

01190

12



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

**CONVECCIÓN NATURAL EN DESTILADORES SOLARES
DE CASETA DE GRAN SECCIÓN**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

DOCTOR EN INGENIERÍA

presenta

Eduardo Rubio Cerda

México, D.F. julio 2002

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

RECONOCIMIENTOS

Quiero expresar mi gratitud al Dr. José Luis Fernández y al Dr. Miguel Ángel Porta por el gran apoyo que me brindaron para la culminación de este proyecto.

De manera muy especial, por su invaluable colaboración, a Laura Elena Manjarrez y a Norberto Chargoy.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT), por el financiamiento otorgado para el desarrollo de los trabajos de investigación.

CONTENIDO

NOMENCLATURA	iii
LISTA DE FIGURAS	v
RESUMEN	vii
ABSTRACT	viii
1 JUSTIFICACIÓN	1
2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
3 ANÁLISIS BIBLIOGRÁFICO	5
3.1 Particularidades tecnológicas en la metodología para el estudio experimental de la destilación solar, 5	
3.2 Modelos para predicción y análisis de la destilación solar, 7	
3.3 Aspectos específicos de estudio en destiladores solares de sección triangular, 9	
4 INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL	11
4.1 Montajes y equipos para el trabajo de laboratorio, 11	
4.2 Montajes y equipos para el trabajo de campo, 15	
5 RESULTADOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA	20
5.1 Efectos de borde en un destilador de sección triangular, 20	
5.2 Caracterización de la transferencia de masa en destiladores con cubierta de doble pendiente, 22	
5.3 Desarrollo de un modelo empírico para estimar la producción en destiladores solares, 25	
5.4 Resultados experimentales de un destilador de campo de gran sección, 28	
6 ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR LOCAL	34
6.1 Descripción del procedimiento, 34	
6.2 Aplicación del procedimiento a cavidades triangulares: Metodología experimental, 36	
6.3 Caracterización térmica local en estado permanente, 40	
6.4 Estudio comparativo de la transferencia de calor local, 44	

7	MODELADO DE DESTILADORES SOLARES DE DOBLE PENDIENTE	52
7.1	Estudio del desempeño de los condensadores en un destilador de sección triangular: propuesta de extensión al modelo de Dunkle,	52
7.2	Nuevo modelo de parámetros concentrados para el estudio de destiladores solares de sección triangular,	57
7.3	Desarrollo de un simulador para el estudio de destiladores solares con cubierta condensadora de doble pendiente,	66
7.4	Análisis paramétrico de un destilador solar de sección triangular con una nueva herramienta de simulación,	68
8	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	73
	CONCLUSIONES	79
	RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS	81
	REFERENCIAS	82
	ANEXO. INCERTIDUMBRES EXPERIMENTALES	86

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

NOMENCLATURA

A	área (m^2);
C_p	calor específico ($Jkg^{-1}K^{-1}$);
E	Este, punto cardinal;
g	aceleración gravitacional (ms^{-2});
G	radiación solar (Wm^{-2});
Gr	número de Grashof, adimensional;
h	coeficiente de transferencia de calor ($Wm^{-2}K^{-1}$);
h_{fg}	entalpía de evaporación del agua (Jkg^{-1});
k	conductividad térmica ($Wm^{-1}K^{-1}$);
k_{ext}	coeficiente de extinción (m^{-1});
L	dimensión característica (m);
m	producción instantánea de destilado ($Kgm^{-2}s^{-1}$);
M	peso molecular ($kg\ kmol^{-1}$), masa (kg);
n	día del año;
N	longitud del día solar (h);
Nu	número de Nusselt, adimensional;
O	Oeste, punto cardinal;
p	presión parcial del componente considerado (Nm^{-2});
P	presión parcial del vapor de agua (Nm^{-2});
Pr	número de Prandtl, adimensional;
q	flujo de calor (Wm^{-2});
Q	energía total incidente en 24h (Jm^{-2});
r	fracción volumétrica del componente considerado, adimensional;
R	constante universal de los gases ($8314\ Jkmol^{-1}K^{-1}$);
Ra	número de Rayleigh, adimensional;
R_b	relación de radiaciones incidentes, adimensional ;
T	temperatura ($^{\circ}C$), (K);
U	coeficiente global de transferencia de calor ($Wm^{-2}K^{-1}$);
v	velocidad del viento (ms^{-1});
X	distancia a la pared (m);

Símbolos griegos

β	coeficiente de expansión volumétrica (K^{-1}), dimensión angular ($^{\circ}$);
γ	acimut ($^{\circ}$);
δ	declinación solar ($^{\circ}$);
ϵ	emitancia, adimensional;
η	eficiencia global, adimensional;
θ	ángulo entre el componente directo del sol y la normal al plano ($^{\circ}$);
μ	viscosidad dinámica ($kgm^{-1}s^{-1}$);
ν	viscosidad cinemática (m^2s^{-1});
ρ	densidad (kgm^{-3});
σ	constante de Stefan-Boltzmann ($5.6697 \times 10^{-8}\ Wm^{-2}K^{-4}$);
τ	transmitancia, adimensional;

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ψ dimensión angular (°);
 ω ángulo horario (°);

Subíndices

a pérdidas por absorción;
b fondo, directa;
c convectivo, frío (con relación a otra temperatura);
d difusa;
e ambiente, evaporativo;
f fluido;
g condensador;
h caliente (con relación a otra temperatura);
m promedio;
r radiativo, referencia;
s superficie del sólido;
w agua;
z referido a la vertical del lugar.

