - T_1) \\ U &= U_{cond} \\ A_T &= A_{cond} \\ \Delta T_2 &= (T_6 - T_2) \\ \Delta T_1 &= (T_5 - T_1) \end{aligned}$$

Por tanto, usando esta nomenclatura en la ecuación (A-IV.6) se obtiene:

$$LCp_{agua}(T_2 - T_1) = U_{cond} A_{cond} \left[\frac{(T_6 - T_2) - (T_5 - T_1)}{\ln \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_1}} \right] \quad (\text{A-IV.7})$$

donde:

U_{cond} = coeficiente global de transferencia de calor en el condensador, $J/(s \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$
 A_{cond} = área total del condensador, m^2

Anexo V. Modelo para el intercambio de masa

El presente anexo complementa la deducción de la sección 2.2. En el evaporador ocurre, en forma simultánea con la transferencia de calor, un proceso específico de transferencia de masa, que es donde propiamente se da el proceso de separación entre las sales y el agua. En el lado derecho de la figura 2.1 se simboliza el evaporador, que debe tener una geometría y una disposición específica para favorecer lo más posible el proceso de evaporación del agua en aire, que es la función de este elemento del sistema.

Para operaciones de transferencia de masa puede demostrarse que la siguiente relación es válida para el balance de entalpía, en la que destaca el hecho de que un coeficiente de transferencia de masa se utiliza junto con una diferencia de entalpía como fuerza motriz [McCabe (2005) p.635; Treybal (1980) p. 276].

$$\left(\frac{G}{A}\right)dH = k_y a (H_s - H) dZ \quad (\text{A-V.1})$$

donde:

G = gasto másico del aire, kg/s

A = área de la sección transversal del evaporador, m²

H = entalpía del aire húmedo por unidad de masa del aire seco, J/kg

H_s = entalpía del aire saturado por unidad de masa de aire seco, J/kg

k_y = coeficiente local de transferencia de masa para la fase gaseosa, kg/(m² s)

a = superficie interfacial específica, m²/m³.

Z = coordenada longitudinal (vertical, usualmente) de la transferencia de masa, m

El significado físico de esta ecuación es el siguiente: el lado izquierdo de la ecuación expresa la tasa de ganancia de entalpía por unidad de área, en el aire, debido al cambio en la temperatura y la humedad simultáneamente. El lado derecho indica que ese cambio entálpico se debe al proceso de evaporación en el que una cierta cantidad de masa es transferida por unidad de área y por unidad de tiempo al flujo gaseoso, requiriendo para ello la entalpía de evaporación correspondiente a la masa de agua evaporada.

La ecuación (A-V.1) puede reexpresarse en la siguiente forma:

$$dH = \frac{k_y a A}{G} (H_s - H) dZ \quad (\text{A-V.2})$$

Esta ecuación expresa que el calor $dq = dH$, transferido *en cada punto de la coordenada Z* es proporcional a la diferencia de entalpías entre el aire en las condiciones en que se encuentre en dicho punto, H , y el aire saturado de humedad en las condiciones que le corresponde, H_s .

Esta ecuación muestra varias características difíciles de evaluar, a saber:

- No es fácil medir el coeficiente local de transferencia de masa, k_Y , en diversos puntos de la coordenada Z . Tampoco puede garantizarse que permanece constante.
- En muchos casos (gotas, burbujas, etc.,) no es fácil tener una expresión confiable para el área interfacial por unidad de volumen, a , porque suele haber efectos de coalescencia o de tensión superficial a lo largo de la trayectoria. Tampoco puede garantizarse que el área interfacial permanece constante.
- La integral del lado izquierdo supone conocer la “trayectoria” del sistema en un diagrama de entalpía (por ejemplo el diagrama psicrométrico), para poder expresar la diferencia $H_s - H$ como función de H . Esto implica conocer las condiciones del aire húmedo en cada punto a lo largo de la coordenada Z , dentro del propio evaporador.

Por otro lado, dado que a presión constante H es una función lineal de q , entonces también la diferencia $H_s - H$ varía linealmente con la transferencia de calor. Aprovechando esta propiedad es posible plantear el problema con base en las condiciones en los dos extremos del evaporador, en forma análoga a lo que se hace en los intercambiadores de calor:

$$\frac{d(H_s - H)}{dq} = \frac{(H_s - H)_2 - (H_s - H)_1}{Q} \quad (\text{A-V.3})$$

donde:

$(H_s - H)_2$ = diferencia de entalpías a la salida del evaporador.

$(H_s - H)_1$ = diferencia de entalpías a la entrada del evaporador.

Q = cantidad total de calor transferido en el evaporador, $Q = \int dq$

Sustituyendo la ecuación (A-V.2) en el denominador del lado izquierdo de la ecuación anterior y considerando que $dq = dH$, se tiene:

$$\frac{d(H_s - H)}{\frac{k_Y a A}{G} (H_s - H) dZ} = \frac{(H_s - H)_2 - (H_s - H)_1}{Q}$$

Reagrupando,

$$\frac{d(H_s - H)}{(H_s - H)} = \left(\frac{k_Y a A}{G} \right) \frac{(H_s - H)_2 - (H_s - H)_1}{Q} dZ$$

Considerando que la entalpía es independiente de la altura Z , y suponiendo que todos los elementos dentro del paréntesis del lado derecho son constantes, y por tanto el coeficiente local k_Y es equivalente a un coeficiente global de transferencia de masa, K , se obtiene:

$$\int_{(H_s - H)_1}^{(H_s - H)_2} \frac{d(H_s - H)}{(H_s - H)} = \left(\frac{K a A}{G} \right) \frac{(H_s - H)_2 - (H_s - H)_1}{Q} \int_0^Z dZ$$

Integrando, y empleando $AZ = V$, que es el volumen total del evaporador, se obtiene:

$$\ln \frac{(H_s - H)_2}{(H_s - H)_1} = \left(\frac{KaV}{G} \right) \frac{(H_s - H)_2 - (H_s - H)_1}{Q}$$

Despejando Q ,

$$Q = \frac{KaV}{G} \left[\frac{(H_s - H)_2 - (H_s - H)_1}{\ln \frac{(H_s - H)_2}{(H_s - H)_1}} \right]$$

Pasando G al lado izquierdo y usando las siguientes adecuaciones de nomenclatura al modelo del Capítulo 2:

$$\begin{aligned} Q &= H_6 - H_5 \\ (H_s - H)_2 &= H_3 - H_6 \\ (H_s - H)_1 &= H_4 - H_5 \end{aligned}$$

se obtiene:

$$G(H_6 - H_5) = KaV \left[\frac{(H_3 - H_6) - (H_4 - H_5)}{\ln \frac{H_3 - H_6}{H_4 - H_5}} \right] \quad (\text{A-V.4})$$

donde:

K = coef. global de transferencia de masa para toda la columna de evaporación, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{s})$

V = volumen del evaporador = AZ , m^3

Una ecuación similar se ha encontrado en varias publicaciones [Naywaseh, *et al.* (1999); Farid *et al.*, (2002); Al-Enezi *et al.* (2006) y con variantes, Xiong *et al.* (2006)] y puede considerarse como un modelo aproximado, debido a los supuestos involucrados, pero a cambio de ello, de resolución factible. Tiene la ventaja de estar expresada en términos de las entalpías de saturación cuya expresión como función de la temperatura es conocida con precisión.

Anexo VI. Determinación del área específica del evaporador

El presente anexo complementa la información de la sección 3.2. Para el sustrato del evaporador se usó el material conocido como Friocel o CELdek es un producto de la compañía Munters (www.munters.com.mx) y consiste en cuerpos o columnas de celulosa de fibra larga (cartón corrugado), tratado para resistir la humedad y el ataque biológico. No están publicados ni se manejan datos técnicos tales como área por unidad de volumen. Su uso en enfriadores evaporativos sigue normalmente reglas empíricas. Los distribuidores de equipo de enfriamiento lo recomiendan por su mejor capacidad de evaporación y su mayor duración en comparación con la Fibra Aspen. La figura A-VI-1 muestra una imagen de una muestra de Friocel.



Figura A-VI-1. Una muestra de Friocel.

Un examen de muestras de Friocel indicó que tiene 44 capas de cartón en un espesor de 30 cm (12”), es decir, 144 capas por metro lineal. Es difícil estimar el área de contacto entre las diversas capas del cartón ondulado. Se presentan dos consideraciones:

- Suponiendo que cada capa de cartón tiene por lo menos un área igual a la de la sección³⁹, y considerando que la evaporación se dará por ambos lados de cada capa de cartón, se tendría un factor de por lo menos 288 m² de evaporación por metro cúbico de Friocel.
- Estimando el área real del cartón tomando en cuenta las ondulaciones, se encontró que su longitud y su anchura son 10% mayores.⁴⁰ Considerando esta información, el área se ve incrementada en 21%, es decir, a alrededor de 348 m² por metro cúbico. A este dato le hace falta restar el área de contacto entre las diversas capas del relleno. Se contaron 24 puntos de contacto de aproximadamente 1 cm² de área, en una superficie de 30cm × 5 cm de cartón

³⁹ Esto equivale a despreciar el área extra generada por la ondulación del cartón.

⁴⁰ Una hoja de cartón de 30 cm se alargó a 33 cm una vez que se desprendió del Friocel y se extendió sobre una superficie plana. La anchura se incrementó de 5 cm a 5.5 cm.

corrugado. Esto da como resultado aproximadamente 19 cm^2 de área de contacto por cada 150 cm^2 de cartón, equivalentes al 12.6% de la superficie, lo cual reduce la cantidad anterior a aproximadamente 305 m^2 de área de evaporación por cada m^3 de Friocel.

Considerando un dato ligeramente conservador, de $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$, se tiene que 1 m^2 de área de evaporación se obtiene con 0.0033 m^3 de Friocel, equivalentes a un prisma de $30 \times 30 \text{ cm}$ de lado y 3.7 cm de altura.

El Friocel tiene la propiedad de que induce una caída de presión en el flujo de aire relativamente pequeña en comparación con otras alternativas disponibles, como la Fibra Aspen. Esto se debe al orden interno en su estructura, que puede no ser evidente a primera vista. La figura A-VI-2 muestra, en la parte superior, los ductos para el paso del aire que se forman entre las capas de cartón ondulado.

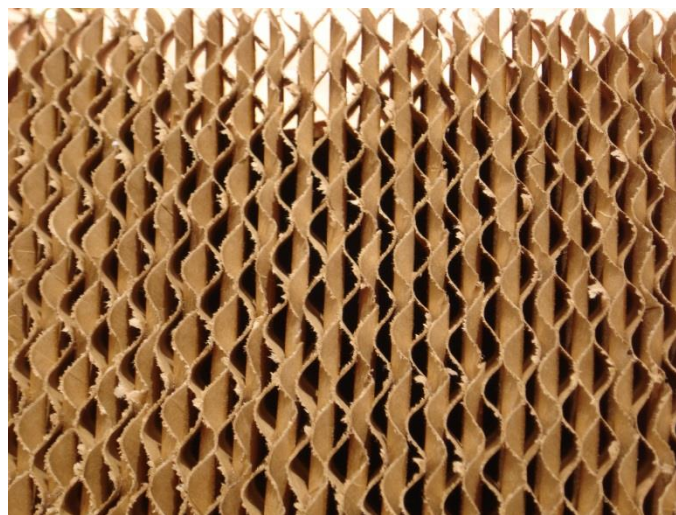


Figura A-VI-2. Vista de la estructura ordenada del Friocel para permitir el paso del aire causando una caída de presión relativamente pequeña.

Para ciertas aplicaciones existe una variante del Friocel que se fabrica de plástico reforzado con fibra de vidrio. Este material tiene mejor resistencia a condiciones más adversas como posiblemente se encuentren en versiones futuras del presente trabajo, pero tiene la desventaja de que es un material más difícil de desechar adecuadamente con poco impacto ambiental.

Anexo VII. Determinación del área de transferencia del condensador

El presente anexo complementa la información de la sección 3.3. El intercambiador empleado en el sistema desalinizador tiene 57 aletas horizontales de cobre, de 300 mm x 85 mm c/u, separadas entre sí 5 mm. Esto produce los siguientes datos de área:

$$(300 \text{ mm})(85 \text{ mm}) = 25\,500 \text{ mm}^2 = 0.0255 \text{ m}^2 \text{ por cada cara de cada aleta}$$

$$(0.0255 \text{ m}^2)(2 \text{ caras})(57 \text{ aletas}) = 2.91 \text{ m}^2, \text{ área total de las aletas horizontales}$$

Además, el intercambiador tiene 105 tubos planos verticales, de latón, acomodados en 6 hileras (3 hileras de 17 tubos y 3 hileras de 18) soldados a las aletas horizontales. Estos tubos tienen una sección de 12 mm x 2 mm. Esto produce las siguientes consideraciones:

$$(12 \text{ mm})(2 \text{ mm}) = 24 \text{ mm}^2 = 2.4 \times 10^{-5} \text{ m}^2, \text{ área de cada tubo que se resta al área de aletas}$$

$$(2.4 \times 10^{-5} \text{ m}^2)(105 \text{ tubos})(57 \text{ aletas}) = 0.144 \text{ m}^2 \text{ área que se resta a la de las aletas, por los tubos}$$

Por otro lado, los tubos mismos añaden área de intercambio de calor. Considerando únicamente las secciones laterales (la parte plana) de los tubos, se tiene:

$$(12 \text{ mm})(5 \text{ mm})(2 \text{ caras}) = 120 \text{ mm}^2 \text{ por cada tubo, entre una aleta y otra}$$

$$(120 \text{ mm}^2)(105 \text{ tubos})(57 \text{ aletas} + 1) = 730\,800 \text{ mm}^2 = 0.7308 \text{ m}^2$$

Entonces, el área neta para el intercambio de calor es:

$$\text{Área original de aletas} - \text{área de las secciones de los tubos} + \text{área lateral de los tubos} =$$

$$2.91 \text{ m}^2 - 0.14 \text{ m}^2 + 0.73 \text{ m}^2 = 3.50 \text{ m}^2$$

La figura A-VII-1 muestra una imagen de las aletas (horizontales) y tubos (verticales), en la que se aprecia cualitativamente el efecto de área añadido por los tubos.

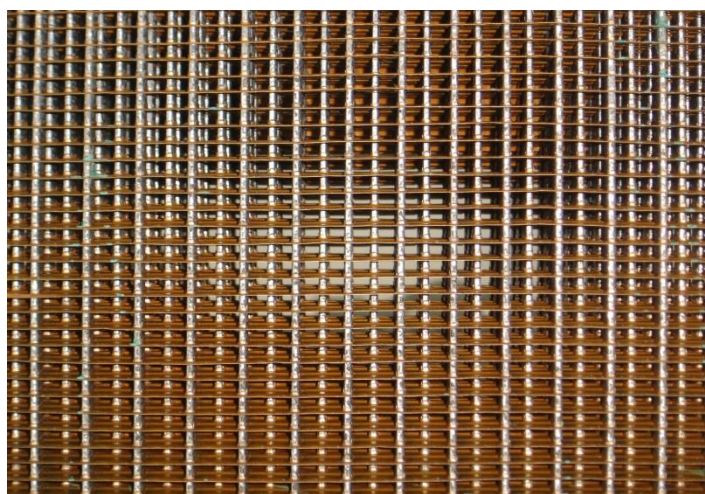


Figura A-VII.1. Acercamiento del intercambiador de calor aire-agua.

Anexo VIII. Construcción del prototipo experimental

El presente anexo es de carácter gráfico y narrativo. Las especificaciones técnicas se encuentran en el Capítulo 3 del presente documento y en los dos anexos anteriores.

La figura A-VIII.1 muestra el evaporador en su etapa de construcción. La parte superior es la sección para distribución de la salmuera y se aprecia una placa perforada para estos fines. La tubería blanca es la entrada de aire. Dentro del ducto principal de sección cuadrada se aprecia la ceja que hace las veces de sello para el relleno. En la parte superior se observa también una ventana para observar el fenómeno, especialmente para inspeccionar el proceso de distribución del agua. En la arista inferior derecha se muestran los dos orificios para la extracción de la salmuera, uno ubicado antes y otro después de la ceja mencionada.

La figura A-VIII.2 muestra el sustrato de Friocel dentro del evaporador, aunque en este caso se removió el elemento distribuidor para mostrar cómo queda ubicado el sustrato. En ambas imágenes se aprecia una “brida” que permite unir esta sección con la del condensador, mediante tornillos y un empaque, y a través de dicho empaque pasar los cables de los termopares hacia el exterior.

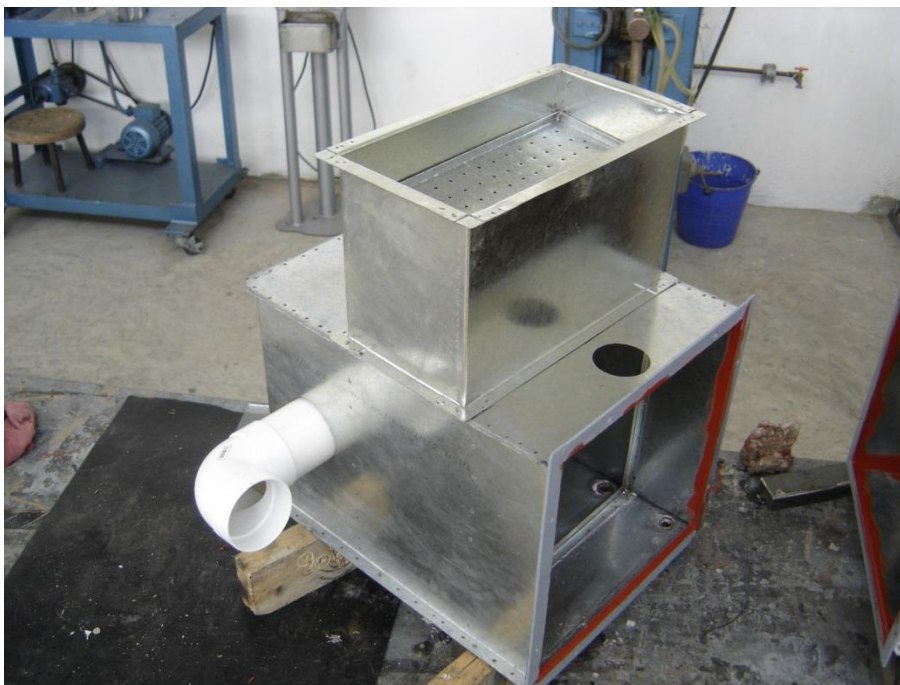


Figura A-VIII.1. El evaporador en construcción.

La figura A-VIII.3 muestra el condensador en construcción. Este elemento requirió un concepto ligeramente diferente al evaporador, porque hubo que construir la carcasa alrededor del intercambiador de calor aire-agua, con objeto de dejar únicamente el área de intercambio

dentro del condensador, y dejar por fuera los cabezales de distribución (inferior) y de colección (superior). La figura muestra un orificio para el tubo de salida de aire, de dimensiones y configuración similar al del evaporador.

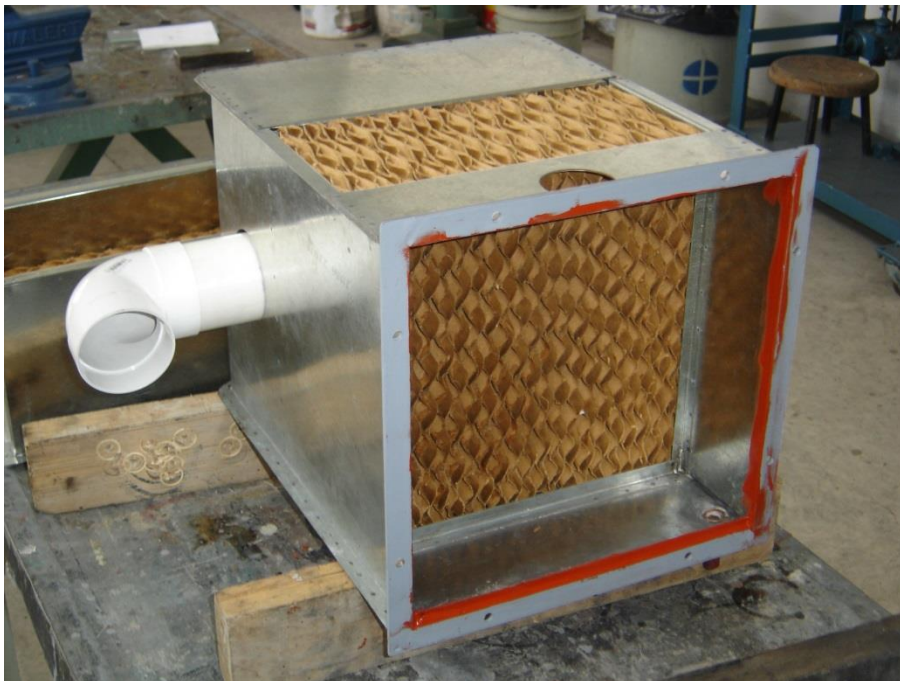


Figura A-VIII.2. El relleno de Friocel dentro del evaporador.