LISTA DE FIGURAS

1. Destilador experimental de laboratorio, 11
2. Elementos del sistema de control del destilador, 12
3. Esquema del dispositivo controlador de flujo de aire, 13
4. Despliegue del programa de control y registro de temperaturas, 14
5. Equipo experimental de laboratorio, 14
6. Esquema de construcción del destilador solar de campo, 15
7. Sistema automático para mediciones de campo, 16
8. Medidor de destilado con salida analógica, 18
9. Equipo experimental de campo, 19
10. Montaje utilizado para estudiar los efectos de borde, 20
11. Efectos de borde sobre la producción, 21
12. Efectos de borde sobre los flujos de calor, 22
13. Resultados de la relación temperatura-producción, 24
14. Resultados teóricos y modelados de la transmisión de calor, 24
15. Resultados del modelo para un destilador solar, 26
16. Comparación con diferentes modelos reportados en la literatura, 27
17. Temperaturas de los componentes principales del destilador, 28
18. Factores externos que tienen influencia sobre las temperaturas del destilador, 29
19. Diferencias de temperaturas membrana-agua, 30
20. Coeficientes internos de transferencia de calor, 31
21. Producción acumulada de cada condensador, 31
22. Producción instantánea del destilador solar, 32
23. Curva característica inercial del destilador, 32
24. Dependencia entre la producción y las presiones parciales de vapor, 33
25. Perfil térmico en un sistema sólido-fluido, 35
26. Distribución de los termopares para la determinación del perfil térmico, 37
27. Perfiles térmicos de una cavidad pequeña con aire seco, 40
28. Registros de temperaturas como función de la distancia a la pared fría, 41
29. Relación fluctuación-temperatura-distancia, 42
30. Análisis en frecuencia de las fluctuaciones, 44
31. Coeficiente de transferencia de calor convectivo local, 45
32. Coeficiente adimensional de transferencia de calor local, 45
33. Perfiles térmicos experimentales, 47
34. Detalle de los perfiles térmicos de la cavidad de grandes dimensiones, 48
35. Fluctuaciones térmicas para diferentes casos experimentales, 49
36. Resultados del coeficiente convectivo de transferencia de calor, 50
37. Resultados del coeficiente adimensional de transferencia de calor, 51
38. Condiciones experimentales para casos extremos de orientación, 52
39. Diferencias térmicas impuestas por el sol, 53
40. Producciones de cada placa condensadora, 54
41. Contribución de cada condensador al total de destilado, 56
42. Comparación de las predicciones resultantes del procedimiento propuesto, 56

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

43. Esquema general de los procesos de intercambio energético de los componentes principales del sistema, 57
44. Geometría del destilador, 63
45. Temperaturas experimentales y simuladas, 64
46. Producciones experimentales y simuladas, 65
47. Resultados experimentales del viento, 65
48. Interfaz gráfica del simulador, 67
49. Efectos del espesor de la lámina de agua sobre la producción de destilado, 69
50. Efectos del coeficiente de extinción de los condensadores sobre el destilado, 69
51. Influencia de la velocidad del viento sobre la producción, 70
52. Efectos de la orientación sobre la producción de destilado, 70
53. Influencia del coeficiente de extinción sobre las asimetrías térmicas, 71
54. Efectos del grosor de las cubiertas sobre las asimetrías térmicas, 72
55. Inducción de fuertes asimetrías térmicas, 72

RESUMEN

Se presentan los resultados de un estudio realizado sobre destiladores solares con cubierta condensadora de doble pendiente. Para realizar éste, se requirió del desarrollo de un sistema de medición y control para implantar condiciones de estado permanente en un destilador de laboratorio de pequeñas dimensiones. Para los trabajos de campo, se construyó un destilador de grandes dimensiones de sección triangular, y se diseñó un sistema de medición de las condiciones del estado del tiempo y de las variables que intervienen en la producción de destilado.

Entre los aspectos estudiados se encuentran el de la influencia de las pérdidas de calor por efectos de borde sobre la producción de los condensadores principales, la caracterización de la transferencia de masa para este tipo de destiladores, así como el desarrollo de un modelo empírico aplicable a destiladores de pequeño tamaño, independiente de la geometría y validado para destiladores someros y de sección triangular.

Se presenta un nuevo procedimiento de análisis del coeficiente convectivo de transferencia de calor local y un nuevo modelo de parámetros concentrados sensible a la orientación, con el que se puede estudiar el desempeño de las cubiertas condensadoras de manera independiente. Se presentan resultados experimentales novedosos, como son la naturaleza inestable de los flujos presentes en el interior de la cavidad de destilación y asimetrías en las temperaturas de los condensadores que establecen características propias de operación de estos destiladores.

En los resultados se reportan la pobre influencia que tienen los efectos de borde, la dependencia de las fluctuaciones térmicas del fluido con respecto a la posición y la temperatura, la buena correlación de los modelos desarrollados con la información experimental, y algunas de las características de la transferencia de calor local para cavidades de dos escalas distintas, con aire y con una mezcla de aire y vapor de agua.

Se reportan una nueva extensión al modelo de Dunkle que hace posible el análisis del destilado de cada placa condensadora en destiladores de sección triangular, algunas de las características térmicas muy propias de esta geometría, así como un análisis paramétrico que muestra la viabilidad de un incremento apreciable en la eficiencia de estos equipos.

ABSTRACT

Solar stills with double slope condensing covers were studied. Experiments were carried out with the aid of automatic control systems to establish steady state conditions in a laboratory still, and a solar still installed outside subject to realistic operation.

Experimental work required the development of novel measurement and control systems. A computer controlled small laboratory still was designed and built to keep temperatures within the desired ranges, and a measurement and recorder system was implemented to register environmental conditions and the still production parameters.

The main topics of analysis were the heat losses as influenced by side effects over the production of the main condensers, the mass transfer rate characteristics for these particular stills, and the development of a new empirical model for small-sized solar stills, which is independent of geometry and validated for shallow and triangular section distillation units.

A new local convective heat transfer analysis procedure is shown, and an original lumped parameters model sensible to orientation is presented. This model allows for an independent study of the condensing covers performance. Experimental results, such as the unstable nature of the fluid of the cavity, and thermal asymmetries for the covers, that establish operation characteristics inherent to this kind of stills are reported.

Also outlined are the poor influence of the side effects on the distillate yield, the dependence of the fluid thermal fluctuations on position and temperature, the good correlation between the developed models and the experimental results, and the local heat transfer estimates for two scale stills and cavities with air and a mixture of air and water vapor.

An extension to Dunkle's model to analyze the performance of each condensing cover in double slope stills is proposed. The thermal characterization of stills with triangular section and a parametric revision showing the possibility of an efficiency increase in solar distillation units is reported.

1. JUSTIFICACIÓN

El agua para consumo humano y con fines industriales tiende a convertirse en un bien escaso por el crecimiento de la población y el incremento del nivel de vida. Asimismo, el abastecimiento de agua en tierras áridas enfrenta serios problemas por el abatimiento de los niveles en los recursos hidrológicos subterráneos y el incremento en su salinidad, lo que obliga a buscar nuevas fuentes del vital líquido

Entre las diferentes formas que se han explorado para cubrir esta necesidad, se encuentra el interés por utilizar las fuentes de energía renovables, y en especial la energía solar, por el gran potencial que representa su uso en regiones desérticas. La idea de utilizar destiladores para desalar agua de mar no es nueva, y se remonta al siglo III a. C.

La destilación solar es un método de producción de agua dulce que ha llamado mucho la atención por utilizar directamente el calentamiento solar. Bajo este esquema, el proceso consiste en la reproducción a pequeña escala de la porción del ciclo hidrológico que trata de la separación del agua pura, esto es, la producción de vapor por calentamiento directo, su transporte como humedad a regiones más frías, y finalmente su recuperación mediante condensación. Entre estos equipos se encuentran los destiladores solares de charola de un solo efecto, que son materia de este trabajo.

Diferentes aspectos de este tipo de destiladores han sido estudiados. Entre éstos se encuentran los efectos de las condiciones ambientales en la producción de destilado, la influencia de la energía incidente en las características de salida de los equipos, la modificación en las propiedades ópticas de la salmuera y de los materiales de la cubierta del destilador, así como la incorporación de elementos externos tales como reflectores y precalentadores como apoyo para incrementar su producción. Estos estudios han permitido establecer las correlaciones necesarias para el desarrollo de modelos que proporcionan herramientas de ingeniería de gran utilidad para la predicción del fenómeno.

La descripción más aceptada de lo que ocurre en el interior de un destilador solar, y que más extensamente se ha utilizado, fue presentada por **Dunkle (1961)**. En su trabajo se reportan expresiones que permiten calcular los coeficientes de transferencia de calor como función de una diferencia de temperaturas modificada por la transmisión simultánea de calor y masa, así como de una expresión para el número de Nusselt con parámetros obtenidos a partir de datos de placas paralelas de Mull y Reiher correlacionados por Jakob (**Adhikari et al., 1990**).

En la literatura especializada en destilación solar predomina el uso de estas correlaciones sobre destiladores de un solo efecto de dos tipos: con cubierta condensadora de una pendiente (destiladores someros), y de sección triangular (doble pendiente o gran sección). Los del tipo somero por lo general tienen cubiertas con inclinaciones de alrededor de 6° , lo que es una aproximación a un

par de placas paralelas. Sin embargo, los de sección triangular, en donde se tienen cubiertas con pendientes considerables, es de esperar la existencia de diferencias propias de esta configuración, principalmente las originadas por la diferente orientación de las cubiertas con respecto a la incidencia de la radiación solar, lo que hipotéticamente provocaría un desempeño diferente en cada una de éstas.