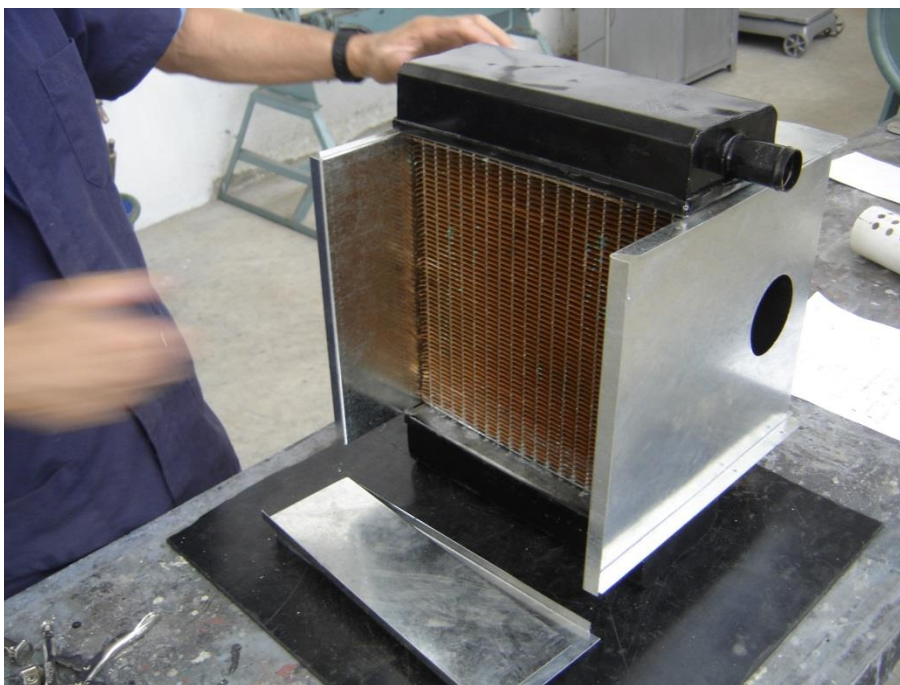


Figura A-VIII.3. El condensador en construcción.

En la figura A-VIII.4 se muestra el calentador. Es un recipiente de sección cuadrada, construido todo de acero inoxidable, con una cara del paralelepípedo removible para la instalación y mantenimiento de las resistencias. Esta placa se une al resto del recipiente mediante tornillos y mediante un empaque de hule. La disposición escogida para las resistencias combina la máxima presentación del área de éstas al flujo de agua, con la clara separación de las terminales en el lado opuesto de la placa.

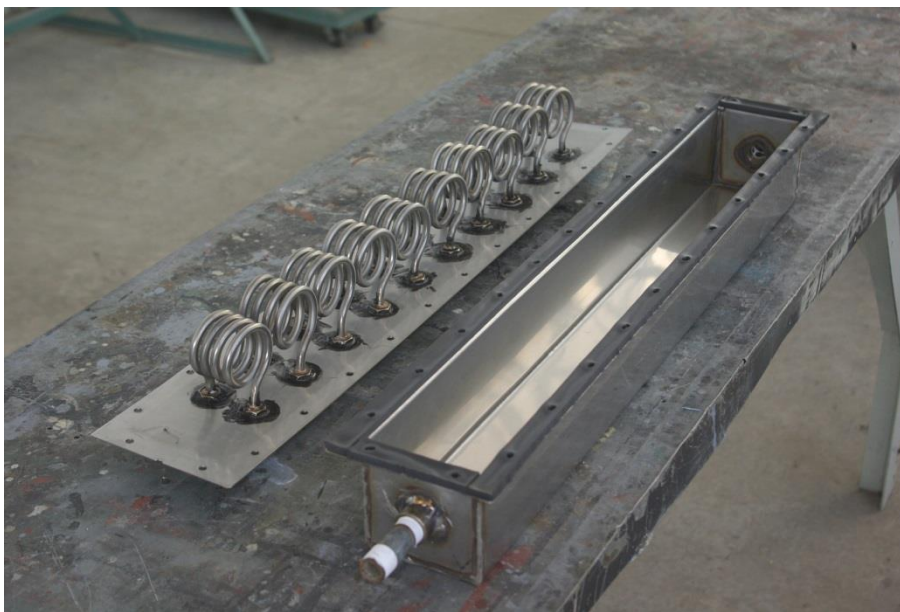


Figura A-VIII.4. El calentador en construcción.

La figuras A-VIII.5 y A-VIII.6 muestran la primera versión del sistema completo antes de ser aislado térmicamente y de otros detalles finales. Todo el equipo se montó sobre una estructura tipo anaquel industrial, que permite fácilmente su modificación y su adecuación para recibir las modificaciones que requiera el equipo. Al lado derecho se observa el panel de interruptores, que permite controlar manualmente cada una de las resistencias, así como la bomba recirculadora (que no se aprecia en las imágenes).

La figura A-VIII.6 muestra también la ubicación del anemómetro de hélice, ubicado un poco más allá de la mitad del ducto entre el condensador (lado izquierdo) y el evaporador (lado derecho).

La primera versión mostró severas dificultades para desalojar el condensado. Al estancarse el condensado en las aletas mismas del condensador, este fenómeno impedía que continuara el proceso de condensación, porque el área efectiva de condensador disminuía drásticamente. Fue necesario un rediseño de la geometría y la posición del condensador para facilitar el escurrimiento del condensado. Con objeto de lograr ese nuevo posicionamiento del

condensador se insertó un “codo” de 45° entre el evaporador y el condensador. La figura A-VIII.7 muestra este elemento antes de integrarse al sistema.



Figura A-VIII.5. La primera versión del sistema completo armado en su estructura, pero aún sin aislante térmico.

Un elemento que se vio conveniente añadir, cuya razón se expone en la sección 4.1, consiste en un agitador del aire interno entre el evaporador y el condensador, con objeto de homogeneizar el flujo de aire entre ambos elementos. La figura A-VIII.7 muestra una primera versión de este agitador, montada sobre el nuevo ducto, que consistió en aletas de geometría similar a los rotores savonius empleados en la colección elemental de energía eólica. Sin embargo, aunque en pruebas de taller estos rotores funcionaban aparentemente bien, en las condiciones específicas del sistema destilador se encontró que sólo a las mayores velocidades del aire se lograba mover uno de los rotores, mientras que el de la parte inferior difícilmente se movía. Por esta razón se optó por diseñar y construir otro tipo de agitador, mostrado en la figura A-VIII.8. Este nuevo agitador, de hélice, está montado sobre baleros con lo cual se logra mover a menores velocidades del aire que la primera versión. Sin embargo, como parte del presente trabajo no se realizó un estudio detallado del efecto que produciría dicho elemento.

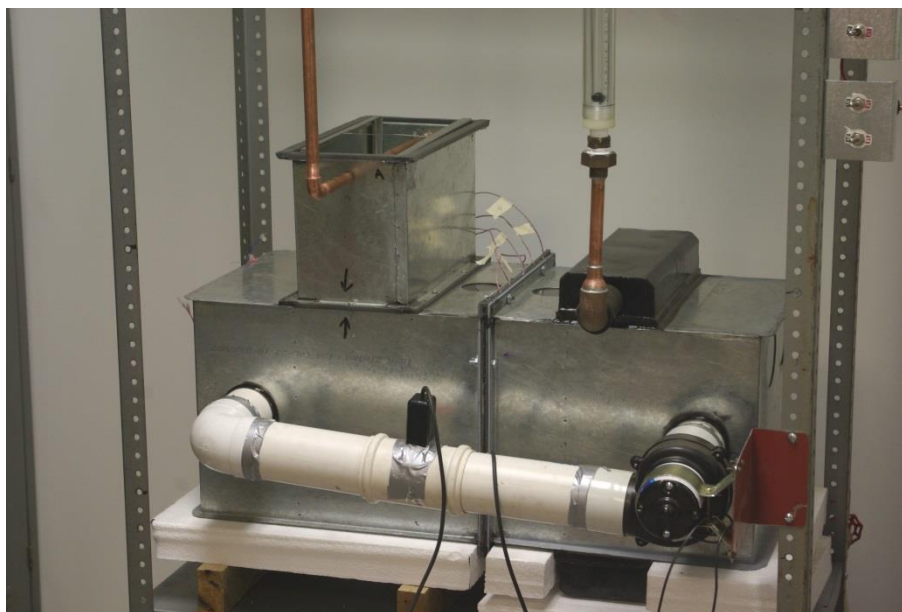


Figura A-VIII.6. Detalle del conjunto evaporador (izquierda) y condensador (derecha).



Figura A-VIII.7. El "codo" de 45° que se empleó para inclinar el condensador. La imagen muestra también la primera versión de los "agitadores savonius" que se intentó emplear, sin resultados positivos.

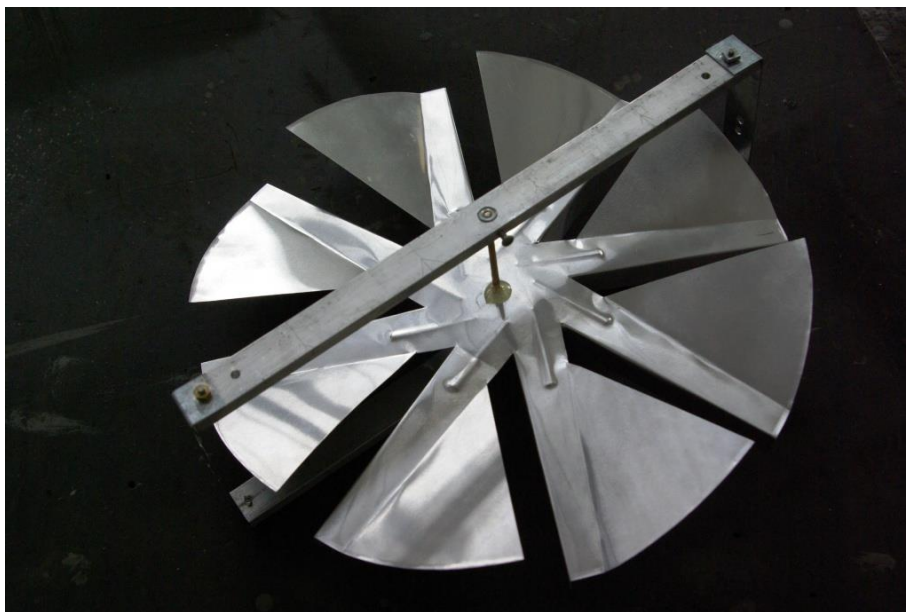


Figura A-VIII.8. La nueva versión del agitador, montada sobre baleros.

La figura A-VIII.9 muestra otros detalles constructivos como implicación de las modificaciones descritas: al evaporador se le añadió una purga de aire, necesaria porque al calentarse el agua disminuye la solubilidad del aire, por lo que en la nueva posición del condensador es posible que con el tiempo se acumule una burbuja de aire en su interior. Asimismo, fue necesario conectar el agua del modo como se muestra en la figura.

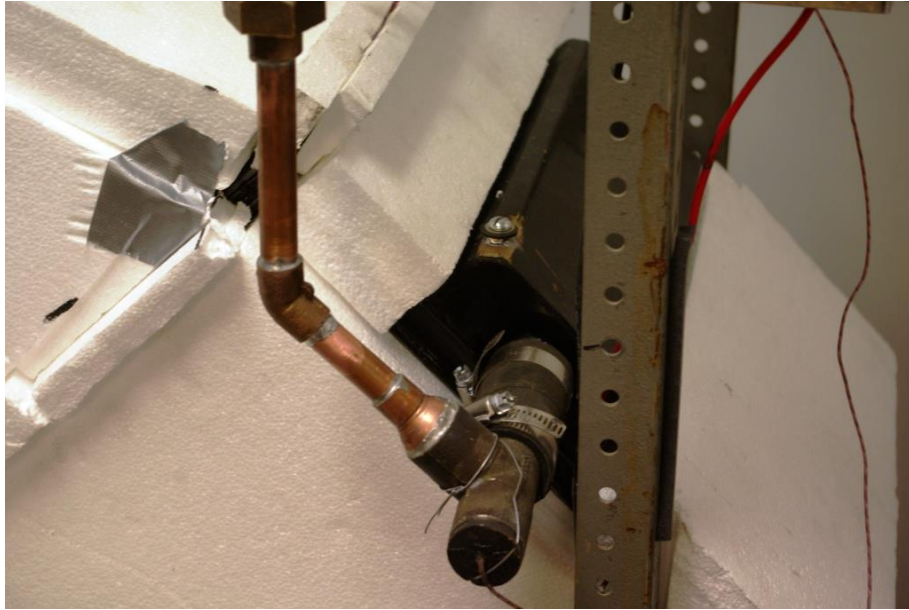


Figura A-VIII.9. Detalle de la purga de aire instalada en el cabezal (tornillo sobre la arista negra), junto con la nueva conexión de la salida de agua y el tapón de soporte para el termopar a la salida del condensador.

La figura A-VIII.10 muestra el sistema como quedó después de las modificaciones, con su aislamiento térmico y con la instrumentación instalada, de acuerdo con lo expuesto en el Capítulo 3. En esa imagen no aparece el sistema calentador, cuya geometría se conservó similar al que se aprecia en la figura A-VIII.5. Frente al sistema se aprecian los dos adquisidores de datos, colocados sobre la fuente de poder que se usó para controlar con precisión la velocidad del impulsor (ver anexo XI). Inserto en el ducto inclinado se aprecia el anemómetro de hélice empleado para medir la velocidad y el gasto de aire.

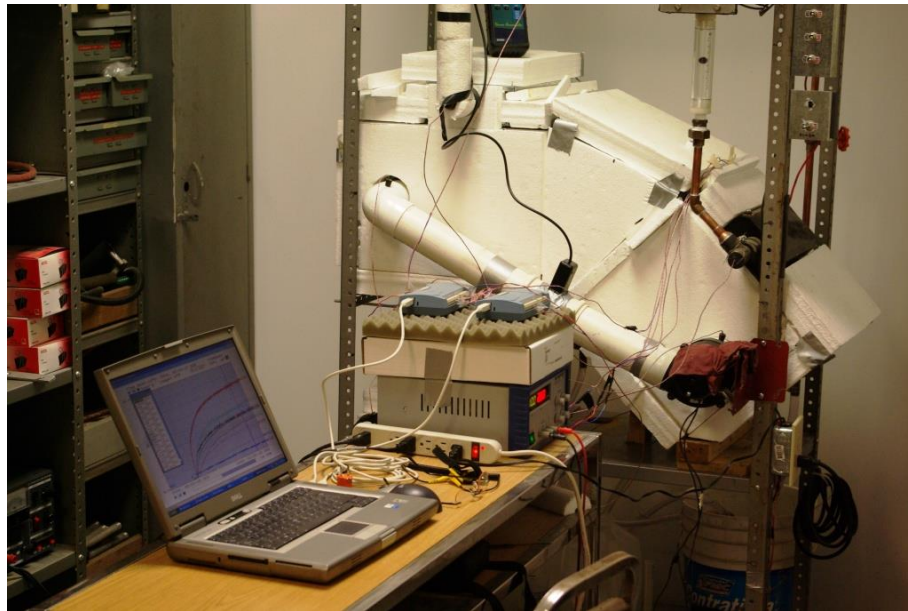


Figura A-VIII.10. El sistema destilador en operación, después de las modificaciones, mostrando el aislamiento térmico, así como algunos elementos de su instrumentación.

Anexo IX. Rutina para las corridas experimentales

1. Antes de comenzar la corrida:
 - Verificar la disponibilidad de corriente eléctrica.
 - Verificar la disponibilidad de agua.
 - Verificar el estado del drenaje para el agua. Asegurar la manguera de desagüe.
 - Verificar la disponibilidad del instrumental extra: cronómetro, probetas, grabadora, lámpara.
 - Limpieza general del área.
2. Preparativos iniciales:
 - Conectar el sistema eléctrico (interruptor que está fuera del laboratorio).
 - Conectar la fuente de poder y la computadora a la red eléctrica.
 - Conectar los adquisidores de datos a la computadora.
 - Verificar el funcionamiento de los termopares y calibrarlos mediante el software Insta-Cal.
 - Preparar el software TracerDAQPro para registrar todos los canales cada $\frac{1}{2}$ segundo.
3. Etapa de arranque:
 - Iniciar el software Tracer DAQPro.
 - Verificar la similitud de lectura de todos los termopares.
 - Esperar un minuto, registrando las lecturas.
 - Minuto 1:00. Abrir la llave del agua hasta el flujo deseado.
 - Esperar que pase el período transiente. Generalmente 3 minutos.
 - Minuto 4:00 o posterior. Conectar las resistencias con la potencia deseada y el ventilador.
4. Durante la corrida:
 - Minuto 15. Inspeccionar todo el sistema. Verificar, ajustar y anotar los flujos de agua, aire y corriente eléctrica (voltaje y amperaje). Medir y anotar la temperatura ambiente.
 - Repetir lo anterior cada 15 minutos.
 - Mantenerse todo el tiempo al pendiente de la bomba de desagüe y del recipiente de destilado.
 - Vigilar la temperatura del motor del impulsor. Enfriar con un papel húmedo cuando sea necesario.
5. Etapa final:
 - Después de 15 minutos en estado estacionario (generalmente del minuto 90 en adelante), preparar todo para medir el destilado.
 - Dependiendo de la tasa de producción de destilado, escoger la probeta de 25 o de 50 ml.
 - Insertar la probeta en el flujo de destilado y activar el cronómetro.
 - Tomar el tiempo al instante en que la parte baja del menisco llega a la lectura buscada (25 ó 50 ml) y usando la lámpara para optimizar la calidad visual de la lectura.
 - Grabar esta lectura en la grabadora de voz o en su defecto anotar en papel.
 - Vaciar la probeta y reiniciar el cronómetro.
 - Repetir el procedimiento anterior diez veces.
6. Al terminar:
 - Desconectar las resistencias, el flujo de agua y el ventilador.
 - Desconectar los instrumentos.
 - Limpiar todo.

Anexo X. Densidad del agua

Este anexo complementa la información de la sección 4.2. En el arreglo experimental el gasto de agua se obtiene mediante un rotámetro, que produce información en litros por minuto. El modelo matemático requiere el gasto en kilogramos por segundo, por lo que se requiere la densidad del agua. En vez de usar un valor fijo, se utilizó la función siguiente, que es un ajuste polinómico a la información obtenida de Bejan (2004), p.658:

$$\rho = 2 \times 10^{-5} T^3 - 6 \times 10^{-3} T^2 + 215 \times 10^{-2} T + 1000 \quad (\text{A-X.1})$$

donde:

ρ = densidad del agua en kg/m^3 .

T = temperatura en $^{\circ}\text{C}$.

La gráfica siguiente muestra la información de Bejan (2004) junto con la línea curva correspondiente a la ecuación (A-X.1).

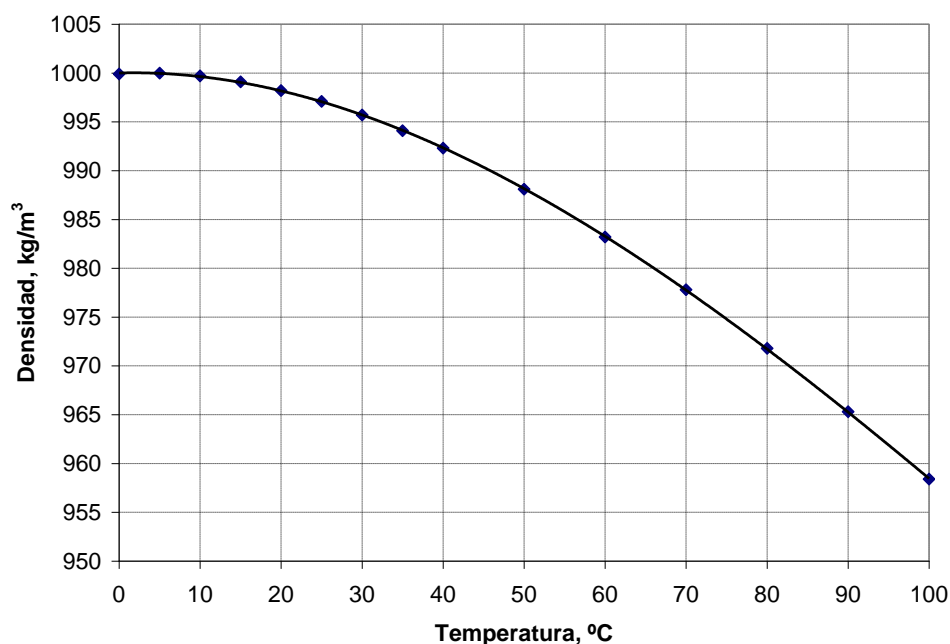


Figura A-X.1. Densidad del agua como función de la temperatura.

Anexo XI. Medición de la velocidad del aire y consumo de potencia

Este anexo complementa la información de la sección 4.2. Para la medición de la velocidad del aire se emplearon anemómetros de hélice de la marca Extech, modelo HD-300. Sin embargo, las condiciones de humedad (saturación) y temperatura resultaron demasiado rudas para esos instrumentos. Dado que se observó una buena correlación y repetibilidad de las velocidades en función de la diferencia de potencial eléctrico aplicado al motor del impulsor, se decidió hacer un conjunto de corridas en diferentes condiciones para obtener el modelo correspondiente. El potencial eléctrico se aplicó al motor mediante una fuente de poder. Se observó que el gasto de agua induce una pequeña caída de presión que altera ligeramente el gasto de aire. La figura A-XI-1 muestra el resultado de seis corridas, tres a 1.0 LPM de gasto de agua, y tres a 1.5 LPM. El modelo matemático obtenido de es:

$$v = -0.0413V^2 + 1.6283V - 1.2091 \quad (\text{A-XI.1})$$

donde v es la velocidad del aire en m/s y V es el potencial aplicado en voltios. El coeficiente de determinación es $R^2 = 0.9945$.