Las relaciones de transferencia de calor y masa se usan indistintamente de la configuración de la cubierta de los equipos y hasta ahora no se han estudiado en detalle las características propias de una geometría triangular, y por consiguiente, no existen elementos que permitan instrumentar modelos que proporcionen herramientas para el estudio específico de estas cavidades de destilación.

También importante es el hecho de que entre las estructuras más relevantes en la dinámica de fluidos se encuentran los vórtices. Al tener las cubiertas de un destilador de gran sección con diferente orientación, se presentan condiciones muy particulares de insolación y de exposición al clima, lo que establece condiciones térmicas y dinámicas propias de esta geometría. Éstas pueden variar entre las de un destilador somero y las de sección triangular, lo que por consecuencia modificaría las relaciones de transferencia correspondientes. Existen indicios de dichas particularidades en el trabajo presentado por **Baum y Bairamov (1964)**, en donde se reporta que la periferia del vórtice generado constituye la región más importante en la transferencia de calor y masa, mientras que el volumen estanco del centro de la estructura no participa.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El estudio de los destiladores solares de sección triangular no ha sido abordado con profundidad, y muchos de los detalles de los procesos de convección natural asociados a sistemas con una geometría de esta naturaleza son todavía desconocidos. Como consecuencia, existen limitaciones en el uso de las herramientas de ingeniería destinadas a tareas de optimización del diseño y eficiencia de estos equipos.

Dentro de la información que se ha reportado hasta ahora sobre destilación solar se pueden identificar aquellos aspectos que permiten entender la naturaleza básica del fenómeno y con ella integrar herramientas generales de análisis y predicción del mismo. Sin embargo, la información existente de casos particulares de estudio es escasa, y mucho menos detallada. La geometría triangular ha sido de gran interés, pero su estudio se ha abordado solamente considerando los aspectos generales del sistema. Por tanto, el conocimiento de los fenómenos de transporte propios de esta configuración no es suficiente para obtener el máximo beneficio de los mecanismos de convección natural que ocurren en el interior.

Se sabe que la producción de los destiladores solares es un proceso dependiente de varias variables. Entre éstas se encuentran las condiciones del clima, las propiedades de los materiales utilizados en la construcción de los equipos y sus características físicas, así como la práctica de operación. Las relaciones que se establecen entre ellas son las que definen las tasas de la transferencia de calor y masa, así como las condiciones del flujo propias de cada destilador y en general de la convección natural.

La orientación física de los equipos ha demostrado ser un factor importante para incrementar su productividad. En el caso de un equipo de sección triangular, por el hecho de tener una cubierta condensadora integrada por dos placas, es necesario destacar y estudiar con más detalle la orientación. La dirección de la radiación solar cobra mayor importancia, y su incidencia sobre cada placa establecerá diferencias entre las temperaturas de ellas. Por lo anterior se refuerza la hipótesis de que este estudio debe ser tratado como un sistema acoplado entre el evaporador y el sistema de cubiertas.

La gran mayoría de los modelos matemáticos que actualmente se utilizan para estudiar la destilación solar se fundamentan en un análisis de parámetros concentrados que incluye tres elementos en el balance de energía: la base, que es a un tiempo el recipiente de agua a destilar y la superficie receptora de la energía solar, el cuerpo de agua a evaporar y la cubierta condensadora. El resultado del balance es un sistema de tres ecuaciones cuya solución describe su comportamiento térmico. Sin embargo, hasta ahora no se ha establecido diferencia alguna entre diversos sistemas de cubiertas, por lo que todos los casos estudiados fuerzan la solución a un problema en el que se tiene una sola placa inclinada

En cualquier problema de convección, y este caso particular no es la excepción, el interés primordial es conocer los coeficientes de transferencia de calor y masa. Al no haber reportes de dichos coeficientes en destiladores de sección triangular, se desconocen los parámetros propios de esta geometría, y por consiguiente no se pueden establecer las diferencias con otros equipos, por ejemplo, con los destiladores someros que han sido ampliamente estudiados. Estrictamente hablando, los casos de destiladores solares someros, de una sola placa condensadora, serán un caso particular de los destiladores solares de sección triangular. El conocimiento de esos coeficientes permitirá avanzar en la comprensión del fenómeno, lo cual es necesario para mejorar la eficiencia de los equipos.

La carencia de coeficientes de transferencia de calor por convección natural, en destiladores solares de sección triangular, detiene la simulación numérica de esta forma de obtener agua destilada del mar. Estos coeficientes sólo podrán obtenerse, de manera confiable, mediante trabajo experimental, en el cual se estudien los fenómenos de transporte locales y globales bajo condiciones controladas, así como mediante experimentación en equipo de campo que opere bajo condiciones reales. Con esto será posible además, la calibración de los modelos de simulación numérica que resuelven las ecuaciones de conservación, encontrados en los códigos comerciales, y podrán ser utilizados como complemento del trabajo de investigación para un estudio más extensivo y profundo de la destilación solar.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3. ANÁLISIS BIBLIOGRÁFICO

La revisión de la literatura sobre destilación solar se ha enfocado en tres aspectos de las actividades académicas. Dada la naturaleza experimental del trabajo desarrollado y los logros obtenidos en el desarrollo de tecnología aplicada a la investigación científica, el primero de ellos presenta una revisión de trabajos que describen con suficiente detalle el equipamiento que ha apoyado la metodología utilizada por algunos autores. Se incluyen reportes de experiencias en destilación solar, al igual que en espacios cerrados o cavidades, operados bajo condiciones de control de algunos parámetros, así como de aquellos cuyo estudio se ha efectuado en condiciones reales de operación. Esto permitirá establecer una comparación con los sistemas que se diseñaron e integraron en el transcurso de esta investigación.

El segundo aspecto presenta información de estudios efectuados en destiladores solares, que hacen uso de las relaciones de **Dunkle (1961)**, para modelar el fenómeno. Éstas han sido ampliamente aceptadas por la comunidad científica y se muestra el uso indiscriminado de este modelo sin establecer distinción alguna entre diferentes sistemas evaporador-condensador.

Finalmente, se presentan los trabajos que se han efectuado sobre destiladores con cubierta de doble pendiente, que para propósitos de este texto también serán denominados de sección triangular, y que a pesar de reportar algunas características propias de esta geometría, no se analizan con suficiente profundidad por no estar dentro de los objetivos del estudio; este aspecto refleja la necesidad de realizar investigación básica y aplicada sobre esta configuración en particular.

3.1 Particularidades tecnológicas en la metodología para el estudio experimental de la destilación solar

La literatura especializada en el tema muestra dos geometrías básicas en el diseño y estudio de los destiladores solares: trapezoidal, en destiladores con cubierta condensadora de una sola pendiente con pequeños ángulos de inclinación, generalmente menores a 10°; y de sección triangular, con cubierta de doble pendiente.

Ambas geometrías han sido de interés para estudiar aspectos básicos de la convección natural en espacios cerrados con diferentes metodologías experimentales. Como ejemplos se pueden citar varios trabajos sobre una cavidad triangular pequeña con aire, paredes de aluminio, y dimensiones de hasta 186.7 mm de ancho y 53.9 mm de altura (**Flack et al., 1979; Flack y Witt, 1979; Flack, 1980; Flack et al., 1995**). Se logra el control de las temperaturas con tanques acoplados a las paredes por los que se hace circular agua a la temperatura deseada. Las mediciones se efectúan con termopares adheridos a las paredes de

la cavidad y con un velocímetro láser, mientras que otras características del flujo se estudian por visualización mediante un interferómetro.

Poulikakos y Bejan (1983), realizan experimentación en una geometría triangular con 737 mm de base y 152 mm de altura, con paredes de aluminio y bordes de vidrio. Las temperaturas de la cubierta se mantienen constantes mediante una camisa por la que circula alcohol alimentado a través de un termostato, mientras que la base se calentó con ocho calefactores eléctricos planos. Se midieron las temperaturas con termopares y se visualizó el flujo del interior con una técnica indicadora de pH, que ya ha sido utilizada anteriormente en experimentos de convección natural (**Baker, 1966; Sparrow et al., 1970; Imberger, 1974; Vedhanayagam et al., 1979; Kimura y Bejan, 1980**).

Un montaje experimental que refleja la tecnología utilizada en épocas pasadas es la reportada por **Baum y Bairamov (1964)**, con un destilador aislado térmicamente que incorpora un condensador metálico de una sola pendiente y un calefactor instalado en el fondo. Este modelo se instrumentó con un gran número de accesorios, entre los que destacan un medidor de potencia, un galvanómetro, un intercambiador de calor, termopares móviles, un termostato y tanques elevados para recirculación de agua. Adicionalmente a esto, se utilizó un interferómetro para el análisis de la capa límite térmica.

Entre otros trabajos que reportan con suficiente detalle los montajes utilizados en el trabajo experimental se encuentra el estudio de **Cooper (1973)**, realizado sobre un destilador de 1 m² de área con aislamiento de poliuretano de 64 mm de espesor en la base y un calefactor distribuido de 3.5 kW inmerso en el agua. La cubierta, de doble pendiente con paredes en un ángulo de 20°, consistió en un ducto de cobre con un espacio interior de 12 mm para circulación de agua de enfriamiento. Se trabajó bajo la suposición de flujo bidimensional por lo que se eliminaron los efectos de borde de la cavidad con aislamiento lateral de poliuretano de 64 mm.

Las condiciones ambientales a las que se someten los destiladores de laboratorio también han sido objeto de control. El trabajo de **Clark (1990)**, reporta un arreglo en el que se utiliza un simulador solar integrado por un banco de 30 luces incandescentes. Un regulador controla la intensidad, y una mezcla de lámparas de alta y baja intensidad se utiliza para mantener uniformidad en la radiación obtenida. Se utilizó un abanico para establecer las condiciones de viento requeridas por los experimentos.