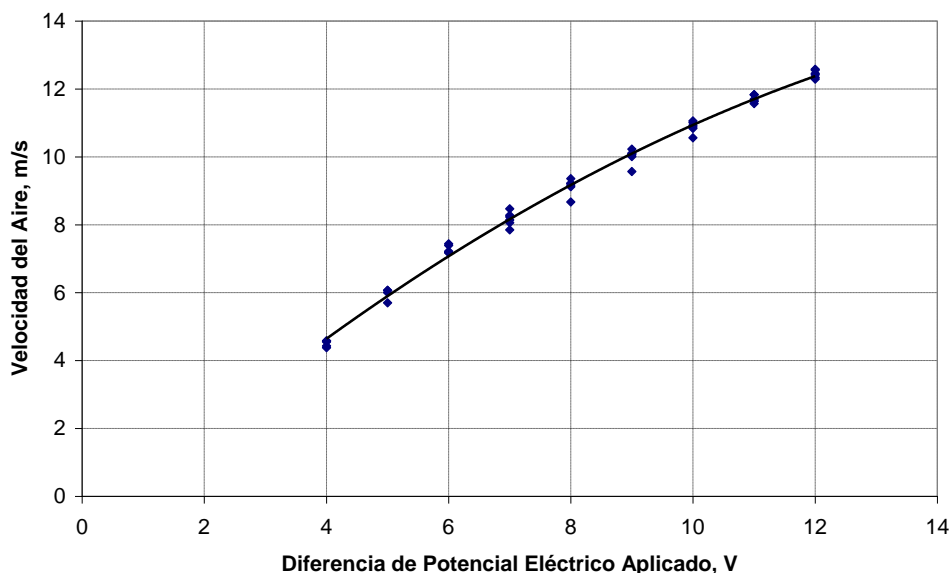


Figura A-XI-1. Velocidad del aire vs. diferencia de potencial aplicado al motor del impulsor.

Simultáneamente con el voltaje se midió la corriente, lo cual permitió cuantificar la potencia requerida por el motor eléctrico para cada gasto de aire. La figura A-XI-2 muestra los datos de consumo eléctrico para cada voltaje aplicado. Con un coeficiente de determinación de $R^2 = 0.9987$, el modelo que describe la línea continua es:

$$Pot = 0.1802V^2 + 0.9124V \quad (\text{A-XI.2})$$

En la cual Pot es la potencia eléctrica consumida y V es la diferencia de potencial aplicado en voltios. Esta correlación se obtuvo forzando a pasar la parábola por el origen.

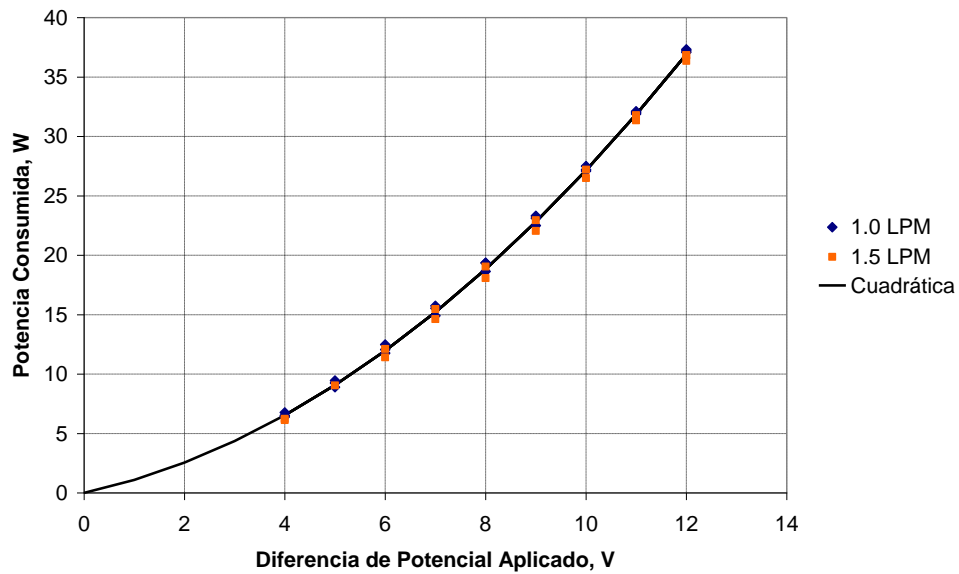


Figura A-XI-2. Potencia consumida vs. diferencia de potencial aplicado al motor del impulsor.

Al llegar a la última página, cierra el libro.

Proverbio chino.

Anexo XII. Artículos publicados como resultado del presente trabajo

Este anexo contiene los artículos publicados durante el desarrollo del presente trabajo, tres de ellos en los congresos de la Asociación Nacional de Energía Solar (ANES) y uno en *Solar Energy Journal*, de la *International Solar Energy Society* (ISES). Adicionalmente, el trabajo se presentó, según su estado de avance, en reuniones académicas públicas, en el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente (ITESO), en Guadalajara, Jal., en el Centro Universitario de Ciencias Exactas e Ingeniería (CUCEI) de la Universidad de Guadalajara y en el Centro de Investigación en Energía (CIE) de la UNAM.

Los artículos publicados, que aparecen en páginas subsiguientes, fueron:

Año	Artículo	Página
2007	Cálculo de la humedad y de la entalpía del aire saturado en sistemas de desalación solar por humidificación-deshumidificación. XXXI Semana Nacional de Energía Solar, Zacatecas, Zac., octubre de 2007.	139
2008	Modelo matemático y prototipo experimental de un sistema desalinizador mediante humidificación de aire. XXXII Semana Nacional de Energía Solar, Mérida, Yuc., octubre de 2008.	145
2010	Sistema desalinizador solar mediante humidificación de aire: modelo matemático mejorado y estudio experimental. XXXIV Semana Nacional de Energía Solar, Guanajuato, Gto., octubre de 2010.	150
2011	Water desalination by air humidification: mathematical model and experimental study. <i>Solar Energy</i> 86 (2012) 1070-1076. Elsevier.	156

CÁLCULO DE LA HUMEDAD Y DE LA ENTALPÍA DEL AIRE SATURADO EN SISTEMAS DE DESALACIÓN SOLAR POR HUMIDIFICACIÓN-DESHUMIDIFICACIÓN

Juan J. Hermosillo Villalobos y Claudio A. Estrada Gasca

Centro de Investigación en Energía, UNAM
Pirvada Xochicalco S/N, Temixco, Mor., México.
jjhev@cie.unam.mx

RESUMEN

Se presentan diversos modelos para el cálculo de la humedad y la entalpía del aire saturado, útiles para la simulación matemática de sistemas de desalación de agua mediante humidificación y deshumidificación de aire. Se obtuvieron estos modelos por dos técnicas: una basada en la fisicoquímica del sistema aire-agua y otra basada puramente en la observación de las gráficas de los datos. Los modelos que se reportan en el presente trabajo describen mejor que otros previamente publicados las propiedades mencionadas.

ABSTRACT

Several mathematical models for the calculation of humidity and enthalpy of water saturated air are presented. Those models are intended to be used in the mathematical simulation of humidification-dehumidification of air, in systems for seawater desalination. The models were obtained by two ways: using physical chemistry principles and observing the graphical information to fit some functions. Better models than previously published ones were obtained.

Palabras claves: Propiedades termodinámicas del aire húmedo. Desalación por humidificación-deshumidificación. Destilación solar. Desalación solar.

INTRODUCCIÓN

El uso de la energía solar para potabilizar agua a partir de agua de mar o agua salobre ha sido considerado por los investigadores y desarrolladores de tecnología desde hace más de un siglo. En este período se han desarrollado diversas tecnologías que permiten lograr la separación del agua de las sales, con resultados que son más adecuados unos que otros, según el volumen requerido por día y otras consideraciones de recursos disponibles localmente (Delyannis, 2003).

El sistema más sencillo y antiguo, llamado en México "destilador de caseta", es adecuado sólo en muy pequeña escala y ha mostrado serias dificultades para su escalamiento con fines de provisión de agua potable a comunidades humanas de tamaño medio.

Debido a esas dificultades, se han desarrollado diversos sistemas desaladores que utilizan tecnología probada en diversos procesos, tales como la destilación flash multietapa (MSF, por *multi stage flash*) y la destilación multiefecto (MED, por *multi effect distillation*), que separan el agua de las sales por vía térmica, así

como la ósmosis inversa, que utiliza energía eléctrica para el bombeo a presión a través de una membrana semipermeable.

Sin embargo, los sistemas térmicos que han operado más exitosamente lo han hecho apoyados en el suministro de combustibles fósiles. Los sistemas MSF y MED suponen condiciones de temperatura y presión cuidadosamente mantenidas alrededor de ciertos valores, diferentes en cada etapa o efecto, para operar a cierta distancia del equilibrio termodinámico entre las fases de líquido (salmuera) y vapor (agua pura). Esta necesidad de mantener condiciones esencialmente constantes en cada etapa o efecto dificulta el uso de la energía solar para impulsar este tipo de procesos.

Los añejos destiladores solares no operan en condiciones cercanas al equilibrio fisicoquímico de fases, es decir, no requieren la ebullición de la salmuera para producir el vapor. Otro modo de verlo es que el vapor producido no es un vapor saturado y mucho menos sobrecalentado, sino que es únicamente un vapor producido por la evaporación a partir del espejo de agua que se incorpora al aire que lo rodea. Lo que se obtiene es un aire húmedo que cede su humedad en las regiones del equipo que se encuentren a temperaturas menores a las de saturación en las condiciones de evaporación.

Los destiladores solares de caseta inducen inherentemente algunos procesos que disminuyen su productividad y su eficiencia. Probablemente su principal problema consiste en que para lograr la condensación del agua es necesario extraer calor del sistema, mismo que normalmente se cede al ambiente sin ningún reaprovechamiento. El mérito de los sistemas MSF y MED es que utilizan el calor varias veces para evaporar salmuera, dado que el calor de condensación de un efecto puede utilizarse para al menos precalentar el efecto siguiente (o anterior) o para suministrarle toda su energía térmica. En los destiladores solares se ha intentado hacer algo similar, pero la complejidad de los procesos involucrados, causada por la simplicidad de su geometría dificulta lograr resultados interesantes.

Sin embargo, la gran ventaja de los destiladores solares de caseta consiste en que son capaces de producir agua destilada en función de la entrada de energía solar, sin que su productividad esté sujeta al control de ciertas condiciones estables alrededor del equilibrio de fases.

Con la idea de aprovechar esta ventaja, para el desarrollo de sistemas desaladores idóneos para ser impulsados por energía solar, se ha desarrollado la técnica llamada "humidificación-deshumidificación multiefecto". En esta técnica todo el proceso de evaporación se realiza en presencia de aire, sin ebullición, y la

obtención del agua destilada se realiza mediante el enfriamiento del aire húmedo a condiciones tales que el agua se condense hasta que el aire esté saturado a la temperatura baja del condensador. El condensador puede diseñarse de modo que aproveche el calor de condensación para precalentar el agua que se va a evaporar. En este arreglo el aire funciona como gas portador entre la región de evaporación y la de condensación, proceso que puede efectuarse mediante convección natural o forzada, o incluso por difusión, dependiendo de la geometría y otros factores que se quieran privilegiar (Al-Hallaj, 2002).

Se han publicado diversas ideas para llevar a cabo este proceso. Uno de los arreglos factibles es el que consiste en un circuito cerrado de aire, que va del evaporador al condensador y viceversa, variando su nivel de humedad en función de las diversas temperaturas del sistema. En todos los puntos este aire se encuentra saturado. Para el cálculo y la simulación matemática de este tipo de sistemas resulta necesario contar con expresiones matemáticas que permitan hacer los balances de materia y energía en función de las propiedades del aire saturado.

Diversos autores han utilizado aproximaciones polinomiales, por ejemplo cúbicas, para describir la humedad y la entalpía del aire saturado como función de la temperatura (Nawayseh (2003); Yuan y Zhang (2007); Yamali y Solmus (2007)). Esto puede hacerse y funciona razonablemente bien en pequeños intervalos de temperatura. Pero la naturaleza del fenómeno no es de índole polinomial, por lo que en el presente trabajo se vio la conveniencia de buscar otro tipo de expresiones para estas propiedades termodinámicas.

OBJETIVO

El objetivo del presente trabajo es la obtención de expresiones matemáticas para la humedad y la entalpía del aire saturado a la presión de 1 atm, en el intervalo de 0 a 100°C, para ser empleadas en la simulación matemática de sistemas desaladores solares mediante humidificación y deshumidificación de aire.

RECURSOS Y METODOLOGÍA

Se cuenta con la información publicada por la *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers*, ASHRAE, en particular en el tomo *Fundamentals*, que es parte de un manual en cuatro volúmenes en el que aparecen diversas propiedades físicas del aire húmedo, incluidas las estudiadas en el presente trabajo. Con esta información dada, el trabajo se centra en la búsqueda de ecuaciones que describan adecuadamente los datos publicados.

La figura 1 muestra los datos de humedad del aire saturado, en kg de agua por kg de aire seco, así como su entalpía, en kJ por kg de aire seco, tomados de Kulen (2001), que a su vez son tomados del *Fundamentals* del *ASHRAE Handbook*.

Para lograr el objetivo se emplearon dos enfoques: el primero basado en la fisicoquímica del aire húmedo y el segundo basado en el ajuste numérico de una ecuación que tuviera integrada la forma funcional de los datos reportados. En las siguientes secciones se muestran los resultados logrados mediante ambos enfoques.

MODELO PARA LA HUMEDAD A PARTIR DE PRINCIPIOS FÍSICOQUÍMICOS

Bajo las hipótesis de que tanto el aire como el vapor de agua en las condiciones de operación se comportan como gases ideales, y de que existen condiciones de saturación del agua, es decir, la presión parcial del vapor de agua en la mezcla es igual a su presión de vapor, se deduce una expresión para la humedad del aire saturado, W_s , kg de agua por kg de aire seco, de la siguiente forma:

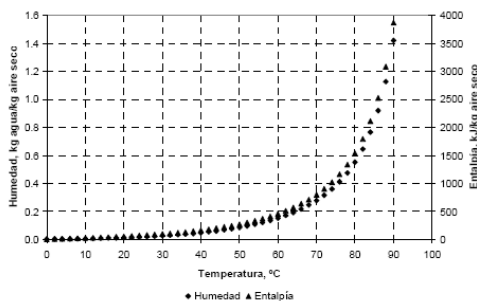


Figura 1. Humedad y Entalpía del aire saturado.

$$W_s = \frac{P^o M_{\text{agua}}}{(P - P^o) M_{\text{aire}}} \quad (1)$$

donde P^o es la presión de vapor del agua a la temperatura en cuestión, Pa; P es la presión total del sistema, Pa y M es la masa molecular del agua y del aire, kg/kmol, de acuerdo con el subíndice.

La ecuación (1) transfiere la dependencia de W_s respecto de la temperatura a la presión de vapor, dado que todo lo demás permanece constante. El problema se convierte, entonces, en encontrar una expresión para la presión de vapor del agua.

Expresión para la Presión de Vapor

Existen varias opciones para incorporar la presión de vapor. En el presente trabajo se emplearon los siguientes modelos: la ecuación de Clausius-Clapeyron, descrita más adelante; la ecuación de Antoine; y un modelo en el que se incorpora el calor de vaporización como función de la temperatura, que se deduce en esta misma sección.

Aplicando la termodinámica al equilibrio de fases, se sabe que está descrito por la ecuación de Clausius:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{\Delta S}{\Delta V} \quad (2)$$

en la que el lado izquierdo de la ecuación expresa la pendiente en cada punto de la línea de equilibrio en un diagrama de presión contra temperatura, mientras que el lado derecho indica que esa pendiente está dada por el cociente entre el cambio de entalpía y el cambio de volumen asociados con el cambio de fase.

Considerando que la fase gaseosa se comporta como gas ideal y despreciando el volumen de la fase condensada por ser mucho menor al de la fase gaseosa, a partir de la ecuación (2) se llega a la siguiente, en la que R es la constante del gas ideal y ΔH es el calor asociado con el cambio de fase:

$$\frac{d \ln P}{dT} = \frac{\Delta H}{RT^2} \quad (3)$$

Ecuación de Clausius-Clapeyron. A la ecuación anterior es común añadir la hipótesis de que ΔH es constante, con lo cual mediante integración definida se llega a la conocida ecuación de Clausius-Clapeyron:

$$\ln \frac{P^o}{P_0^o} = -\frac{\Delta H_{\text{vap}}}{R} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \quad (4)$$

en la que la presión de vapor con subíndice 0 corresponde a la temperatura con ese mismo subíndice y la presión de vapor P^o queda expresada en función de T .

Cuando se tienen datos de presión de vapor vs. temperatura resulta más conveniente hacer un ajuste numérico que emplear el valor reportado para el calor de vaporización ΔH_{vap} . En la ecuación (4) hay una dependencia lineal entre $\ln P^o$ y $1/T$, por lo que un ajuste de mínimos cuadrados a una recta con estas variables permite encontrar los parámetros que mejor ajustan la ecuación a los datos.

La ecuación (4) puede reacomodarse para expresarla en la forma siguiente, con el parámetro ΔH_{vap} ajustado numéricamente:

$$P^o = P_0^o e^{\frac{A+B}{T}} \quad (5)$$

Sin embargo, en el intervalo de temperaturas que interesa simular, la entalpía del cambio de fase no es constante. Esto implica que los parámetros de ajuste no serán los mismos a temperaturas bajas que altas, ni tomando, por ejemplo, el intervalo de 0 a 100°C que un subintervalo. Por tanto, pueden encontrarse diversos valores en función de la región de temperaturas que mejor quiera describirse. Para el caso de la correlación con datos de 40 a 100°C reportada más adelante, los valores para la ecuación (5) fueron: $P_0^o = 7.384$ kPa, $A = 16.2949$ (adim.), $B = -5099.45$ K.

Ecuación de Antoine. Este modelo para la presión de vapor toma como punto de partida la ecuación de Clausius-Clapeyron y le agrega un término de corrección en la temperatura:

$$\log P^o = A - \frac{B}{T+C} \quad (6)$$

Los valores de los parámetros para esta ecuación pueden encontrarse en diversas fuentes. Para este trabajo se utilizaron los publicados por el *National Institute of Standards and Technology* (NIST), correspondientes al intervalo de validez de 255.8 a 373 K (-17.2 a 100°C): $A = 4.6543$, $B = 1435.264$, $C = -64.848$. Para el uso de estas constantes la temperatura debe estar en kelvin la presión se obtiene en bares y el logaritmo es de base 10.

La ecuación de Antoine tiene un excelente comportamiento para intervalos pequeños de temperatura, pero en la experiencia de este trabajo no logró mejores resultados que los obtenidos con otros modelos, tales como el de Clausius-Clapeyron cuando se escoge cierto intervalo de temperaturas o el modelo más completo que se expone en seguida.

Ecuación con ΔH como Función de la Temperatura. El hecho observado de que el calor de vaporización del agua no es constante en el intervalo de 0 a 100°C fundamenta el no incluir esa hipótesis en la ecuación (3), sino incorporar en ella una función adecuada. El calor de vaporización se describe mejor mediante un polinomio cuadrático como función de la temperatura. Un trabajo de ajuste numérico no reportado aquí mostró que una recta no es suficiente y que un polinomio cúbico es innecesario. Entonces, empleando una expresión de la forma:

$$\Delta H = A' + B'T + C'T^2 \quad (7)$$

la ecuación (3) puede escribirse de la siguiente forma:

$$d \ln P = \frac{1}{R} \left(\frac{A'}{T^2} + \frac{B'}{T} + C' \right) dT \quad (8)$$

que después de integrar, de incorporar la constante R en las demás constantes y de adecuar el lado izquierdo de la ecuación para hacerlo igual al de la ecuación (3) da como resultado:

$$\ln \frac{P}{P_0} = A + \frac{B}{T} + C \ln T + DT \quad (9)$$

Dado que en el lado derecho de la ecuación (9) se tiene un conjunto de funciones de T , $\{1, 1/T, \ln T \text{ y } T\}$, multiplicadas por parámetros constantes, $\{A, B, C, D\}$, se puede hacer un ajuste por mínimos cuadrados para encontrar los valores de estos parámetros que mejor describan al conjunto de datos. Este trabajo de ajuste se hizo con los datos para la presión de vapor como función de la temperatura que aparecen en El-Dessouky (2002). La ecuación (9) puede escribirse también de la siguiente forma:

$$P = P_0 e^{\frac{A+B}{T} + C \ln T + DT} \quad (10)$$

Los valores encontrados para usar en esta ecuación (10) o en la (9) fueron: $P_0 = 7.384$ kPa, $A = 67.35$ (adim.), $B = -7218.15$ K, $C = -7.9939$ (adimensional) y $D = 0.00052333$ K⁻¹.

Comparación de Resultados para la Presión de Vapor. Se hicieron cálculos con los modelos mencionados (y con otros no reportados en el presente trabajo) con objeto de comparar sus resultados. En el caso de la ecuación de Clausius-Clapeyron se hicieron correlaciones en los intervalos de 0 a 90°C, 40 a 90°C y 40 a 100°C (reportados en las figuras siguientes como "correlación x"). El modelo de la ecuación (10) aparece como "correlación (1/T,lnT,T)".