Arreglos comunes en montajes para el control de las temperaturas de la salmuera y la cubierta cuentan con recirculación de agua a temperatura controlada utilizando termostatos, tanques adaptados a la estructura del equipo y calentamiento directo e indirecto mediante calefactores eléctricos (**Adhikari et al., 1990; Yadav, 1990; Shawaqfeh y Farid, 1995; Tiwari et al., 1997**)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.2 Modelos para predicción y análisis de la destilación solar

El trabajo que, en general, es considerado como el más importante que se ha desarrollado en el campo de la destilación solar es el reportado por **Dunkle (1961)**, en el que quedaron establecidas las relaciones principales que han permitido estudiar la transferencia de calor y masa en estos equipos en términos de números adimensionales de Nusselt y Grashof especiales. Tomando como referencia un destilador de sección triangular, se propone el uso de una correlación de la forma $C(Gr^*Pr)^n$ para $C= 0.075$ y $n = 1/3$ obtenida de casos ampliamente estudiados en placas paralelas, en donde se incluye el efecto de la flotación debido a la composición y la temperatura del medio, el cual se evalúa a partir de una diferencia de temperaturas equivalente.

Estas relaciones para la estimación de la transferencia simultánea de calor y masa han sido generalmente adoptadas por la comunidad científica. Agregando las relaciones que permiten el cálculo del flujo de calor por efecto de la radiación, se han podido establecer las fracciones de la transferencia de energía correspondientes a cada uno de los modos. Se sabe ahora que en un destilador solar que opera a altas temperaturas, la fracción evaporativa es la más importante, mientras que la radiativa y la convectiva son comparables, siendo la convectiva la que menor aportación representa en la transferencia (**Cooper y Read, 1974**). De igual forma, la experimentación bajo condiciones controladas en un equipo de sección triangular ha permitido determinar la existencia de una dependencia de la producción de un destilador en dos parámetros: la temperatura del agua y la diferencia de temperaturas entre el agua y la cubierta condensadora (**Cooper, 1973**).

Cada uno de estos modos de transferencia de energía puede ser expresado como una fracción de la energía total transferida (**Cooper y Read, 1974**). Este enfoque permite estudiar los equipos de destilación con modelos de parámetros concentrados, que resultan de un balance energético, en donde los elementos discretos considerados son la base o absorbedor, el cuerpo de agua y la cubierta condensadora. La energía considerada es la radiación solar que penetra a través de la cubierta y llega hasta el fondo, alterada por las características ópticas de los medios que atraviesa. Por lo general resulta un sistema de tres ecuaciones que se resuelve numéricamente y permite describir el historial de las temperaturas y producciones. En estas relaciones se suelen incluir las ecuaciones propuestas por Dunkle.

Ejemplos de este tipo de análisis son el trabajo de **Morse y Read (1968)**, realizado en un destilador con cubierta de doble pendiente, quienes concluyen su trabajo con una carta característica que representa el desempeño de un destilador y permite hacer estimaciones de los flujos de calor y su afectación al variar los parámetros que gobiernan la producción; y el trabajo de **Clark (1990)**, sobre un destilador somero, cuyo análisis arroja resultados que no concuerdan con lo

reportado por **Dunkle (1961)**, y propone una modificación del coeficiente en la relación del flujo de calor evaporativo, afectándolo por $1/2$.

Otro caso es el trabajo de **Sartori (1996)**, que incluye en el análisis de las pérdidas al ambiente una temperatura equivalente del cielo, y realiza un estudio paramétrico comparativo del comportamiento térmico de un destilador de sección triangular contra un evaporador a cielo abierto, resultando en mayores transferencias de masa para este último, a pesar de las altas temperaturas que se tienen en un equipo de destilación. De igual forma, este modelo de parámetros concentrados ha servido para estudiar la mejor orientación de un destilador solar con cubierta de doble pendiente, como se presenta en el trabajo de **Singh et al. (1995)**, así como la producción de agua en un equipo somero, bajo condiciones propias de cada región (**Toure y Meukam, 1997**).

El modelo anterior permite estimar los coeficientes de transferencia de calor a partir de las temperaturas de cada componente del destilador. La relación existente entre estos coeficientes y los efectos térmicos que producen han sido estudiados y resultan ser altamente no lineales. Esto se muestra en el trabajo de **Kumar y Tiwari (1988)**, quienes realizaron un análisis de las variaciones horarias de los coeficientes internos de un destilador somero, así como de la producción. Sin embargo, los coeficientes externos, es decir las pérdidas de calor del agua al exterior a través del fondo, y de la cubierta al ambiente, son considerados constantes para propósitos del estudio. Otro trabajo detallado es el presentado por **Sharma y Mullick (1991 y 1992)**, quienes examinan, en un destilador de sección triangular, el comportamiento paramétrico de los coeficientes de transferencia de calor internos y utilizan los resultados para proponer una expresión empírica para el cálculo de la temperatura de la cubierta. Esta expresión se utiliza para estimar flujos de calor y características de producción bajo diferentes condiciones con errores absolutos pequeños.

Se han hecho esfuerzos por obtener nuevas expresiones a manera de extensiones o sustitución de algunas de las relaciones que desarrolló Dunkle con la finalidad de tener mejores predicciones y hacerlas más completas y generalizables. Ente éstos se encuentran trabajos que no especifican la geometría utilizada, como el de **Sodha et al. (1980)**, quienes desarrollaron expresiones explícitas para la predicción de las temperaturas y del destilado con buenos resultados; el de **Kiatsiriroat et al. (1986)**, con una nueva relación para la estimación de la transferencia de masa, adoptando la teoría del modelo de flujo de Reynolds; y el trabajo de **Tiwari y Lawrence (1991)**, con una nueva relación para el coeficiente convectivo de transferencia de calor que incorpora el efecto de la inclinación de la cubierta y la distancia entre el evaporador y el condensador.

Trabajos adicionales en destiladores someros son el de **Shawaqfeh y Farid (1995)**, fundamentado en el hecho de que las ecuaciones de **Dunkle (1961)**, sobrepredicen la producción, por lo que proponen una nueva expresión para la estimación del coeficiente evaporativo; y el desarrollo presentado por **Tiwari et al.**

(1997), con una expresión modificada para el número de Nusselt aplicable a temperaturas mayores a 60°C, números de Rayleigh superiores a 3.0×10^5 y relaciones de aspecto de 2 a 10. En destiladores de doble pendiente se puede citar la propuesta de **Adhikari et al. (1990)**, quienes proponen nuevos parámetros al número de Nusselt para Grashof mayores a 2.51×10^5 .

3.3 Aspectos específicos de estudio en destiladores solares de sección triangular

Hasta antes del trabajo de **Dunkle (1961)**, la mayoría de las publicaciones relativas a destilación solar son descriptivas y no de naturaleza analítica. Las relaciones de transferencia de calor que desarrolló, que actualmente son las más utilizadas en destilación solar, surgieron del análisis de un destilador de sección triangular con cubiertas en un ángulo de 10°, y base con dimensiones de 1.22 x 1.83 metros. Con esto quedaron establecidas nuevas relaciones explícitas para los coeficientes de transferencia de calor por convección y evaporación que permiten estudiar el fenómeno de la transferencia simultánea de calor y masa en estos equipos, sin establecer distinciones en la geometría de la cavidad. Estas relaciones, como resultado de su incorporación en el balance energético del sistema, han permitido obtener herramientas de análisis y diseño gráficos, con las que se pueden hacer estudios paramétricos de los destiladores y conocer los efectos de las principales variables sobre su desempeño (**Morse y Read, 1968**).

Algunos autores han hecho esfuerzos por incorporar efectos propios de una geometría triangular en las cubiertas. Este es el caso de **Cooper (1969)**, que hace un análisis de las propiedades ópticas y físicas de las cubiertas, tales como latitud, inclinación, orientación y espesor, de donde obtiene expresiones que permiten estimar transmitancia y absorptancia medias efectivas como función de la inclinación de los condensadores.

Esta geometría es muy utilizada en invernaderos; por diversas razones, se ha tratado de combinar la destilación con técnicas de cultivo intensivo. **Lawrence y Tiwari (1991)**, desarrollan un trabajo teórico-experimental del que obtienen resultados de la radiación solar incidente sobre cada una de las cubiertas con orientación Norte-Sur. Sin embargo, en el balance energético que realizan se involucran sólo los efectos globales de la radiación, así como coeficientes constantes de transferencia de calor, debido al interés central en parámetros propios del cultivo.

De este diseño surge el interés por encontrar la orientación óptima del destilador solar para obtener su máxima producción. **Singh et al. (1995)**, busca este objetivo utilizando una expresión que incorpora en el número de Nusselt la inclinación de las placas pero sin realizar el análisis de otros parámetros

La inquietud por conocer la cantidad de vapor de agua que no se recupera por la incorporación de las cubiertas ha llevado al estudio comparativo de los

destiladores contra los evaporadores (**Sartori, 1996**). Éste es un trabajo teórico y se toma como referencia para el análisis un destilador de doble pendiente en donde no se incorporan elementos propios de la geometría. Se encuentra que la evaporación en la cavidad de destilación es menor a la que ocurre en canales abiertos, a pesar de las altas temperaturas que prevalecen en ella.

Mathioulakis et al. (1999), realizaron un estudio sobre el desempeño a largo plazo de los destiladores solares. El modelo utilizado se valida con mediciones experimentales de un período de tres meses, efectuadas sobre un destilador con cubierta de doble pendiente en ángulos de 30° y 60°. Posteriormente, los mismos autores efectúan un trabajo sobre la validación de las relaciones de **Dunkle (1961)**, y proponen una ecuación para el cálculo de la temperatura de la cubierta como función lineal de las temperaturas del agua y ambiente (**Voropoulos et al., 2000**). Cabe destacar que esta nueva expresión no establece diferencia alguna entre las placas condensadoras.