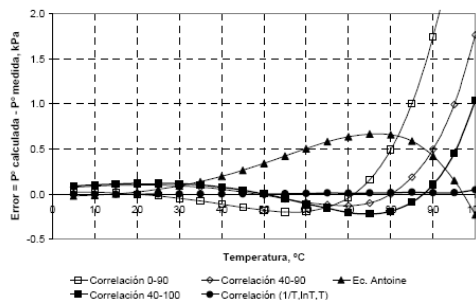


Figura 2. Error absoluto en el cálculo de la presión de vapor.

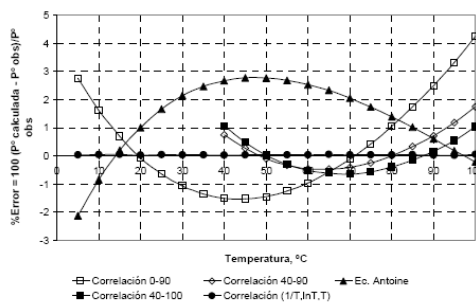


Figura 3. Error porcentual en el cálculo de la presión de vapor.

La figura 2 muestra el error absoluto, definido como la presión de vapor calculada con cada modelo menos el dato reportado. La figura 3 muestra el error porcentual, en el cual el dato anterior se divide entre la presión de vapor reportada.

De estas dos figuras se concluye que los mejores resultados se logran con el modelo que incorpora ΔH como función de la temperatura, manejado expresamente como se indicó en las ecuaciones (9) y (10). Le sigue la ecuación de Clausius-Clapeyron con los parámetros obtenidos con los datos de temperaturas en los intervalos de 40-90°C y 40-100°C. En esta comparación la ecuación de Antoine muestra el mayor error. (Se reitera que se usaron los valores para esta ecuación que mejor describen todo el intervalo de temperaturas; existen otros parámetros que funcionan bien para pequeños intervalos de temperatura).

Modelos para la Humedad del Aire

Contando con los modelos para la presión de vapor se vuelve a la ecuación (1) para sustituirlos ahí. Se tienen entonces tantos modelos para la humedad del aire saturado como modelos se tengan para la presión de vapor. Por brevedad mostraremos sólo tres de los modelos estudiados: el obtenido mediante la ecuación de Clausius-Clapeyron, ecuación (5), que sustituida en la (1), produce la ecuación (11); el que se obtiene mediante la ecuación de Antoine, ecuación (6), despejada para P^s , que produce la (12) y el que se obtiene mediante la ecuación (10), que produce la (13). Las ecuaciones resultantes se muestran enseguida:

Humedad del aire a partir de la ecuación de Clausius-Clapeyron:

$$W_s = \frac{P_0 e^{A+B/T} M_{\text{agua}}}{(P - P_0 e^{A+B/T}) M_{\text{aire}}} \quad (11)$$

Humedad del aire a partir de la ecuación de Antoine:

$$W_s = \frac{M_{\text{agua}} A \cdot 10^{-B/(T+C)}}{M_{\text{aire}} (P - A \cdot 10^{-B/(T+C)})} \quad (12)$$

Humedad del aire a partir de la ecuación (10):

$$W_s = \frac{P_0^0 e^{A+B/T+C \ln T + DT} M_{\text{agua}}}{(P - P_0^0 e^{A+B/T+C \ln T + DT}) M_{\text{aire}}} \quad (13)$$

En este trabajo se usaron los siguientes valores para las constantes de las ecuaciones (11) a (13): $P = 101.325$ kPa, $M_{\text{agua}} = 18.016$ g/mol y $M_{\text{aire}} = 28.966$ g/mol. (Kuhén 2001, p.179). Los demás valores se encuentran reportados más arriba en cada sección.¹

La figura 4 muestra el error en el cálculo de la humedad, en kg de agua/kg de aire, calculado en cada caso como el valor que arroja el modelo menos el valor reportado. La figura 5 muestra el error relativo, que se obtiene dividiendo la diferencia anterior entre el valor reportado. Por claridad se muestran sólo tres resultados: el obtenido con la presión de vapor calculado mediante la ecuación de Clausius-Clapeyron correlacionada en el intervalo de 40 a 100°C, mediante la ecuación de Antoine y mediante el modelo presentado en la sección anterior, señalado como "modelo $f(1/T, \ln T, T)$ ".

La consecuencia lógica de contar con una mejor descripción de la presión de vapor mediante el modelo $f(1/T, \ln T, T)$, ecuación (10) es que el modelo de la humedad también es mejor que los

otros. Mediante este modelo el error porcentual en el cálculo de la humedad no rebasa el 1% en valor absoluto en el intervalo de 0 a 80°C y llega al 1.4% a 90°C, que es el mayor valor que se tiene tabulado. Es posible que el aumento drástico que se da en el error absoluto, mostrado en la figura 4, se deba a que a altas temperaturas el agua se aparta apreciablemente del comportamiento como gas ideal. Sin embargo, corregir esa desviación en los cálculos queda fuera del alcance de este trabajo.

Las figuras 4 y 5 muestran también que, a diferencia de lo que sucede con el cálculo de la presión de vapor, el cálculo de la humedad se logra mejor con la ecuación de Antoine que con la de Clausius-Clapeyron.

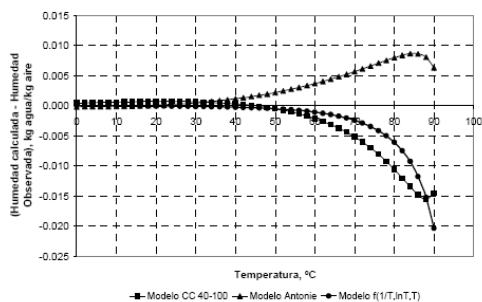


Figura 4. Error en el cálculo de la humedad del aire saturado.

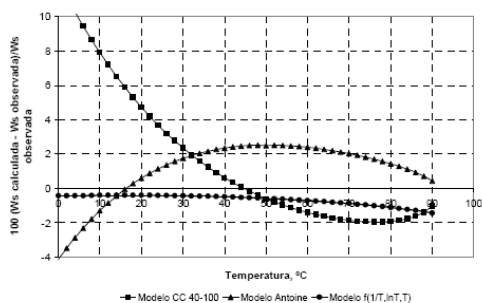


Figura 5. Error porcentual en el cálculo de la humedad del aire saturado.

MODELO PARA LA ENTALPÍA A PARTIR DE PRINCIPIOS FÍSICOQUÍMICOS

Para realizar el cálculo de la entalpía a partir de principios termodinámicos, son necesarias las siguientes consideraciones: Primero, establecer un punto de referencia para la entalpía, en el cual $H = 0$. Normalmente se usa para esto la temperatura de 0°C y para el agua, además, la fase líquida. Segundo, la humedad del aire siempre corresponde a la de saturación, es decir, la presión parcial del agua es la presión de vapor del agua a la temperatura en cuestión.

Con las dos hipótesis anteriores, la entalpía del aire húmedo a la temperatura T está dada por la suma de la entalpía necesaria para llevar el aire desde 0°C hasta T , más la entalpía para llevar la cantidad de agua correspondiente a la saturación desde 0°C hasta T , más la entalpía de evaporación de esa agua en cantidad suficiente para llegar a su saturación. Lo anterior se expresa en forma diferencial con la siguiente ecuación:

¹ La constante A de la ecuación (12) no es idéntica a la de la ecuación (6).

$$dH = C_{p\text{aire}}dT + W_s C_{p\text{agua}}dT + \Delta H_{\text{vap}}dW \quad (14)$$

La integración de esta ecuación puede hacerse bajo las hipótesis de capacidades caloríficas, C_p , constantes o como función de la temperatura. El parámetro que más influye en el resultado es la humedad del aire saturado, que aparece en el segundo término y al integrar aparece también en el tercero. Por tanto, el cálculo de la entalpía es fuertemente dependiente de los conceptos expuestos en la sección anterior.

Las figuras 6 y 7 muestran el error en el cálculo de la entalpía y el error porcentual, respectivamente. El código para cada una de las líneas es como sigue: "CC+Cp = cte" corresponde a la entalpía calculada mediante la ecuación de Clausius-Clapeyron para la humedad, considerando las capacidades caloríficas constantes. "HvsW" corresponde a un modelo que se explica en la sección siguiente, en el que la entalpía se correlaciona con la humedad. "CC+Cp = f(T)" corresponde al cálculo con la ecuación de Clausius-Clapeyron, y además considerando la capacidad calorífica del agua y su calor de vaporización como funciones de la temperatura. "Ec(13)+Cp = cte" es el cálculo de la entalpía mediante la ecuación (13) para la humedad, con las capacidades caloríficas constantes.

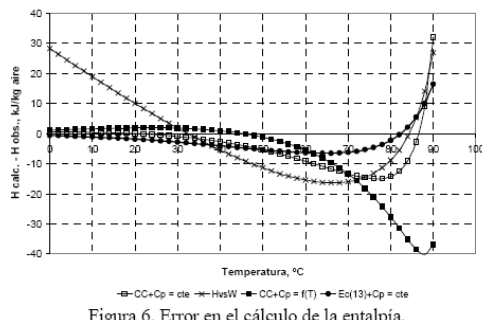


Figura 6. Error en el cálculo de la entalpía.

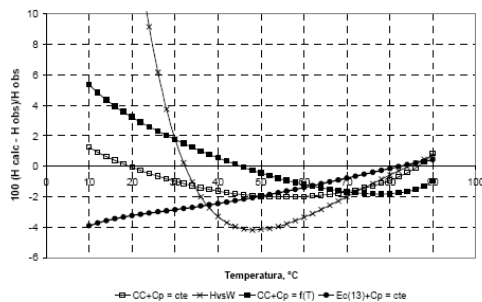


Figura 7. Error porcentual en el cálculo de la entalpía.

Para los cálculos se usaron los siguientes valores, tomados del *NIST Chemistry Webbook* y promediados para el intervalo 40-100°C: $C_{p\text{aire}} = 1.009$ kJ/kg; $C_{p\text{agua}} = 4.193$ kJ/kg; $\Delta H_{\text{vap}} = 2332.20$ kJ/kg. En el caso del cálculo con estas propiedades como función de la temperatura, de la misma fuente se tomaron las siguientes expresiones: $C_{p\text{agua}} = -203.606 + 1523.29T - 3196.413T^2 + 2474.455T^3 + 3.855326/T^4$, en la

que se usa T en K/1000 y $\Delta H_{\text{vap}} = 2507.4582 - 2.50366T$, con T en °C.

De las figuras 6 y 7 se concluye la importancia de contar con un buen modelo para el cálculo de la humedad, cuyos resultados muestran en general menor error que los demás modelos aun considerando las propiedades termodinámicas como funciones de la temperatura.

MODELOS PARA LA HUMEDAD Y LA ENTALPÍA A PARTIR DE AJUSTES EMPÍRICOS

La ecuación (13) es un modelo muy exacto para el cálculo de la humedad del aire saturado, cuyo valor puede encontrarse sin problemas. Sin embargo, para ciertas aplicaciones de modelado, especialmente en la etapa de cálculos de balances de calor, en los que la temperatura es la variable que se busca, a partir de cálculos de entalpía, puede resultar inconveniente debido a su forma implícita de la temperatura y a la presencia de funciones trascendentes. En este contexto puede resultar conveniente contar con ecuaciones de forma más simple.

Correlación entre Entalpía v Humedad

El enfoque más simple para el cálculo *sólo de la entalpía*, parte de la observación, en la figura 1, de que las gráficas de la entalpía y de la humedad del aire saturado son muy semejantes. En esa gráfica los puntos se encuentran separados sólo porque están graficados en ejes y escalas diferentes. Este hecho propicia a hacer una correlación lineal entre ambas variables. Con este enfoque, una vez que se tiene cualquier modelo para la humedad, fácilmente se tendría la entalpía. Se hizo una correlación lineal entre ambas variables y se encontró un coeficiente de determinación de $R^2 = 0.999727$, para la siguiente ecuación:

$$H_s = a + bW_s \quad (15)$$

con los siguientes valores: $a = 27.3894$ y $b = 2722.698$. Las figuras 6 y 7 muestran los resultados obtenidos con este modelo extremadamente simple, bajo la leyenda "HvsW".

Modelo empírico mediante cambio de variable

Hemos mencionado que con el objeto de simplificar las expresiones para la humedad y la entalpía, diversos autores han hecho ajustes polinómicos, pero la figura 1 muestra claramente que el fenómeno no es de naturaleza polinómica simple, sino que tiene una asíntota vertical en 100°C, debido a que a esa temperatura (a 1 atm de presión) se da la ebullición del agua y por tanto hay una indefinición en el concepto de humedad y de entalpía de la mezcla *por kg de aire*. En otras palabras, en condiciones de ebullición la generación de vapor de agua desplaza al aire y carece de sentido el parámetro con referencia al aire (o "se hacen infinitos"). Esencialmente esto es imposible de representar con un polinomio simple.

En el presente trabajo se trató de interconstruir en una función de ajuste el fenómeno mencionado. Para esto se experimentó con varias funciones, y se encontró que una que funciona razonablemente bien es de la siguiente forma, que tiene interconstruida la indefinición mencionada a 100°C:

$$y = A + B \left(\frac{T^2}{100 - T} \right) \quad (16)$$

en la cual y puede ser la humedad o la entalpía. Haciendo la transformación de variable indicada en esta ecuación y correlacionando con los datos reportados, en el intervalo de 0 a 90°C, se encontró un coeficiente de determinación de

$R^2 = 0.999816$ para la humedad y de $R^2 = 0.999924$ para la entalpía, que parecen muy adecuados. Los valores de los parámetros para la humedad son: $A = 0.00191399$ y $B = 0.00173649$ y para la entalpía: $A = 32.494910$ y $B = 4.7288337$. Las temperaturas deben usarse en °C en la ecuación (16). La figura 8 muestra las correlaciones lineales en función de la temperatura transformada, junto con los datos originales transformados de igual manera.

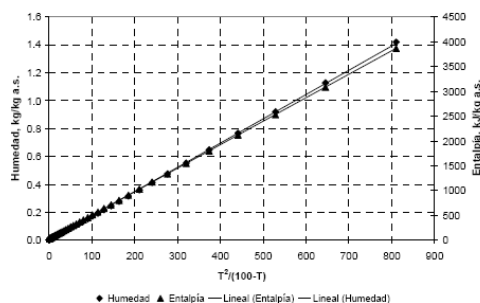


Figura 8. Humedad y entalpía del aire saturado en función de la temperatura transformada.

Los errores encontrados mediante estos modelos son en general mayores que los de los modelos fisicoquímicos, pero aun así parecen razonables en vista de la gran simplificación lograda mediante esta ecuación. Las figuras 9 y 10 muestran los errores en los cálculos de la humedad y la entalpía mediante estos modelos, y los errores porcentuales, respectivamente.

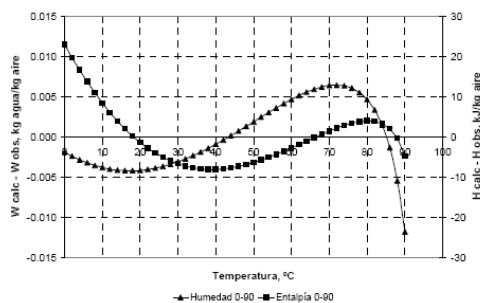


Figura 9. Error en el cálculo de la humedad y la entalpía.

CONCLUSIONES

Se desarrollaron modelos matemáticos para describir la humedad y la entalpía del aire saturado, cuyos resultados son mejores que los polinomios cúbicos publicados por otros autores. El modelo de la ecuación (13) para la humedad y su incorporación en el de la entalpía producen resultados con mucho menos error que los demás modelos estudiados y mantiene un nivel de complejidad manejable para algunas simulaciones en computadora. Debido a su naturaleza "termodinámica", se recomienda este modelo para cálculos directos de humedad y entalpía y para cálculos termodinámicos que requieran precisión en la entalpía y/o en diferencias de entalpía.

Para casos en los que se requiera una ecuación mucho más simple en su manejo matemático, se desarrolló el modelo de la ecuación (16) que mediante un cambio de variable y un ajuste numérico produce resultados razonables. Se recomienda este modelo para cálculos directos en los que sea más importante la rapidez que la máxima exactitud, así como para cálculos inversos en los cuales se requiere encontrar la temperatura a partir de balances de entalpía.

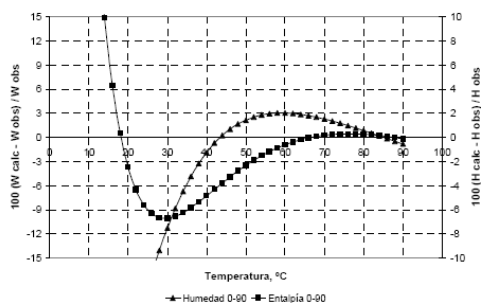


Figura 10. Error porcentual en el cálculo de la humedad y la entalpía.

REFERENCIAS

Al-Hallaj, Said; Selman, J.R. (2002). *A Comprehensive Study of Solar Desalination with a Humidification - Dehumidification Cycle*. MEDRC Project: 98-BS-032b, Muscat, Oman (2002).

Delyannis, E. (2003). *Historic background of desalination and renewable energies*. *Solar Energy* 75 (2003) 357-366

El-Dessouky, Hisham T., Ettouney, Hisham M. (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*. Elsevier, Amsterdam.

Yuan, Guofeng; Zhang, Hefei (2007). *Mathematical modeling of a closed circulation solar desalination unit with humidification-dehumidification*. *Desalination* 205, 156-162.

Nawayseh, et al., (1999). *Solar desalination based on humidification process - I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients*. *Energy Conversion & Management* 40, 1423-1439.

NIST Chemistry WebBook: <http://webbook.nist.gov/chemistry/>

Kuhen, Thomas H.; Ramsey, James W.; Threlkeld, James L. (2001). *Thermal Environmental Engineering*. 3rd Edition, Prentice-Hall.

Yamali, Cemil and Solmus, Ismail (2007). *Theoretical investigation of a humidification-dehumidification desalination system configured by a double-pass flat plate solar air heater*. *Desalination* 205, 163-177.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al CONACYT la beca otorgada a Juan Jorge Hermosillo (registro 40515) para sus estudios de doctorado en el Centro de Investigación en Energía (CIE) de la UNAM y al Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente (ITESO) de Guadalajara, la licencia para el desarrollo de esos estudios.

MODELO MATEMÁTICO Y PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA DESALINIZADOR MEDIANTE HUMIDIFICACIÓN DE AIRE

Juan J. Hermosillo Villalobos y Claudio A. Estrada Gasca
 Centro de Investigación en Energía, UNAM
 Pírvada Xochicalco S/N, Temixco, Mor., México.
 jjhev@cie.unam.mx

RESUMEN

Se presentan un modelo matemático y un prototipo experimental en la escala de laboratorio para estudiar el proceso de desalación de agua mediante humidificación y deshumidificación de aire. Se presentan los resultados de la solución del modelo matemático y los primeros resultados experimentales del prototipo experimental. Se ha encontrado que mediante el diseño realizado es posible recuperar una parte significativa del calor de condensación del agua para emplearlo en el mismo proceso.

ABSTRACT

A mathematical model intended to simulate the desalination process by means of humidification - dehumidification of air is presented, along with the numerical solution showing the rate of distillation *versus* water flow and heat input. In addition, a small experimental equipment is shown along with preliminary results. Those results show that it is feasible to recover an important part of the heat of condensation to produce distilled water.

Palabras claves: Potabilización de agua de mar. Desalinización por humidificación-deshumidificación. Destilación solar. Desalinización solar.

INTRODUCCIÓN

En diversos lugares alrededor del mundo existe escasez de agua dulce, debido al incremento de la población humana en regiones con poca o insuficiente precipitación pluvial. En algunas de esas regiones existen recursos naturales que, mediante tecnología adecuada, pueden ayudar a solucionar el problema. Estos recursos son: el agua de mar (o agua salina de algún otro origen) y la radiación solar. Esta situación se da en una buena parte del norte de México, particularmente en la península de Baja California, en Sonora, parte de Sinaloa, Nuevo León y Coahuila. Debido a esto, resulta pertinente desarrollar en este país procesos para la desalinización.

El término “desalinización” se ha venido aplicando a la desalación del caso particular del agua de mar o salobre, por lo que en el presente trabajo se empleará esta palabra.

La desalinización puede realizarse aprovechando la energía solar básicamente por dos caminos: mediante membranas (ósmosis inversa y electrodiálisis) y mediante procesos térmicos. En el presente trabajo es de interés la vía térmica. Los procesos térmicos más conocidos en el ámbito de la Ingeniería Química, aplicables a la desalinización, son la destilación con múltiples efectos, la destilación flash en cascada y la destilación mediante compresión de vapor. La fisicoquímica de estos procesos es bien conocida

desde hace tiempo, pero se han desarrollado con los combustibles fósiles sobradamente disponibles y desafortunadamente requieren condiciones muy bien controladas en cada una de las etapas o fases, de temperatura y presión, difíciles de lograr económicamente mediante la energía solar que es inherentemente variable.

Debido a esta dificultad, se ha visto conveniente el desarrollo de un proceso diferente, poco usual en el ámbito de la Ingeniería Química, que consiste en evaporar el agua *en aire*, sin llegar a ebullición, para usar el aire como gas portador entre una zona caliente –donde ocurre la evaporación– y una zona fría, donde se da la condensación. El condensador puede diseñarse de modo que aproveche el calor de condensación para precalentar el agua que se va a evaporar. En este arreglo el aire funciona como gas portador entre la región de evaporación y la de condensación, proceso que puede efectuarse mediante convección natural o forzada, o incluso por difusión, dependiendo de la geometría y otros factores que se quieran privilegiar. Se han publicado diversas ideas para llevar a cabo este proceso. Uno de los arreglos factibles es el que consiste en un circuito cerrado de aire, que va del evaporador al condensador y viceversa, variando su nivel de humedad en función de las diversas temperaturas del sistema. En todos los puntos este aire se encuentra saturado. (Al-Hallaj, 2002).

Para el cálculo y la simulación matemática de este tipo de sistemas resulta necesario contar con expresiones matemáticas que permitan hacer los balances de materia y energía en función de las propiedades del aire saturado. Hermosillo y Estrada (2007) presentan diversos modelos para calcular la entalpía y la humedad del aire saturado, en un amplio intervalo de temperaturas con gran precisión y, en otros casos, con gran sencillez.

Diversos autores han dado en llamar a este proceso “humidificación-deshumidificación multiefecto”. Sin embargo, hasta ahora no se ha utilizado un verdadero efecto múltiple, sino únicamente la recuperación del calor de condensación del agua.

La idea de producir evaporación y condensación del agua en presencia de aire no es nueva: se ha utilizado por más de cien años en los destiladores solares, llamados en México “de caseta”. La gran ventaja de estos equipos –que es lo que se quiere aprovechar en el presente trabajo– es que su producción de agua potable se adapta automáticamente a la irradiancia solar disponible, sin necesidad de almacenes térmicos, costosos e ineficientes, ni de suplementos de energía fósil. Los destiladores solares de caseta son la solución adecuada para pequeñas comunidades, de una o pocas familias, pero resultan inadecuados para la producción de mayores volúmenes de agua dulce. (Delyannis, E., 2003).

En el presente trabajo se expone un modelo matemático para estudiar el proceso de desalinización por humidificación de aire, así como un prototipo experimental a escala de laboratorio para su validación.

OBJETIVO

El objetivo del presente trabajo es el desarrollo de un modelo matemático para estudiar el proceso de desalinización mediante humidificación de aire, así como el diseño y construcción de un prototipo de laboratorio para su validación.

DIAGRAMA DEL SISTEMA DESALINIZADOR

La figura 1 muestra un diagrama del sistema en estudio. El sistema opera en un ciclo cerrado para el aire y abierto para el agua. En el lado izquierdo se encuentra el condensador y en el derecho el evaporador. A continuación se describe el proceso del agua: ésta entra al sistema por el condensador, a la temperatura T_1 como agua de enfriamiento para este elemento, donde se calienta hasta la temperatura T_2 al remover el calor de condensación del agua (y producir condensado por el lado externo de sus tubos y aletas). El agua entra entonces al área de colección solar, donde aumenta su temperatura hasta T_3 . Con esta temperatura el agua se pone en contacto con el aire interno, donde se evapora a costas de su propio calor sensible, es decir, enfriándose hasta la temperatura T_4 . El agua que no alcanzó a evaporarse sale a esta temperatura por la parte baja del evaporador. A partir de este momento el flujo del agua se mezcla con el del aire. El aire se satura a la temperatura T_6 y es trasladado por convección natural o forzada hacia la región del condensador. Al encontrarse con una región de temperatura relativamente baja, el vapor de agua se condensa y el aire húmedo se enfría hasta la temperatura T_5 , y continúa saturado en estas condiciones.

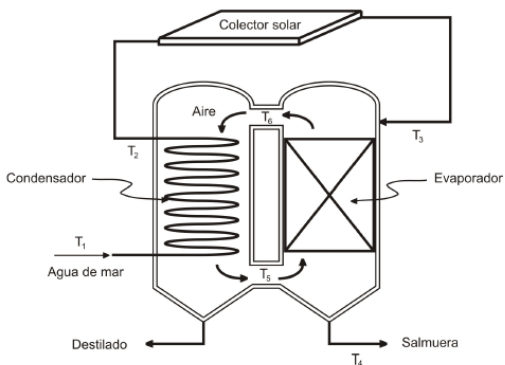


Figura 1. Diagrama del sistema desalinizador.

MODELO MATEMÁTICO

El modelo matemático se basa en los balances de calor en el evaporador y en el condensador, junto con un conjunto de ecuaciones complementarias, tales como las que describen la rapidez de intercambio de masa y de calor, así como las propiedades termodinámicas del aire saturado.

Balances de Calor en el Condensador y el Evaporador

Haciendo un balance de calor en la zona del condensador se tiene que el calor ganado por el agua de mar al pasar del punto 1 al 2, Q_w , más las pérdidas hacia el exterior del sistema en esa área,

Q_{loss} , son iguales al calor que aporta el aire húmedo al circular desde el punto 6 hasta el punto 5, Q_{gas} :

$$Q_w + Q_{loss} = Q_{gas} \tag{1}$$

El calor que gana el agua de mar, a un gasto de L kg/s y una capacidad calorífica Cp_{agua} (J/kg°C), es calor sensible en función de su incremento de temperatura, es decir:

$$Q_w = L Cp_{agua}(T_2 - T_1) \tag{2}$$

Las pérdidas hacia el exterior pueden aproximarse considerando el área del condensador, A_c (m²), junto con un coeficiente global de transferencia de calor, U_c (J/s m² °C) y una temperatura promedio en las paredes del ducto, aproximada por el promedio de las temperaturas T_5 y T_6 :

$$Q_{loss} = U_c A_c \left(\frac{T_5 + T_6}{2} - T_{amb} \right) \tag{3}$$

El calor que aporta el aire húmedo depende tanto de la temperatura como de su humedad, debido a que al condensarse el vapor de agua hay un cambio de entalpía debido al cambio de fase, además del calor sensible debido al cambio de temperatura. Este calor se calcula mediante la ecuación:

$$Q_{gas} = G(H_6 - H_5) \tag{4}$$

donde:

G = gasto másico del aire húmedo, kg/s

H_i = entalpía del aire húmedo a la temperatura i .

Combinando las ecuaciones (2) a (4) en la (1) se tiene el balance de calor para la región del condensador:

$$L Cp_{agua}(T_2 - T_1) + U_c A_c \left(\frac{T_5 + T_6}{2} - T_{amb} \right) = G(H_6 - H_5) \tag{5}$$

Siguiendo un razonamiento similar, para la región del evaporador se obtiene la ecuación siguiente, en la que el subíndice e indica las propiedades correspondientes al evaporador:

$$L Cp_w(T_3 - T_4) - U_e A_e \left(\frac{T_5 + T_6}{2} - T_{amb} \right) = G(H_6 - H_5) \tag{6}$$

Transferencias de Calor y Masa en el Condensador y el Evaporador

El modelo básico de transferencia de calor se complementa con las ecuaciones que describen las rapidez de transferencia de calor y masa.

Para la región del condensador se tiene la siguiente ecuación para intercambio de calor con flujo a contracorriente, que se deduce a partir de consideraciones usuales en el ámbito de la transferencia de calor (Hermosillo, 2006, p.12). En esta ecuación el subíndice $cond$ se refiere a las propiedades de intercambio térmico del condensador:

$$L Cp_{agua}(T_2 - T_1) = U_{cond} A_{cond} \Delta T_{ml} \tag{7}$$

donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_6 - T_2) - (T_5 - T_1)}{\ln \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_1}} \tag{8}$$

Similamente, para el evaporador, empleando las consideraciones usuales en procesos de intercambio de masa con la disposición geométrica de la figura 1, se tiene (Hermosillo, 2006, p.14):

$$G(H_6 - H_5) = K a V \Delta H_{ml} \quad (9)$$

$$\Delta H_{ml} = \frac{(H_3 - H_6) - (H_4 - H_5)}{\ln \frac{H_3 - H_6}{H_4 - H_5}} \quad (10)$$

Modelos Complementarios

Las ecuaciones anteriores requieren modelos complementarios para describir la entalpía, H , del aire en función de la temperatura, para ser empleada en las ecuaciones (5), (6), (9) y (10).

Esta entalpía se calcula en función de la humedad del aire, que se supone saturado en los puntos clave. La influencia de la humedad en la entalpía total es muy importante, debido a la aportación del calor de vaporización del agua, que es relativamente grande. Definiendo como punto de referencia para la entalpía el estado $T = 0^\circ\text{C}$ y humedad absoluta, $W_s = 0$, la siguiente expresión describe el valor de la entalpía a cualquier temperatura y humedad en el intervalo de interés para el modelo:

$$H(T) = C_{p\text{aire}}T + (C_{p\text{agua}}T + \Delta H_{\text{vap}})W_s \quad (11)$$

La humedad del aire, W_s (kg de agua/kg de aire seco) puede calcularse como función de la temperatura, en la hipótesis de que se encuentra siempre saturado, mediante alguno de los modelos presentados por Hermosillo y Estrada (2007), de los cuales uno de los más recomendables es:

$$W_s = \frac{M_{\text{agua}} A e^{B/T+C}}{M_{\text{aire}}(P - A e^{B/T+C})} \quad (12)$$

con las siguientes constantes, obtenidas las dos primeras de Kuehn (2001, p.179) y las tres siguientes de las correlaciones reportadas por Hermosillo (2006): $M_{\text{agua}} = 18.016$ g/mol, $M_{\text{aire}} = 28.966$ g/mol, $A = 7.384$ kPa, $B = -5099.45$ K, $C = 16.2949$, $P = 101.325$ kPa.

Las ecuaciones (5), (6), (7) y (9), junto con las demás que lo complementan, constituyen un modelo con cuatro ecuaciones independientes: dos para los balances de calor, (5) y (6) y dos para las rapidez de transferencia, (7) y (9). En el supuesto de que las propiedades físicas y de transporte son conocidas, el modelo tiene como incógnitas las seis temperaturas que maneja. Es necesario, por tanto, hacer algunas consideraciones más. Una suposición razonable es que la temperatura de entrada del agua, T_1 , de enfriamiento es conocida. Lo más sencillo es considerarla constante, pero si fuera necesario puede incluirse una ecuación que la describa como función del tiempo. La otra consideración es introducir una ecuación que relacione la temperatura de salida del agua del condensador precalentada, T_2 , con la temperatura de entrada al evaporador, T_3 , a través del suministro de calor. A su vez, el suministro de calor puede hacerse constante o como función del tiempo, si se quiere simular la entrada de calor de origen solar (u otro, como calor de proceso).

Para el caso de entrada de calor constante, se establece la siguiente ecuación, en la que Q_{cal} es la potencia térmica suministrada por un calentador:

$$Q_{\text{cal}} = L C_{p\text{agua}}(T_3 - T_2) \quad (13)$$

Para el caso de querer incorporar en el modelo una fuente de calor solar, se puede incluir la siguiente ecuación, en la que Q_{col} es el calor suministrado por un colector solar de área A_{col} cuando opera con una eficiencia η_{col} y la irradiancia solar es G_T (W/m^2):

$$Q_{\text{col}} = G_T A_{\text{col}} \eta_{\text{col}} \quad (14)$$

Las ecuaciones (13) y (14) se plantean como excluyentes, es decir, es necesario decidir si se quiere modelar el sistema con calor constante o variable (o quizá como una combinación de ellas). El presente trabajo se limita al caso ganancia térmica constante (ecuación (13)), y se deja para un trabajo posterior el análisis con ganancia térmica solar. Asimismo, la ecuación (14) requiere más desarrollo para incorporarla en el modelo en función de las temperaturas (Hermosillo, 2006, p.31).

Por último, bajo la hipótesis de que el aire está saturado de humedad en los puntos críticos del modelo, la producción de destilado, D (kg/s) se obtiene de la multiplicación del gasto másico de aire húmedo en el interior del sistema, G (kg/s), por la diferencia de humedades a las temperaturas de los puntos 5 y 6:

$$D = G(W_5 - W_6) \quad (15)$$

SOLUCIÓN DEL MODELO

El conjunto de ecuaciones anterior constituye el modelo matemático deseado, de las cuales los elementos "centrales" son las ecuaciones (5), (6), (7), (9) y (13), y las demás son necesarias para poder completar los cálculos. Como se mencionó en la sección anterior, en el supuesto de que la temperatura de entrada es conocida (constante o variable), estas ecuaciones tienen cinco incógnitas, que son las temperaturas T_2 , T_3 , T_4 , T_5 y T_6 .

Se tiene, pues, un conjunto de ecuaciones simultáneas extremadamente no lineales, debido a la forma que tienen las ecuaciones (8), (10) y (12). Este conjunto de ecuaciones no tiene solución analítica, y es necesario, por tanto, un método numérico para resolverlas.

Se intentó resolverlo mediante el método de Newton-Raphson, pero resultó extremadamente difícil encontrar los valores iniciales que permitieran la convergencia del método a soluciones dentro de los parámetros deseados. Se desarrolló un método (no detallado aquí) para encontrar unos valores iniciales que hicieran posible encontrar las soluciones mediante Newton-Raphson. La causa de la divergencia en el método son las expresiones (8) y (10) que muy fácilmente llegan a valores indefinidos, debido a la presencia del logaritmo natural y al modo como el método de Newton genera las aproximaciones a las raíces.

La figura 2 muestra resultados del modelo, es decir, las temperaturas y el volumen destilado por día, como función de la potencia térmica suministrada, para un prototipo imaginario con 1 m^2 de área de evaporación e igual valor para el área de condensación. Los valores para los coeficientes de transferencia de calor y de masa fueron similares a los empleados por Nawayseh (1999). Los resultados de la figura 2 corresponden a un gasto másico de agua de 0.02 kg/s y un gasto de aire interno de 0.01 kg/s , suponiendo una temperatura de entrada del agua de mar constante, $T_1 = 25^\circ\text{C}$ y considerando nulas las pérdidas de calor al exterior.

La figura 2 muestra tendencias esperadas: todas las temperaturas aumentan en función de la entrada de calor, en forma lineal, así como la producción de destilado, cuyo valor aumenta en una forma cuasilineal con la entrada de energía.

La figura 3 muestra corridas para estudiar los resultados del modelo como función del gasto de agua, manteniendo constante la entrada de calor en 1000 W y el gasto de aire en 0.01 kg/s . En esta gráfica es interesante notar la marcada tendencia que tiene en el

desempeño del equipo, según el modelo, en mantener gastos de agua bajos. En estas condiciones se logra una recuperación del calor que se traduce en un mayor aumento de temperatura de la salmuera, y se aumenta drásticamente la producción de destilado. (Simultáneamente deben aumentar las pérdidas de calor, que no están consideradas en estas corridas, aunque sí están previstas en el modelo).

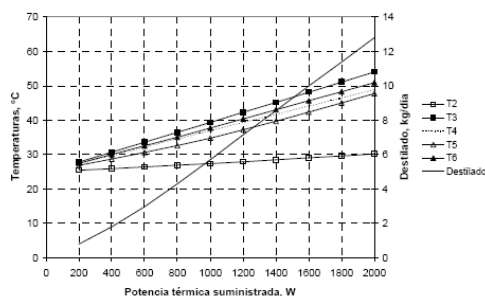


Figura 2. Temperaturas y volumen destilado en función del calor suministrado, según los resultados del modelo matemático.

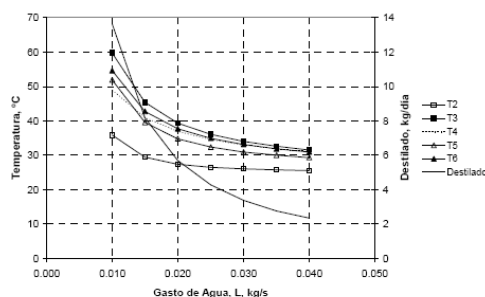


Figura 3. Temperatura y producción de destilado como función del gasto másico de agua, para condiciones constantes de entrada de calor (1000 W) y de gasto de aire.

El modelo también indica que tanto las temperaturas como la producción de destilado dependen muy poco del gasto másico de aire. Asimismo, desde el punto de vista del modelo se encuentra que el coeficiente de transferencia de calor en el condensador es más importante que el de transferencia de masa en el evaporador.

PROTOTIPO EXPERIMENTAL

Se construyó un prototipo experimental a escala de laboratorio, con objeto de estudiar físicamente los fenómenos involucrados y de validar el modelo matemático que lo describe.

En el proceso de diseño del prototipo se vio conveniente hacer algunas modificaciones a la idea original, particularmente en cuanto a que los flujos del aire y el agua se dispusieran en forma cruzada, en vez de en contracorriente (como lo indica la figura 1). El flujo cruzado permite una disposición geométrica de cercanía entre el evaporador y el condensador para facilitar los procesos involucrados, aunque a cambio de ello se elimina prácticamente la posibilidad de emplear convección natural para el movimiento del aire en el interior del sistema.

La figura 4 muestra un bosquejo del prototipo experimental. El agua “de mar” se alimenta de un tinaco (lado derecho de la figura) con objeto de mantener un gasto constante a partir de una columna de agua prácticamente constante.

El condensador es un cajón de 305 mm x 305 mm de área transversal al flujo de aire, y de 335 mm de longitud. El elemento central del condensador es un intercambiador de calor aire-agua, en el que el líquido pasa por el interior de los tubos, mientras que el aire pasa entre las aletas. El material de los tubos es latón y el de las aletas es cobre. Los tanques cabezales del intercambiador también son de latón. El intercambiador tiene 57 aletas horizontales y 105 tubos verticales. El área de intercambio de calor es 3.5 m².

El evaporador tiene la misma sección transversal al flujo de aire y 400 mm de longitud. El “relleno” para proveer un área de evaporación significativa es un material celulósico reforzado, empleado en torres de enfriamiento y evaporativas, conocido en el medio como “Friocel”. El bloque de Friocel especificado tiene las dimensiones siguientes: ancho: 305 mm, alto: 305 mm, largo: 153 mm, lo que da un volumen aproximado de 0.014 m³. Aplicando el factor de área por unidad de volumen que se determinó, de 300 m²/m³ se tiene: (0.014 m³)(300 m²/m³) = 4.2 m² como área total de evaporación.

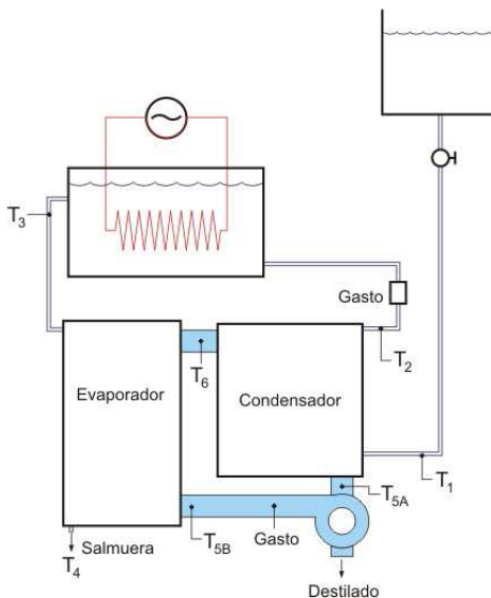


Figura 4. Bosquejo del prototipo experimental.

El suministro de calor se efectúa mediante un conjunto de diez resistencias de 100 W cada una, lo que da la capacidad de proveer hasta 1000 W al sistema. Se ha considerado que ésta es la “dimensión característica” del sistema y se escogió así para tener como referencia la energía solar disponible sobre un metro cuadrado al mediodía de un día soleado. Las diez resistencias permiten suministrar diversos niveles de energía para simular el ciclo solar diurno.

El movimiento del aire se realiza mediante una turbina centrífuga de tipo marino (de las empleadas en embarcaciones para ventilar espacios, con objeto de eliminar gases explosivos),

de corriente continua, lo que permite controlar fácilmente su velocidad a través de un voltaje regulado. Aunque se sabe que una turbina de este tipo es poco eficiente energéticamente, en el prototipo experimental su consumo de energía es de alrededor de 30 W, que en relación a los 1000 W suministrados por las resistencias, representa sólo un 3%.

Para la instrumentación se han utilizado termopares tipo T para la recolección de la información de las temperaturas incorporadas en el modelo matemático, así como en otros puntos para verificar la consistencia de las lecturas. El registro se hace mediante adquirentes de datos de la marca *Measurement Computing* y modelo USB-TC, manejados mediante los softwares *Instacal* y *TracerDAQ*.

El gasto de agua se mide mediante un rotámetro Omega modelo FL-215 ubicado a la salida del agua del condensador. El gasto de aire se mide mediante un anemómetro digital de turbina, de la marca EXTECH y modelo 407112, ubicado entre la turbina impulsora y el evaporador, como lo indica la figura 4. El control y registro de estas variables se realiza manualmente y hasta ahora se han hecho corridas sólo con valores constantes.

Modificaciones al modelo matemático

El hecho de que el modelo matemático supone flujos en contracorriente tanto en el evaporador como en el condensador, mientras que en el modelo físico se vio más conveniente usar flujos cruzados, implica modificaciones al modelo matemático. El modelo expresado arriba queda como un modelo general, mientras que las modificaciones indicadas enseguida describen más adecuadamente el prototipo experimental.

La literatura ofrece modos de abordar la corrección para flujo cruzado. Para el caso de simulaciones parece más conveniente utilizar la efectividad del intercambiador de calor, definida como el cociente entre la rapidez de transferencia de calor y la rapidez máxima posible. Estas condiciones de rapidez máxima corresponden a las de un intercambiador de área infinita en el que la temperatura de salida del fluido frío es igual a la de entrada del fluido caliente, cuando no existen pérdidas al exterior y $m_c c_{pc} < m_h c_{ph}$; o en el que la temperatura de salida del fluido caliente es igual a la de entrada del fluido frío, cuando $m_h c_{ph} < m_c c_{pc}$. Por tanto, se tienen dos definiciones para la efectividad del intercambiador:

$$e = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c1})} \quad e = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c1})}$$

donde:

$C_h = m_h c_{ph}$

$C_c = m_c c_{pc}$

C_{min} = el menor de los dos anteriores

Se han encontrado diversas expresiones para la efectividad, que son función de la geometría del intercambiador de calor. Para el caso particular de flujo cruzado con corrientes no mezcladas y bajo el supuesto de que el coeficiente global de transferencia de calor permanece constante, la expresión encontrada para la efectividad es (Kröger, 2004, p. 200):

$$e = 1 - \exp\left\{ \frac{N^{0.22} \left[\exp(-CN^{0.78}) - 1 \right]}{C} \right\} \quad (16)$$

donde:

$N = UA/C_{min}$

$C = C_{min}/C_{max}$

La ecuación (16) tiene la ventaja, respecto de otras que se estudian en la literatura, de que sólo es función de la geometría del intercambiador, dada por la forma y constantes de la ecuación, y de las propiedades físicas y los gastos de las corrientes que intercambian calor. Con esta forma, la efectividad resulta más viable de aplicarse al modelo matemático para el prototipo experimental.

La expresión (16) se aplica directamente sobre la ecuación (7) para obtener:

$$L C p_{agua} (T_2 - T_1) = U_{cond} A_{cond} e \Delta T_{mi} \quad (17)$$

Kröger (2004, p. 278) muestra que para sistemas de transferencia de masa, y en particular para sistemas evaporativos con flujo cruzado, bajo las mismas consideraciones geométricas que las empleadas para la transferencia de calor, es posible aplicar la misma expresión para la efectividad. Para el relleno de Fricel en el evaporador se cumplen unas condiciones similares a las del evaporador, es decir, flujo cruzado sin mezclado, por lo que la expresión de la ecuación (16) se considera adecuada también para el evaporador.

Resultados Preliminares

Se han realizado corridas preliminares para estudiar el comportamiento del prototipo experimental. Aunque no se tiene todavía una plena validación del modelo, su comportamiento es cualitativamente similar a lo calculado con el modelo matemático. La figura 4 muestra el volumen destilado, en litros por hora, bajo diversas condiciones de gasto de agua y de velocidad del aire en el ducto, medida después de la turbina impulsora.

Estas mediciones fueron hechas en condiciones de estado estable mantenidas durante por lo menos quince minutos y con agua dulce. Las propiedades termodinámicas y de transporte involucradas en el modelo matemático, del agua salada, son similares a las del agua dulce. Por esta razón se decidió hacer esta experimentación preliminar con agua dulce.

Se ha observado en el sistema una gran inercia térmica, causada en parte por la retroalimentación que el condensador hace sobre la temperatura del agua que se alimenta al evaporador.

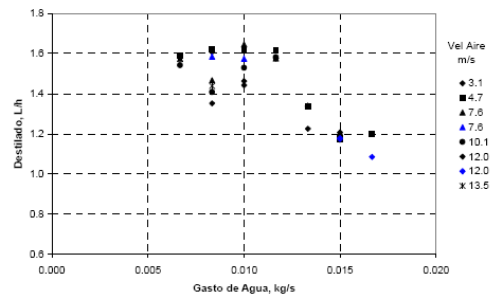


Figura 4. Rapidez de destilación en función del gasto de agua, para diversas velocidades del aire.

Tal como lo predice el modelo matemático, la producción de destilado disminuye al aumentar el flujo de agua, lo cual se explica fácilmente porque el sistema opera a temperaturas relativamente bajas, con una significativa pérdida de calor por la salmuera de rechazo.

En concordancia con el modelo, la producción de agua destilada muestra poca dependencia respecto del gasto de aire interno.

La figura 4 muestra una producción de destilado más o menos constante por debajo de 0.012 kg/s de agua (0.7 LPM). Se estima

que esto se debe a que por debajo de ese valor el evaporador no se moja completamente, con lo cual es posible que disminuya el área mojada y, por tanto, el área de evaporación.

En ciertas condiciones, especialmente con flujos de agua por debajo de los 0.012 kg/s, la recuperación del calor es tal, que el incremento de temperatura del agua que se logra al recuperar el calor de condensación es de la misma magnitud que el que se agrega con las resistencias, es decir, alrededor de 1000 W. Esto indica que hay condiciones en que la hipótesis de que es posible recuperar el calor de condensación en este tipo de sistemas resulta razonable, con el consiguiente aumento de su factibilidad.

La figura 5 muestra una imagen del equipo experimental antes de recubrirlo con aislante térmico. Del lado izquierdo se muestra la sección de alimentación del evaporador, que recibe el agua del calentador eléctrico y del lado derecho se aprecian (en color negro) los cabezales del intercambiador de calor, así como el rotámetro para la medición del gasto de agua.



Figura 5. El equipo experimental de laboratorio antes de ser aislado térmicamente.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El modelo matemático muestra que es posible destilar agua utilizando el aire como gas portador entre el evaporador –que nunca llega al punto de ebullición– y el condensador, y que este proceso puede hacerse con recuperación del calor latente de condensación del agua, para precalentar el agua a desalinizar.

El prototipo experimental ha mostrado que existen condiciones en las que es posible convertir prácticamente la totalidad del calor suministrado en agua destilada. Esto se debe a las buenas condiciones de operación del condensador, que simultáneamente opera como recuperador del calor. El calor recuperado llega a ser de la misma magnitud que el calor externo suministrado.

Al momento de escribir el presente trabajo hace falta acumulación de información experimental para la validación del modelo matemático y su calibración, así como estudiar el sistema bajo condiciones variables de entrada de calor, tales que simulen un día solar, y con agua salada.

REFERENCIAS

- Al-Hallaj, Said; Selman, J.R. (2002). *A Comprehensive Study of Solar Desalination with a Humidification – Dehumidification Cycle*. MEDRC Project: 98-BS-032b, Muscat, Oman (2002).
- Delyannis, E. (2003). *Historic background of desalination and renewable energies*. *Solar Energy* 75 (2003) 357-366
- Hermosillo Villalobos, Juan Jorge (2006). *Estudio de la Transferencia de Calor en el Evaporador de un Sistema de*

Desalación. Tercer Informe Parcial. Centro de Investigación en Energía, UNAM, diciembre de 2006.

Hermosillo Villalobos, Juan J. y Estrada Gasca, Claudio A. (2007). *Cálculo de la humedad y de la entalpía del aire saturado en sistemas de desalación solar por humidificación-deshumidificación*. Memorias de la XXX Semana Nacional de Energía Solar, Asociación Nacional de Energía Solar (ANES), Zacatecas, Zac., octubre de 2007.

Kuhlen, Thomas H.; Ramsey, James W.; Threlkeld, James L. (2001). *Thermal Environmental Engineering*. 3rd Edition, Prentice-Hall.

Kröger, Detlev G. (2004) *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers. Thermal-Flow Performance Evaluation and Design*. Volume I. PennWell Corporation, Tulsa, Oklahoma.

Nawayseh, et al., (1999). *Solar desalination based on humidification process – I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients*. *Energy Conversion & Management* 40, 1423-1439.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al CONACYT la beca otorgada a Juan Jorge Hermosillo (registro 40515) para sus estudios de doctorado en el Centro de Investigación en Energía (CIE) de la UNAM y al Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente (ITESO) de Guadalajara, la licencia para el desarrollo de esos estudios.

SNES2010-STS-021

SISTEMA DESALINIZADOR SOLAR MEDIANTE HUMIDIFICACIÓN DE AIRE: MODELO MATEMÁTICO MEJORADO Y ESTUDIO EXPERIMENTAL

Juan Jorge Hermosillo Villalobos,

Departamento de Procesos Tecnológicos e Industriales, ITESO
Periférico Sur 8585, Tlaquepaque, Jal., 45604., (33) 3669-3520, jjhillo@iteso.mx

Camilo A. Arancibia Bulnes y Claudio A. Estrada Gasca

Centro de Investigación en Energía, UNAM
Pirvada Xochicalco S/N, Temixco, Mor., 62580, (777) 362-0090, cestrada@cie.unam.mx

RESUMEN

Se presenta un modelo matemático para un sistema de desalinización mediante humidificación y deshumidificación de aire, idóneo para ser energizado mediante energía solar. Este modelo es una versión mejorada respecto de una versión anterior. Se presenta también la validación del modelo con un prototipo experimental. La predicción de temperaturas resultó muy buena, y la predicción de la rapidez de destilación resultó aceptable. El sistema experimental logra excelentemente la recuperación del calor de condensación del agua, tal como se considera en el modelo matemático.

ABSTRACT

A mathematical model to study a desalination system that works under the air humidification and dehumidification principle is presented. This system is ideally suited to be energized via solar energy. Physical validation is done with a small experimental prototype. The correlation between calculated and measured temperatures is very good. Predicted rate of distillation and measured one show also good correlation. In the experimental system the enthalpy of condensation is fully recovered, as is assumed in the mathematical model.

Palabras claves: Potabilización de agua de mar. Desalinización por humidificación-deshumidificación. Destilación solar. Desalinización solar.

INTRODUCCIÓN

La desalinización es cada vez más usada en diversos lugares alrededor del mundo debido a que la población está creciendo en regiones donde no hay suficiente agua potable en forma natural para soportar ese crecimiento. La desalinización es un proceso intensivo en energía que normalmente se realiza por medio de membranas o mediante procesos térmicos. La inmensa mayoría de los procesos de desalinización, de ambos tipos, son impulsados mediante energía fósil (El-Dessouky and Ettouney, 2002). Sin embargo, en muchos lugares costeros en los que la desalinización puede ser útil, la radiación solar está presente en forma abundante, lo cual establece una combinación interesante: agua marina y energía solar, como recursos para la producción de agua dulce.

La tecnología más común para desalinizar agua mediante energía solar es la de destiladores solares comúnmente en México llamados "de caseta". Se han utilizado para potabilizar agua salina o salobre desde hace más de un siglo, y han sido extensivamente

estudiados desde mediados de los años 1950s (Böer, 2005; Rincón, 2005; Delyannis, 2003). Estos aparatos están diseñados para captar directamente la energía solar y su rapidez de producción de agua potable se adapta directamente a la energía disponible, utilizando el aire interior como un gas portador entre las superficies de evaporación y de condensación del agua.

Una característica de los destiladores más comunes es que el calor de condensación del agua se pierde al ambiente y, aunque se han construido diversos equipos que logran recuperar el calor, esto muestra diversas complicaciones (Fernández y Chargo, 1990; Tiwari y Suneja, 1999). Esta situación, junto con el hecho de que en los destiladores solares convencionales hay muy poca economía de escala, impide que sean económicos en una escala más allá de lo relativamente pequeño (Tiwari y Tiwari, 2008).

Con objeto de ampliar el concepto de la adaptabilidad de los destiladores solares a la energía disponible, pero evitando las limitaciones impuestas por su geometría, se ha desarrollado el sistema de humidificación y deshumidificación de aire (HDA), en el que una corriente de aire es humedecida mediante evaporación de agua usando para ello energía solar, y en otra región del sistema el aire es enfriado por debajo de su nivel de saturación, con lo cual se logra la condensación de agua pura y es posible recuperar el calor de condensación para precalentar el agua.

OBJETIVO

El objetivo del presente trabajo es el desarrollo de un modelo matemático para describir y estudiar un sistema desalinizador mediante HDA, mejorado a partir del presentado por Hermosillo y Estrada (2008), así como la validación experimental mediante un equipo de laboratorio evolucionado a partir del presentado en ese mismo trabajo.

DIAGRAMA DEL SISTEMA DESALINIZADOR

La figura 1 muestra un esquema del sistema desalinizador, tomado de Hermosillo y Estrada (2008). El sistema opera en un ciclo cerrado de circulación de aire que sucesivamente se humidifica y pierde su humedad por enfriamiento. En el lado izquierdo se encuentra el condensador y en el derecho el evaporador. El proceso del agua es como sigue: la salmuera entra al sistema por el condensador, a la temperatura T_1 como fluido de enfriamiento, donde se calienta hasta la temperatura T_2 al remover el calor de condensación del agua (y producir condensado por el lado externo de sus tubos y aletas). La salmuera entra entonces al área de colección solar, ya sea en forma directa o mediante

sistemas de intercambio térmico, donde aumenta su temperatura hasta T_3 . A esta temperatura el agua se pone en contacto con el aire interno, donde se evapora a costas de su propio calor sensible, es decir, enfriándose hasta la temperatura T_4 . La salmuera que no alcanzó a evaporarse sale a esta temperatura por la parte baja del evaporador. A partir de este momento el flujo del agua se mezcla con el del aire. El aire aumenta su humedad hasta un valor cercano al de la saturación a la temperatura T_6 y es trasladado por convección forzada hacia la región del condensador. Al encontrarse con una región de temperatura relativamente baja, ciertamente debajo de la de saturación en las condiciones que trae el aire, el vapor de agua se condensa y el aire húmedo se enfría hasta la temperatura T_5 , y continúa saturado en estas condiciones, al momento de volver a entrar a la región del evaporador.

Una de las consideraciones novedosas en el presente trabajo, es el hecho de que el aire al salir de la región del evaporador no está saturado. En el modelo anterior se suponía que el aire estaba saturado en todos los puntos del sistema, según su temperatura, pero diversas consideraciones teóricas y los resultados prácticos hicieron reconsiderar esa hipótesis.

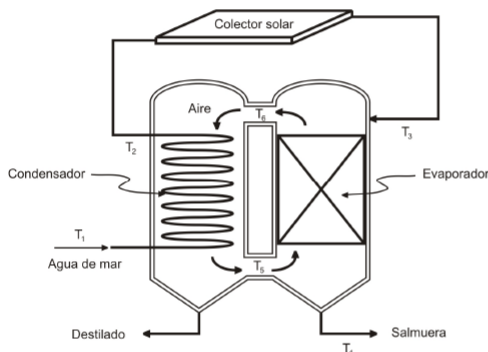


Figura 1. Diagrama del sistema desalinizador.

MODELO MATEMÁTICO

El modelo matemático se basa en los balances de calor en el evaporador y en el condensador, junto con un conjunto de ecuaciones complementarias, tales como las que describen la rapidez de intercambio de masa y de calor, así como las propiedades termodinámicas del aire saturado. Para una descripción más detallada del modelo y su deducción, véase Hermosillo y Estrada (2008). En esta sección se parte de lo expuesto en ese trabajo, y se muestran las modificaciones hechas al modelo, con intención de mejorarlo.

Balances de Calor en el Condensador y el Evaporador

La ecuación que describe el balance de calor en el condensador es la siguiente:

$$L C p_{\text{agua}} (T_3 - T_4) + U_c A_c \left(\frac{T_5 + T_6}{2} - T_{\text{amb}} \right) = G (f_H H_6 - H_5) \quad (1)$$

en la cual el primer término se refiere a la ganancia térmica del agua de mar con un gasto másico de L kg/s y con una capacidad calorífica es $C p_{\text{agua}}$ (J/kg°C). El segundo término expresa las pérdidas del condensador al ambiente, mediante un coeficiente de global de pérdidas de U_c (J/s m² °C), un área de transferencia A_c (m²) y una diferencia de temperaturas entre el condensador y los alrededores dada por el término entre paréntesis. El lado derecho expresa el origen del calor del lado izquierdo: este calor proviene

del cambio de entalpía, H (J/kg), entre los puntos 5 y 6, de un gasto másico de aire, G , en kg/s de aire seco, al enfriarse y condensar el agua. El coeficiente f_H es el factor de humedad que se introduce para tomar en consideración el hecho de que a la salida del evaporador el aire no está saturado.

El balance de calor en el evaporador toma una forma similar, que se expresa mediante la ecuación:

$$L C p_{\text{agua}} (T_3 - T_4) - U_e A_e \left(\frac{T_5 + T_6}{2} - T_{\text{amb}} \right) = G (f_H H_6 - H_5) \quad (2)$$

en la cual el primer término de la izquierda es la aportación de calor que hace la salmuera al pasar por el evaporador, enfriándose de T_3 a T_4 . El segundo término expresa las pérdidas de calor en el evaporador en forma similar a la empleada en el condensador. El término de la derecha indica la ganancia térmica aportada al flujo de aire húmedo, mediante el proceso de evaporación.

Transferencias de Calor y Masa en el Condensador y el Evaporador

El modelo básico de transferencia de calor se complementa con las ecuaciones que describen las rapidez de transferencia de calor y masa.

Para la región del condensador se tiene la siguiente ecuación para intercambio de calor con flujo a contracorriente, que se deduce a partir de consideraciones usuales en el ámbito de la transferencia de calor (Hermosillo, 2006, p.12). En esta ecuación el subíndice *cond* se refiere a las propiedades de intercambio térmico del condensador:

$$L C p_{\text{agua}} (T_2 - T_1) = U_{\text{cond}} A_{\text{cond}} \Delta T_{ml} \quad (3)$$

donde ΔT_{ml} es la diferencia de temperaturas media logarítmica en el condensador, dada por la expresión:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_6 - T_2) - (T_1 - T_5)}{\ln \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_1}} \quad (4)$$

Similarmente, para el evaporador, empleando las consideraciones usuales en procesos de intercambio de masa con la disposición geométrica de la figura 1, se tiene (Hermosillo, 2006, p.14):

$$G (H_6 - H_5) = K a V \Delta H_{ml} \quad (5)$$

donde K es un coeficiente de intercambio de masa; a es el área específica de la región del evaporador (m²/m³) y V es el volumen total de la región del evaporador (m³). ΔH_{ml} es la diferencia de entalpías media logarítmica en la región del evaporador:

$$\Delta H_{ml} = \frac{(H_3 - f_H H_6) - (H_4 - H_5)}{\ln \frac{H_3 - f_H H_6}{H_4 - H_5}} \quad (6)$$

Las ecuaciones anteriores requieren modelos complementarios para describir la entalpía, H , del aire en función de la temperatura, para ser empleada en las ecuaciones (1), (2), (4) y (6). La entalpía, a su vez, depende de la humedad. En todos los puntos del sistema se supone que la humedad es la de saturación a la temperatura del aire, excepto en el punto 6, que se le aplica el factor f_H mencionado, pero para el cálculo de H_6 se emplean también las condiciones de saturación. Esto se realizó mediante los modelos publicados anteriormente por Hermosillo y Estrada (2007).

Las ecuaciones (1), (2), (3) y (5), junto con las demás que lo complementan, constituyen un modelo con cuatro ecuaciones independientes: dos para los balances de calor, ecuaciones (1) y (2), y dos para las rapidezces de transferencia, ecuaciones (3) y (5). En el supuesto de que las propiedades físicas y de transporte son conocidas, el modelo tiene como incógnitas las seis temperaturas que maneja. Es necesario, por tanto, hacer algunas consideraciones más. Una suposición razonable es que la temperatura de entrada del agua, T_1 , de enfriamiento es conocida. Lo más sencillo es considerarla constante, pero si fuera necesario puede incluirse un modelo que la describa como función del tiempo. La otra consideración es introducir una ecuación que relacione la temperatura de salida del agua del condensador precalentada, T_2 , con la temperatura de entrada al evaporador, T_3 , a través del suministro de calor. Para el caso de entrada de calor constante, como se ha estudiado en el presente trabajo, se establece la siguiente ecuación, en la que Q_{cal} es la potencia térmica suministrada por un calentador:

$$Q_{cal} = LCp_{agua}(T_3 - T_2) \quad (7)$$

Para el caso de querer incorporar en el modelo una fuente de calor solar, se puede incluir la siguiente ecuación, en la que Q_{col} es el calor suministrado por un colector solar de área A_{col} cuando opera con una eficiencia η_{col} , y la irradiancia solar es G_T (W/m^2):

$$Q_{col} = G_T A_{col} \eta_{col} \quad (8)$$

Las ecuaciones (7) y (8) se plantean como excluyentes, es decir, es necesario decidir si se quiere modelar el sistema con calor constante o variable (o quizá como una combinación de ellas). El presente trabajo se limita al caso de ganancia térmica constante (ecuación (7)), y continúa pendiente para un trabajo posterior el análisis con ganancia térmica solar.

Por último, bajo la hipótesis de que el aire no está saturado de humedad en el punto 6, sino que el factor f_H describe su grado de saturación, la producción de destilado, D (kg/s) se obtiene de la multiplicación del gasto másico de aire húmedo en el interior del sistema, G (kg/s), por la diferencia de humedades a las temperaturas de los puntos 6 y 5:

$$D = G(f_H W_6 - W_5) \quad (9)$$

(Es obvio que en el punto 5 sí existe la saturación. La evidencia es el hecho mismo de que exista la condensación).

SOLUCIÓN DEL MODELO

El conjunto de ecuaciones anterior constituye el modelo matemático deseado, de las cuales los elementos "centrales" son las ecuaciones (1), (2), (3), (5) y (7), y otras son necesarias para poder completar los cálculos. Como se mencionó en la sección anterior, en el supuesto de que la temperatura de entrada es conocida (constante o variable), estas ecuaciones tienen cinco incógnitas, que son las temperaturas T_2 , T_3 , T_4 , T_5 y T_6 .

Se tiene, pues, un conjunto de ecuaciones simultáneas extremadamente no lineales, debido a la forma que tienen las ecuaciones (4) y (6), así como la expresión para la humedad del aire saturado. Este conjunto de ecuaciones no tiene solución analítica, y es necesario, por tanto, un método numérico para resolverlas. En particular se empleó el método de Newton-Raphson.

Determinación de las Constantes

El modelo tiene cuatro constantes por determinar experimentalmente: el coeficiente global de intercambio de calor en el condensador, U_{cond} ; el coeficiente global de transferencia de masa en el evaporador, K ; el coeficiente global de pérdidas de calor del sistema al ambiente, U_{perd} (ver más adelante) y el factor de humedad, f_H .

Para determinar estos valores se procedió como sigue: con el equipo experimental descrito en la sección siguiente se hicieron corridas experimentales hasta llegar al estado estacionario (aproximadamente dos horas). En estas condiciones se midieron las seis temperaturas, para con esos valores volver a las ecuaciones y encontrar los parámetros del modelo.

El coeficiente global de transferencia de calor en el condensador se obtiene directamente de la ecuación (3), despejando el valor de U_{cond} , como lo indica la ecuación (10), en la cual todos los elementos del lado derecho son conocidos.

$$U_{cond} = \frac{LCp_{agua}(T_2 - T_1)}{A_{cond} \left[\frac{(T_6 - T_2) - (T_3 - T_1)}{\ln \frac{T_6 - T_2}{T_3 - T_1}} \right]} \quad (10)$$

De forma similar, el coeficiente de transferencia de masa se obtiene de la ecuación (5), despejando y dejando del lado derecho únicamente valores conocidos en el estado estable (después de calcular f_H como se indica más adelante):

$$K = \frac{G(f_H H_6 - H_5)}{aV \left[\frac{(H_3 - f_H H_6) - (H_4 - H_5)}{\ln \frac{H_3 - f_H H_6}{H_4 - H_5}} \right]} \quad (11)$$

El coeficiente global de pérdidas al ambiente y el factor de humedad se obtienen empleando las siguientes consideraciones. Primero, el hecho de que el evaporador y el condensador operan entre las mismas temperaturas, y de que en el modelo físico tienen dimensiones muy similares, hace factible la consideración de que ambos tienen el mismo coeficiente de pérdidas. Por tanto, $U_c = U_e = U_{perd}$. Por otro lado, bajo la consideración anterior se observa que las ecuaciones (1) y (2) son dos ecuaciones independientes en términos de las mismas variables. A partir de los datos de temperaturas en el estado estable, se tienen dos ecuaciones independientes con dos incógnitas: U_{perd} y f_H . Entonces, conociendo las temperaturas en el estado estable, se resuelven simultáneamente y se encuentran estos valores.

Los valores encontrados para condiciones de operación alrededor de 0.017 kg/s de agua (1.0 litro por minuto) y 0.042 kg/s de flujo de aire fueron: $U_{cond} = 48 \text{ J/m}^2\text{sK}$; $K = 0.005 \text{ kg/m}^2\text{s}$; $U_{perd} = 7 \text{ J/m}^2\text{sK}$; $f_H = 0.82$.

PROTOTIPO EXPERIMENTAL

Se construyó un prototipo experimental a escala de laboratorio, con objeto de estudiar físicamente los fenómenos involucrados y calibrar el modelo como se explicó en la sección anterior.

El prototipo es la evolución natural del reportado por Hermsillo y Estrada (2008) con base en las experiencias de la etapa anterior. Varias características son similares, por lo que se repiten aquí las principales.

La figura 2 muestra un bosquejo del prototipo experimental. El agua "de mar" se alimenta de un depósito (lado derecho de la

figura) con objeto de mantener un gasto constante a partir de una columna de agua prácticamente constante.

El condensador es un elemento de 305 mm x 305 mm de área transversal al flujo de aire, y de 335 mm de longitud. El elemento central del condensador es un intercambiador de calor aire-agua, en el que el líquido pasa por el interior de los tubos, mientras que el aire pasa entre las aletas. El material de los tubos es latón y el de las aletas es cobre. Los cabezales del intercambiador también son de latón. El intercambiador tiene 57 aletas horizontales y 105 tubos verticales. El área de intercambio de calor es 3,5 m².

El evaporador tiene la misma sección transversal al flujo de aire y 400 mm de longitud. El "relleno" para proveer un área de evaporación significativa es un material celulósico reforzado, empleado en torres de enfriamiento y evaporativas, conocido en el medio como "Friocel". El bloque de Friocel especificado tiene las dimensiones siguientes: ancho: 305 mm, alto: 305 mm, largo: 153 mm, lo que da un volumen aproximado de 0.014 m³. Aplicando el factor de área por unidad de volumen que se determinó, de 300 m²/m³, se tiene: (0.014 m³)(300 m²/m³) = 4.2 m² como área total de evaporación.

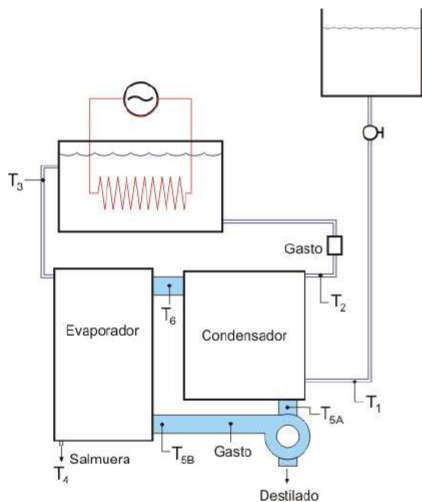


Figura 2. Bosquejo del prototipo experimental.

El suministro de calor se efectúa mediante un conjunto de diez resistencias de 100 W cada una, lo que da la capacidad de proveer hasta 1000 W al sistema. Las diez resistencias permiten suministrar diversos niveles de energía para simular el ciclo solar diurno.

El movimiento del aire se realiza mediante una turbina centrífuga de corriente continua, lo que permite controlar fácilmente su velocidad a través de un voltaje regulado. Aunque se sabe que una turbina de este tipo es poco eficiente energéticamente, en el prototipo experimental su consumo de energía es de alrededor de 30 W, que en relación a los 1000 W suministrados por las resistencias, representa sólo un 3%.

Para la instrumentación se han utilizado termopares tipo T para la recolección de la información de las temperaturas incorporadas en el modelo matemático, así como en otros puntos para verificar la consistencia de las lecturas. El registro se hace mediante adquisidores de datos de la marca *Measurement Computing* y

modelo USB-TC, manejados mediante los softwares *Instacal* y *TracerDAQ*.

El gasto de agua se mide mediante un rotámetro Omega modelo FL-215 ubicado a la salida del agua del condensador. El gasto de aire se mide mediante un anemómetro digital de turbina, de la marca EXTECH y modelo 407112, ubicado entre la turbina impulsora y el evaporador, como lo indica la figura 4. El control y registro de estas variables se realiza manualmente y hasta ahora se han hecho corridas sólo con valores constantes.

RESULTADOS

La figura 3 muestra los resultados de las temperaturas en los puntos 2, 3, 4, 5 y 6 de la figura 2 calculadas para ocho corridas experimentales en estado estable, obtenidas con los parámetros mencionados en la sección anterior. (En operación el prototipo experimental, muestra temperaturas prácticamente iguales para los puntos 5A y 5B de la figura 2, que en el modelo matemático corresponden al punto 5). En esa gráfica se observa una excelente concordancia entre ambos conjuntos de temperaturas, lo cual da una primera calificación aprobatoria al modelo matemático. El coeficiente de correlación, considerando simultáneamente todas las temperaturas, es $R^2 = 0.9858$. Nota: la línea diagonal no corresponde a la correlación, sino únicamente a la recta en la que la temperatura calculada es igual a la observada, para servir de base para la interpretación de la gráfica.

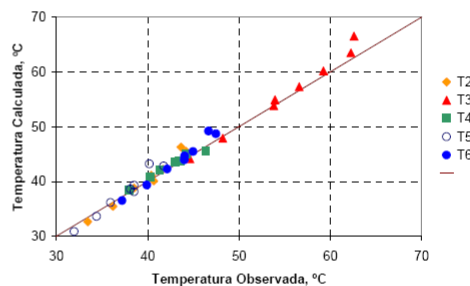


Figura 3. Temperaturas calculadas vs. observadas.

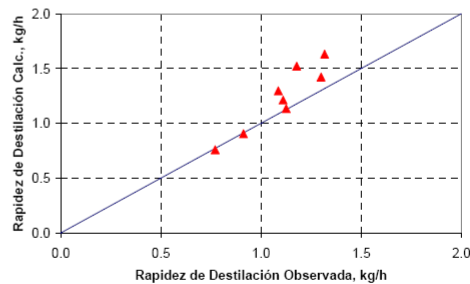


Figura 4. Rapidez de destilación calculada vs. observada.

Sin embargo, el objetivo del modelo y su utilidad incluye el cálculo de la producción de destilado; no sólo las temperaturas. La producción de destilado, obtenido mediante la ecuación (9), usando las temperaturas 5 y 6 calculadas, dio como resultado la información que se muestra en la figura 4, en la que también se compara el dato calculado con el obtenido experimentalmente en cada caso. En esta gráfica se observa una variación

substancialmente mayor que la de las temperaturas, sin embargo, el resultado parece aceptable en vistas de la gran interrelación de las variables en juego. El coeficiente de correlación entre los datos calculados y los observados fue de $R^2 = 0.8774$. Nota: la línea diagonal no corresponde a la correlación, sino únicamente a la recta en la que la rapidez de destilación calculada es igual a la observada, para servir de base para la interpretación de la gráfica.

Un aspecto importante del esquema mostrado en las figuras 1 y 2 es la recuperación del calor de condensación del agua, a diferencia de lo que ocurre en los destiladores solares convencionales "de caseta". El agua destilada contiene una cantidad de energía, que para los fines de esta comparación se calculó como el cambio de entalpia necesario para llevar el agua desde la temperatura de entrada al sistema hasta la evaporación. Por otro lado, el calor recuperado se obtiene del incremento de temperatura que logra en el condensador, es decir, entre los puntos 1 y 2, mediante la ecuación siguiente:

$$Q_{cond} = LCp_{agua} (T_2 - T_1) \quad (12)$$

La figura 5 muestra la correlación entre estas dos variables obtenidas experimentalmente en forma independiente (es decir, no obtenidas mediante el modelo matemático, en cuyo caso la correlación es obvia). El eje de las ordenadas muestra la entalpia contenida en el agua condensada, y el eje de las abscisas muestra el calor recuperado en el condensador. Se observa que el calor efectivamente se recupera para el sistema. En muchas corridas experimentales la magnitud del calor recuperado fue similar al que se agregaba al sistema mediante las resistencias eléctricas, alrededor de 1000W. Como se explicó, estas resistencias son suplementarias de lo que en un futuro será un sistema de colección solar. El coeficiente de correlación entre las variables de la figura 5 fue de $R^2 = 0.9579$. Nota: la línea diagonal no corresponde a la correlación, sino únicamente a la recta en la que la abscisa es igual a la ordenada, para servir de base para la interpretación de la gráfica.

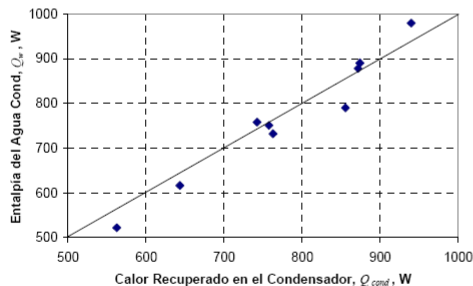


Figura 5. Correlación entre la entalpia del agua condensada y el calor recuperado en el condensador.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El modelo matemático mejorado permite hacer mejores predicciones del volumen de agua destilada, así como estimar el grado de saturación del aire a la salida del evaporador. Los resultados experimentales muestran una mejor concordancia con lo que predice el modelo.

El presente estudio se realizó en estado estable. Un futuro trabajo experimental debería estudiar el efecto de la inercia térmica sobre el sistema, dada la continua variación de la radiación solar.

REFERENCIAS

- Böer, Kart W. (2005). *The Fifty-Year History of the International Solar Energy Society and its National Sections*, Volume 1. International Solar Energy Society (ISES).
- Delyannis, E. (2003). *Historic background of desalination and renewable energies*. Solar Energy, Vol., p. 357-366
- El-Dessouky, Hisham T. and Ettouney, Hisham M., (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*. Elsevier, First Edition.
- Hermosillo Villalobos, Juan Jorge (2006). *Estudio de la Transferencia de Calor en el Evaporador de un Sistema de Desalación. Tercer Informe Parcial*. Centro de Investigación en Energía, UNAM, diciembre de 2006.
- Hermosillo Villalobos, Juan J. y Estrada Gasca, Claudio A. (2007). *Cálculo de la humedad y de la entalpia del aire saturado en sistemas de desalación solar por humidificación-deshumidificación*. Memorias de la XXXI Semana Nacional de Energía Solar, Asociación Nacional de Energía Solar (ANES), Zacatecas, Zac., octubre de 2007.
- Hermosillo Villalobos, Juan J. y Estrada Gasca, Claudio A. (2008). *Modelo matemático y prototipo experimental de un sistema desalinizador mediante humidificación de aire*. Memorias de la XXXII Reunión Nacional de Energía Solar, Mérida, Yuc., octubre de 2008.
- Rincón Mejía, Eduardo A. (2005). The Mexican Section of the International Solar Energy Society, en Böer, Kart W. (2005). *The Fifty-Year History of the International Solar Energy Society and its National Sections*, Volume 1. International Solar Energy Society (ISES).
- G. N. Tiwari and Sangeeta Suneja (1999). *Thermal analysis of an inverted absorber solar still for higher yield*. International Journal of Solar Energy Vol. 20, No. 2, p. 111-127.
- G.N. Tiwari and A.K. Tiwari (2008). *Solar Distillation Practice for Water Desalination Systems*. Anshan Ltd., Tunbridge Wells, UK.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al CONACYT la beca otorgada a Juan Jorge Hermosillo (registro 40515) para sus estudios de doctorado en el Centro de Investigación en Energía (CIE) de la UNAM y al Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente (ITESO) de Guadalajara, la licencia para el desarrollo de esos estudios.

Available online at www.sciencedirect.com

SciVerse ScienceDirect

Solar Energy 86 (2012) 1070–1076

SOLAR
ENERGYwww.elsevier.com/locate/solener

Water desalination by air humidification: Mathematical model and experimental study

Juan-Jorge Herмосillo^{a,b}, Camilo A. Arancibia-Bulnes^{a,*,1}, Claudio A. Estrada^a

^a Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México, Pdv. Xochicalco Sn, Col. Centro, Temicco, Morelos 62580, México

^b Departamento de Procesos Tecnológicos e Industriales, ITESO, Periférico Sur 8585, Tlaquepaque, Jalisco 45604, México

Available online 19 October 2011

Communicated by: Associate Editor C. Estrada-Gasca

Abstract

A desalination system based on the humidification and dehumidification of air is studied. The evaporator unit is based on a treated cellulose paper substratum through which water flows, and which has a large area to favor evaporation. The condenser unit is a liquid gas heat exchanger, where water vapor is condensed and the enthalpy of condensation is recovered to preheat the water. The mathematical model and experimental results are presented and it is shown that they present a good agreement. Some operating conditions for better heat recovery are presented.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Solar desalination; Air humidification dehumidification (HD); Multiple effect humidification dehumidification; MEH

1. Introduction

Seawater desalination is increasingly useful in several regions around the world because population is growing in places where there is not enough fresh water to support that growing. It is expected that by 2025, more than 60% of world's population will have water shortages. Desalination is an energy intensive process that currently is made by means of membranes or via thermal processes. The most common desalination processes are energized directly or indirectly by fossil fuels (El-Dessouky and Ettouney, 2002). However, in many places near seashore, where desalination could be useful, there is plenty of solar energy, making an interesting combination of sunshine and seawater as resources for the production of fresh water.

The best known thermal processes for the desalination of seawater, namely multi-effect desalination (MED) and

multistage flash (MSF), make an efficient use of energy because the heat released in each stage or effect is used in the next one, making multiple use of energy. However, those processes require a very precise control of temperature and pressure in each stage, which must be constant in time in order to keep the conditions needed for the boiling process (El-Dessouky and Ettouney, 2002). This poses a problem when coupling desalination with solar energy, due to the intrinsic variability of insolation, thus requiring a thermal storage tank and/or a supplementary heat source from fossil fuels (Blanco and Alarcón, 2007; Rheinländer, 2002).

On the other hand, solar stills have been used to treat saltwater at the household and small community scales and have been extensively studied since 1950s (Aybar, 2007, p. 207; Böer, 2005, pp. 19, 31; Delyannis, 2003; Rincón Mejía, 2005, p. 300). Solar stills are designed to directly catch the solar energy, and their rate of production is self adapted to available energy without the need of supplementary energy or storage. This is done by avoiding the boiling of water, using the internal air as a carrying gas between evaporating and condensing surfaces. However, in

* Corresponding author. Tel.: +52 55 56229791.

E-mail address: caab@cie.unam.mx (C.A. Arancibia-Bulnes).

¹ On sabbatical leave at Departamento de Ingeniería Química y Metalurgia, Universidad de Sonora, México.

Nomenclature

a	specific area of evaporator, $\text{m}^2 \text{m}^{-3}$	P	atmospheric pressure, Pa
A_C	external area of condenser envelope, m^2	P_i^0	vapor pressure of water at temperature of point i , Pa
A_{cond}	condenser area of heat transfer, m^2	T_{amb}	ambient temperature, $^{\circ}\text{C}$
A_E	external area of evaporator envelope, m^2	$T_{\text{avg}C}$	average surface temperature of condenser, $^{\circ}\text{C}$
C_p	brine heat capacity, $\text{J kg}^{-1} \text{s}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$	$T_{\text{avg}E}$	average surface temperature of evaporator, $^{\circ}\text{C}$
C_{p_a}	heat capacity of air, $1.009 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ (NIST Chemistry Web Book)	T_i	temperature at point i , $^{\circ}\text{C}$
C_{p_w}	heat capacity of liquid water, $4.193 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ (NIST Chemistry Web Book)	T_d	distillate temperature, $^{\circ}\text{C}$
D	rate of condensed water, kg s^{-1}	U_{cond}	overall coefficient of heat transfer at condenser, $\text{J s}^{-1} \text{m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
e	correction factor for cross-flow heat and mass transfer, nondimensional	U_{LC}	overall heat loss coefficient of condenser, $\text{J s}^{-1} \text{m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
f	factor of humidity, nondimensional	U_{LE}	overall heat loss coefficient of evaporator, $\text{J s}^{-1} \text{m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
G	dry air mass flow rate, kg s^{-1}	V	evaporator volume, m^3
H_i	enthalpy of saturated air at temperature T_i , J kg^{-1} dry air	W_i	humidity of saturated air at temperature T_i , $\text{kg water/kg dry air}$
K	mass transfer coefficient, $\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-2}$	ΔH_{vap}	enthalpy of vaporization of water, $2332.20 \text{ kJ kg}^{-1}$
L	brine mass flow rate, kg s^{-1}		
M_a	molecular mass of air, $0.028966 \text{ kg mol}^{-1}$		
M_w	molecular mass of water, $0.018016 \text{ kg mol}^{-1}$		

order to condense water, common solar stills lose the heat of condensation of water to the surroundings, through their condensing surface which works at the same time as the transparent cover of the solar collector. This arrangement makes heat recovery and the improvement of the overall efficiency very difficult, resulting in a technology with important limitations (Chaibi and El-Nashar, 2009, p. 140; Tiwari and Tiwari, 2008, p. 218). Specifically, it has been noted that simple solar stills do not show economy of scale, making them economically infeasible at medium to large scale (Al-Hallaj et al., 2006, p. 172).

In the humidification–dehumidification (HD) systems, as in solar stills, the self-adaptability to available energy is reproduced by avoiding the boiling of water, using the internal air as a carrying fluid. However, in this case, regions of the system for evaporation and condensation are designed and built separately, and connected to solar collectors that can be designed and optimized (Hermann et al., 2002) without the compromise to perform simultaneously as evaporators and condensers. A few variants of the HD system are being studied (Chafik, 2003; Ettouney and Rizzuti, 2007, p. 10; Müller-Holst, 2007, p. 215). In addition to the possibility of designing each component separately, the HD concept offers the feasibility of recovering the latent heat released by condensing vapor instead of losing it to the surroundings, as happens in solar stills. Thus, a better overall use of energy can be achieved; *i.e.*, productivity of the system is increased. This may be the basis of a more competitive solar desalination technology (Al-Hallaj et al., 2006, p. 184; Mathioulakis et al., 2007, p. 354). However, while some HD systems have been called “multi-effect humidification” (MEH), most studied sys-

tems, including the one presented in this paper, are not “multi-effect” in the sense used in MED and MSF, where the heat can be reused 10 or 15 times to produce vapor (Ettouney and Wilf, 2009).

The objective of this paper is to present the results of a study on a new HD system, with the air working in a closed loop and the evaporator made of treated cellulose paper substratum. The new system is designed to improve the heat recovery at the condenser. The study is done with a mathematical model and an experimental system to validate the model.

The purpose of the system is to desalinate water recovering the heat released by vapor condensation. Thus, it is interesting to find conditions with high heat recovery.

2. Description of the physical model

In the air humidification–dehumidification system studied in this work, the air acts as a carrying fluid, *i.e.*, evaporation occurs without boiling of water. Air is humidified in one of the system’s regions and moved to a cooler region where water condenses releasing its enthalpy of condensation. In the condenser this heat can be recovered and used to preheat the seawater.

Fig. 1 shows a scheme of the proposed system. Air flows in a closed loop from condenser to evaporator and *vice versa*. Water flows in an open circuit as follows: seawater enters the system as a cooling fluid at temperature T_1 and flows through the condenser, thus cooling the humid air and catching its change of enthalpy. It leaves the condenser at temperature T_2 having recovered the heat of evaporation of water. Then this water is further heated up in the solar

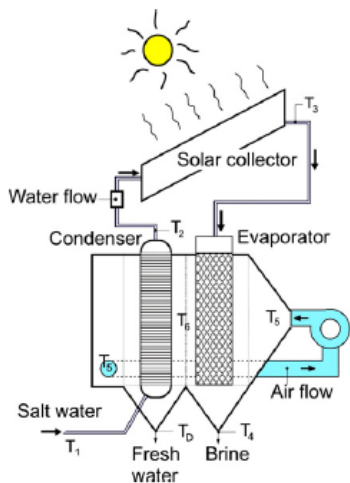


Fig. 1. Desalination system scheme.

collector field leaving it at the highest temperature of the system, T_3 . The hot water is then distributed on a large area substratum at the evaporator to set conditions for evaporation in air. The heat of evaporation is taken from its own sensible heat, thus cooling it to temperature T_4 . Brine leaves the system at this temperature. Distilled water leaves the system at T_2 , a temperature slightly higher than T_1 .

The air loop is as follows: air flowing through the evaporator is humidified and heated by hot water up to T_6 at the exit of this element. At this point the air has the highest absolute water content in the loop. It would be desirable that the air were saturated. However, theoretical considerations regarding the brief retention time in the evaporator make safer to suppose that it is not fully saturated. In the next stage, air is cooled in the condenser region to T_5 , a temperature considerably lower than T_6 . This makes air to reach saturation, forcing the water to condense.

3. Mathematical model

To set the mathematical model, the system is considered in three parts: evaporator, condenser and solar collector. The air is saturated at point 5, thus, the humid air enthalpy at that point is calculated with Eq. (1), which considers the condition of liquid water, $T = 0^\circ\text{C}$ and zero humidity, as a reference point for $H = 0$:

$$H_i = C_{p_a}T_i + (C_{p_w}T_i + \Delta H_{vap})W_i \tag{1}$$

where C_{p_a} and C_{p_w} are the heat capacities of air and water respectively, and ΔH_{vap} is the heat of vaporization of water. The absolute humidity of saturated air, W_6 is computed from the common expression for this property (Kuehn et al., 2001):

$$W_i = \frac{P_i^0 M_w}{(P - P_i^0) M_a} \tag{2}$$

In Eq. (2) the vapor pressure of water, P_i^0 , is calculated as a function of temperature with the following equation (Hermosillo-Villalobos and Estrada-Gasca, 2007):

$$P = P_0 e^{A+\frac{B}{T}+C \ln T+DT} \tag{3}$$

where T is given in kelvin and $P_0 = 7.384 \text{ kPa}$, $A = 67.35$ (dimensionless), $B = -7218.15 \text{ K}$, $C = -7.9939$ (dimensionless) and $D = 0.00052333 \text{ K}^{-1}$.

Air is not saturated at point 6. Thus, at this point a humidity factor f is considered: the enthalpy at point 6 is calculated using the expression fH_6 . The humidity factor is dimensionless, ranging from 0 to 1, and is defined as the ratio of actual humidity to saturation humidity (both absolute, at same temperature).

Considering steady state, an energy balance in the condenser can be written as follows:

$$\dot{Q}_{\text{entering}} - \dot{Q}_{\text{leaving}} - \dot{Q}_{\text{loss}} = 0 \tag{4}$$

where \dot{Q} represents a heat rate. Heat enters to condenser via humid air with a mass flowrate G , and with an enthalpy fH_6 as explained before. In addition, heat enters through the seawater flowrate L at temperature T_1 . Thus,

$$\dot{Q}_{\text{entering}} = GfH_6 + LCpT_1 \tag{5}$$

Heat leaves the condenser through air and water flows. Leaving air is saturated at temperature T_5 , thus its heat content is GH_5 . Water leaves at temperature T_2 , higher than T_1 due to heat exchanging process:

$$\dot{Q}_{\text{leaving}} = GH_5 + LCpT_2 \tag{6}$$

Condenser heat loss towards surroundings is calculated with an overall approach, considering an average temperature, T_{avgC} over the ambient temperature, T_{amb} , the external area of the condenser envelope, A_C , and an overall heat transfer coefficient, U_{LC} :

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = U_{LC}A_C(T_{\text{avgC}} - T_{\text{amb}}) \tag{7}$$

Then, substituting Eqs. (5)–(7) in Eq. (4), we obtain $(GfH_6 + LCpT_1) - (GH_5 + LCpT_2) - U_{LC}A_C(T_{\text{avgC}} - T_{\text{amb}}) = 0$

which can be rearranged as:

$$G(fH_6 - H_5) + LCp(T_1 - T_2) - U_{LC}A_C(T_{\text{avgC}} - T_{\text{amb}}) = 0 \tag{9}$$

In the condenser, the heat transfer rate for a cross-flow setup as shown in Fig. 1 is written as (McCabe et al., 2005, p. 333; Kröger, 2004, p. 197):

$$LCp(T_2 - T_1) = eU_{\text{cond}}A_{\text{cond}} \left[\frac{(T_6 - T_2) - (T_5 - T_1)}{\ln \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_1}} \right] \tag{10}$$

where e is the correction factor for cross-flow heat transfer, U_{cond} is the overall heat transfer coefficient in the condenser, A_{cond} is the heat transfer area. In a similar way, following Eq. (4) the heat balance in the evaporator is as follows:

$$(GH_5 + LCpT_2) - (GfH_6 + LCpT_4) - U_{LE}A_E(T_{\text{avgE}} - T_{\text{amb}}) = 0 \tag{11}$$

or

$$G(H_5 - fH_6) + LCp(T_3 - T_4) - U_{LE}A_E(T_{avgE} - T_{amb}) = 0 \quad (12)$$

where T_{avgE} is the average temperature in the evaporator, U_{LE} is the overall heat transfer coefficient and A_{cond} is the external area of condenser.

The mass transfer rate in the evaporator is written as (Kröger, 2004, p. 277; Treybal, 1980, p. 276):

$$G(fH_6 - H_5) = eKaV \left[\frac{(H_3 - fH_6) - (H_4 - H_5)}{\ln \frac{H_3 - H_6}{H_4 - H_5}} \right] \quad (13)$$

where K is the mass transfer coefficient, a is the evaporator substratum specific area, V is the evaporator volume, thus aV is the evaporator mass transfer area.

In addition, a model for the heat input is needed. The heat, \dot{Q} ($J s^{-1}$) is added between the condenser output and evaporator input, i.e. between points 2 and 3:

$$\dot{Q} = LCp(T_3 - T_2) \quad (14)$$

To simulate this desalination system coupled with a solar collector, another model is needed to describe the solar irradiance along the day and the collector efficiency as a function of the operating temperatures. However, in this paper we consider the heat input, \dot{Q} , as a constant value.

The flow rate for the distillate is obtained from a mass balance, considering the change of water content between the air entering and leaving the condenser. This is expressed by the next equation:

$$D = G(fW_6 - W_5) \quad (15)$$

4. Mathematical model solution

The purpose of the model is to calculate the flow rate of condensed water with Eq. (15). Temperatures at points 5 and 6 are needed, but these are unknowns, along with other temperatures. The next assumptions are considered to reduce the number of unknowns or to simplify calculations:

- Condenser and evaporator operate between the same temperatures, T_5 and T_6 , thus the next equation can be written: $T_{avgC} = T_{avgE} = \frac{1}{2}(T_5 + T_6)$. Then the expression $T_{avg} = \frac{1}{2}(T_5 + T_6)$ is used in Eqs. (9) and (12).
- The external areas of condenser and evaporator are similar, so $A_C \approx A_E$ and we can use A to describe the external area of both parts.
- If the shape and thermal insulation of both elements are similar, then we can assume the global heat transfer coefficients are also similar: $U_{LC} \approx U_{LE}$ and use a single U_L in Eqs. (9) and (12).

To solve the mathematical model, the next parameters are considered as known:

- Flow rates: L and G .
- Properties: Cp_w , Cp_a , H_{vap} , P .
- External geometry: A .
- Internal geometry: A_{cond} , a , V .
- Heat and mass transfer: \dot{Q} , U_L , U_{cond} , K , f , e , T_1 , T_{amb} .

Given those known values, the unknowns in the model are the internal temperatures, T_2 , T_3 , T_4 , T_5 and T_6 . Thus, five independent equations are needed, and those are Eqs. (9), (10), (12), (13) and (14). Eqs. (1)–(3) and (15) complement calculations but do not add new unknowns. The system of equations is highly non linear. To solve this system, the Newton-Raphson method is applied.

5. Experimental setup

A small experimental system was built to study the heat and mass transfer properties of the system following the scheme of Fig. 1. Fig. 2 shows an image of the equipment before installing the thermal insulation.

The condenser portion is a box of $0.305 \times 0.305 \text{ m}^2$ of cross section and 0.335 m of length. The heat exchanger inside this box is a liquid–gas type, with water flowing upwards through 105 vertical tubes and air flowing through 57 horizontal fins. The total heat exchange area, A_{cond} , is 3.5 m^2 . The evaporator portion is a box of the same cross section and 0.40 m of length. The substratum for evaporation is a block of corrugated and properly treated cellulose paper commonly used in evaporative cooling systems. Munters' CELdek[®] brand evaporative cooling pads were used in this project. The air flows horizontally while the water drains downwards. The cross section is the same as condenser and the horizontal length is 0.15 m . The specific area is $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$, thus giving a total area for evaporation, assuming complete wetting, of 4.2 m^2 . The whole system is thermally insulated with 0.05 m thick polystyrene foam plates.

The air is moved by means of a small air blower and a 12 V DC motor that allows for an accurate control of

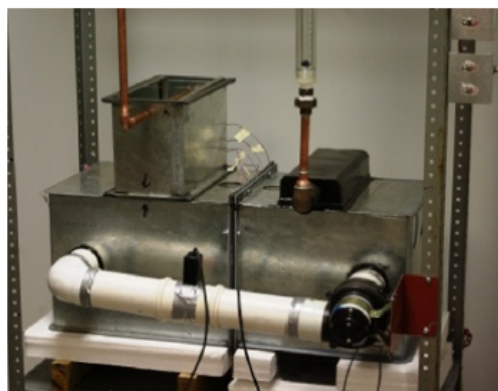


Fig. 2. Experimental prototype before thermal insulation. Left side is the evaporator portion of the system and right side is the condenser portion.

airflow. The motor is controlled with a BK Precision Model 1627A power supply. The external heat is provided via ten 100 W electrical resistances that can be used to simulate the solar input through a day, and the actual heat input is monitored via voltage and amperage. Temperatures are measured with type *T* thermocouples and registered with data acquisition systems Measurement Computing USB-TC. The flow rate of water is measured with an Omega 215 rotameter and the airflow is measured with an Extech 407112 digital anemometer. The rate of distillation is measured with a 25 ml graduated test tube and a chronometer.

6. Results and discussion

First of all, a calibration of the theoretical model was carried out: The experimental system was started up, energized with a measured constant heat input of 1120 W and was left long enough to reach steady state. The measured temperatures at steady state are used as known values in the equations of Section 3, and the next parameters can be calculated to calibrate the model: U_L , U_{cond} , e , K and f . The Appendix A shows a few experimental results of and the corresponding calculated parameters. The values obtained from such procedure were: $U_L = 7.04 \text{ J/m}^2 \text{ s K}$, $U_{cond} = 47.9 \text{ J/m}^2 \text{ s K}$, $e = 0.82$, $K = 0.0015 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ and $f = 0.82$.

After obtaining the parameters of the model by the above procedure, it is solved using actual values of T_{amb} , T_1 , water flow rate, L , and air flow rate, G , to study different conditions and to predict temperatures T_2 , T_3 , T_4 , T_5 and T_6 . Fig. 3 shows a comparison of the calculated temperatures vs. measured ones at the five points of the system. The agreement between both sets of data is very good, with a coefficient of determination $R^2 = 0.9858$.

Fig. 4 shows the production rate of distillate predicted with Eq. (12), as compared with the actual production obtained. Those figures show that temperatures are calculated with a small error: the mean absolute error is $0.86 \text{ }^\circ\text{C}$ meanwhile the distillation rate is obtained with a mean absolute error of 0.14 kg/h or 12%, which is less precise than the obtained temperatures. The data of Fig. 4 have a coefficient of determination $R^2 = 0.8744$.

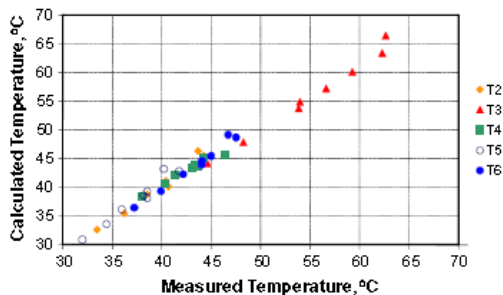


Fig. 3. Calculated temperatures vs. measured temperatures in five points of the system.

The purpose of the system shown in Figs. 1 and 2 is to desalinate water recovering the heat released by the condensing vapor. Thus, it is interesting to find conditions with high heat recovery. Heat recovery is experimentally observed through the water temperature rise from point 1 to point 2, i.e. between the condenser inlet and outlet. The rate of heat recovery, \dot{Q}_{cond} , is calculated from the heat equation:

$$\dot{Q}_{cond} = LCp(T_2 - T_1) \tag{16}$$

On the other hand, heat content of condensed water, \dot{Q}_w , is calculated with enthalpy of vaporization plus sensible heat due to temperature of distillate being higher than a reference temperature, times the rate of distillation:

$$\dot{Q}_w = D(\Delta H_{vap} + Cp_w(T_d - T_1)) \tag{17}$$

where T_d is the distillate temperature. Note that Eqs. (16) and (17) can be fed with experimental data and thus \dot{Q}_w and \dot{Q}_{cond} are independent measurements. Fig. 5 shows a comparison of both heat rates. The diagonal line shows $\dot{Q}_w = \dot{Q}_{cond}$; the dots were obtained from experimental data. This figure confirms the expected similitude between \dot{Q}_w and \dot{Q}_{cond} . The coefficient of determination of those set of data is $R^2 = 0.9579$. This means that about all the heat released by condensing water is transferred to incoming water, preheating it at the condenser. The experimental dots fall at right of diagonal line because of a small amount of sensible heat taken from air while cooling it from T_6 to

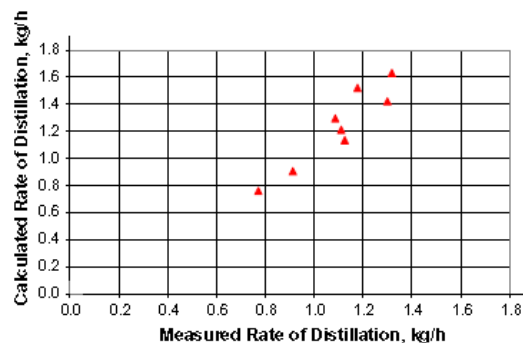


Fig. 4. Calculated distillation rate vs. measured distillation rate.

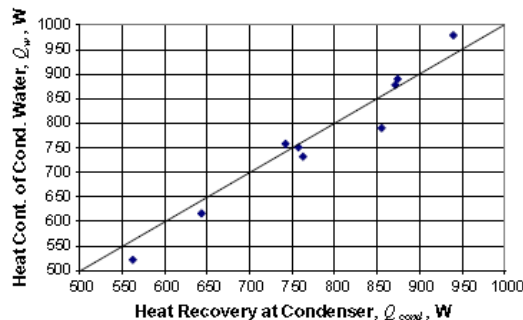


Fig. 5. Heat content of condensed water, \dot{Q}_w , vs. heat recovery at condenser, \dot{Q}_{cond} .

T_5 , giving about 50 W of extra heating at the experimental conditions.

However, even if about 100% of latent heat is recovered, internal heat flows are very dependent on operating conditions. Theoretically and empirically, it was noted that smaller water flow rates are better for heat recovery and for distillate production. However, this tendency has a limit at some point depending on the geometry and dimensions. In the described experimental setup, if the water flow rate is smaller than about 0.01 kg/s the rate of distillation is stabilized and even lowered, probably because a very low water flow rate is not able to wet the whole area of the evaporator substratum. This dependence of productivity upon water flow is a key factor to develop an optimum operating routine. This system could be operated with a thermal storage in order to keep constant conditions (Müller-Holst et al., 1998). However, another approach is to match the water flow to the available solar energy in order to reach a high T_3 to operate always near optimum conditions.

Using Eq. (17), it can be shown that the heat content in distilled water for data in the Appendix A varied from 564 W to 942 W. Considering that the external heat input was 1120 W for those experimental runs, the ratio of distilled water (in energy terms) to input energy represented from 50% to 84%. The air blower in this experimental conditions consumed 2.8 A @ 10 V DC, equivalent to 28 W. This power was considered negligible in this experimental setup, representing about 2.4% of power input.

The thermal efficiency of solar stills is 30–40% (Qiblawey and Banat, 2008, p. 637). In order to compare this to the present HD system, let us consider the coupling to a solar collector. Usually low temperature collectors are considered for this, even though HD using parabolic troughs has been proposed recently (Mohamed and El-Minshawy, 2011). In the present case an evacuated tube collector is considered

Appendix A

A set of experimental results is shown. The water flow rate in kg/s is calculated considering the actual temperature and density of water where the rotameter is located, *i.e.*, point 3 (T_3) of Fig. 1. The air flow rate is obtained from the anemometer located at point 5, and corrected with the ideal gas model considering the saturation humidity and the measured temperature at that point, along with the observed barometric pressure.

Measured data										Calculated data					
T_a (°C)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_6 (°C)	D (kg/h)	Water flow rate L (kg/s)	Air flow rate G (kg/s)	e	U_{cond} (J/m ² s K)	K (kg/m ² s)	U_{loss} (J/m ² s K)	f	
28.0	30.4	44.2	62.2	46.4	41.7	47.5	1.18	0.015	0.040	0.83	45.37	0.0012	5.67	0.82	
28.0	29.4	40.4	56.6	43.6	38.1	44.0	1.09	0.017	0.042	0.82	45.56	0.0014	7.48	0.82	
29.0	31.6	40.7	53.8	43.4	38.5	44.0	1.13	0.020	0.042	0.82	52.83	0.0017	6.44	0.83	
30.0	29.0	36.2	48.2	40.3	34.4	39.9	0.91	0.022	0.043	0.82	49.83	0.0019	7.37	0.84	
27.0	27.6	33.4	44.6	38.0	32.0	37.2	0.77	0.023	0.043	0.83	48.04	0.0020	7.47	0.84	
28.0	27.5	38.5	53.9	41.3	35.9	42.1	1.11	0.017	0.042	0.81	46.86	0.0016	7.49	0.82	
29.0	27.7	41.7	59.2	43.0	38.5	45.0	1.30	0.015	0.042	0.81	48.60	0.0015	7.63	0.81	
29.5	27.8	43.6	62.6	44.2	40.2	46.7	1.32	0.013	0.041	0.81	46.28	0.0013	7.40	0.80	
30.5	27.9	47.4	68.9	46.5	43.4	49.7	1.45	0.012	0.040	0.81	47.73	0.0010	6.45	0.80	
Mean values:										0.82	47.90	0.0053	7.04	0.82	

with a thermal efficiency on the order of 60–80% (Kalogirou, 2004). We see that the studied system could produce about 50–70% more water per day than a solar still having the same collector area. Due to the increased complexity of the present system, probably solar stills are a better solution for small households. However, as pointed out before, solar stills lack economy of scale. Thus, at medium scale (small villages), where the use of the large scale MSF and MED systems is not justified, HD systems like the one presented here could be an attractive option.

With regards to the costs of produced fresh water, estimations vary widely for the HD technology (Al-Hallaj et al., 2006), but indicate potential improvements with respect to other technologies for small capacities.

7. Conclusions

A desalination system working under the air humidification and dehumidification principle and its thermal study were presented. The mathematical model works very well to simulate the heat exchanges and to calculate the temperatures of the system at steady state. It works reasonably well also to calculate the rate of distillate production. The studied system was operated with a rate of distillation equivalent to 50–85% with respect to the heat input. It is empirically shown that enthalpy of condensation can be completely recovered as sensible heat at the condenser.

Acknowledgments

Juan-Jorge Hermosillo is grateful for the scholarship granted by Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) and for the time assigned to him for this project by Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente (ITESO).