Recientemente se han reportado estudios del efecto del viento sobre destiladores solares. **El-Sebaili (2000)**, presenta un trabajo sobre diferentes modelos, entre los que se encuentra uno con cubierta condensadora de doble pendiente y espejo reflector. Se reportan efectos considerables a causa del viento, ya que para un rango de 0 a 20 m/s la producción diaria prácticamente se duplica durante el período de insolación, la temperatura del agua se modifica en más de 15°C, mientras que la diferencia de temperaturas entre el agua y la cubierta varía aproximadamente 11°C.

El único trabajo que se encuentra en la literatura, en el que se reportan las diferencias que existen en el desempeño de las cubiertas en un destilador de sección triangular es el de **Akash et al. (2000)**. Este trabajo es de tipo experimental y sólo incluye la orientación Norte-Sur para las caras de las cubiertas. Entre otros resultados, se reportan mediciones de temperaturas y destilado. Los períodos experimentales reportados, la baja frecuencia de las mediciones y el hecho de que se tenga una sola orientación, no permite apreciar de manera clara las diferencias existentes entre ambas cubiertas.

Del análisis precedente se desprende que hay diversas carencias en la investigación de los destiladores solares para producir agua potable a partir del agua del mar. Existe una falta bien detectada de procedimientos para evaluar los coeficientes de transferencia de calor y masa en el interior de los destiladores. Por ello, es difícil efectuar simulaciones de parámetros concentrados y distribuidos que permitan analizar la sensibilidad de los diversos diseños, políticas de operación y condiciones climáticas. Éstas y otras cuestiones serán abordadas en el presente trabajo de tesis.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

4. INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL

Los mecanismos de transferencia de calor y masa que ocurren durante el proceso de la destilación solar pueden ser abordados utilizando diferentes técnicas. Una de ellas es mediante el desarrollo de trabajo experimental realizado en el laboratorio, con destiladores que han sido modificados para contar con elementos que permitan tener el control de algunas condiciones, por ejemplo las temperaturas del agua y del condensador. En este contexto, el trabajo de laboratorio consiste en reproducir, bajo condiciones controladas de temperatura ambiente y de flujos de calor constantes, la operación de un destilador solar. Otra no menos importante es la experimentación en destiladores que operan en el exterior, bajo condiciones reales, en las que priva la variabilidad continua e impredecible de las condiciones meteorológicas, para obtener información con la que se pueda validar y correlacionar el trabajo de laboratorio con el de campo.

Ambos aspectos del trabajo experimental fueron considerados en este estudio, y surgió la necesidad de desarrollar instrumentos para reforzar la infraestructura disponible. Entre otras actividades, se llevó a cabo el diseño y la construcción de algunos equipos y sistemas con características acordes a los objetivos perseguidos, para la medición de las variables y el control de los parámetros de interés, aplicados en este caso particular al estudio de la destilación solar.

4.1 Montajes y equipos para el trabajo de laboratorio

Destilador experimental

Se construyó un destilador del tipo de doble pendiente con dimensiones de 0.49 m x 0.84 m de base y 0.23 m de altura para el estudio, bajo condiciones controladas, de los mecanismos básicos de transferencia de calor y masa (Fig. 1).

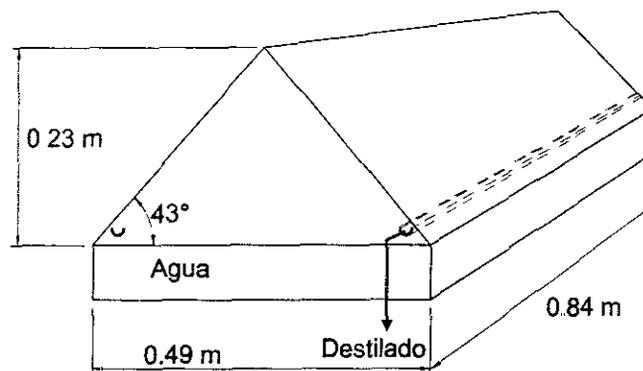


Fig. 1 Destilador experimental de laboratorio.

El evaporador es un recipiente de acero inoxidable en donde se deposita el agua a destilar y la estructura superior es de vidrio claro de 5 mm de espesor. Las paredes inclinadas se colocaron a un ángulo de 43° con respecto a la horizontal y se instalaron canales de acero inoxidable en la parte inferior de éstas para la recolección del destilado y determinar la producción de cada condensador.

Sistema de control automático

La caracterización de la producción de un destilador solar bajo condiciones de estado permanente requiere el control, en este caso, de las temperaturas del agua en evaporación y de cada una de las cubiertas condensadoras. Para establecer dichas condiciones, se diseñó un sistema basado en un equipo de cómputo, con los instrumentos necesarios para efectuar las mediciones y el registro de la información. Un esquema general del montaje utilizado se muestra en la figura 2.

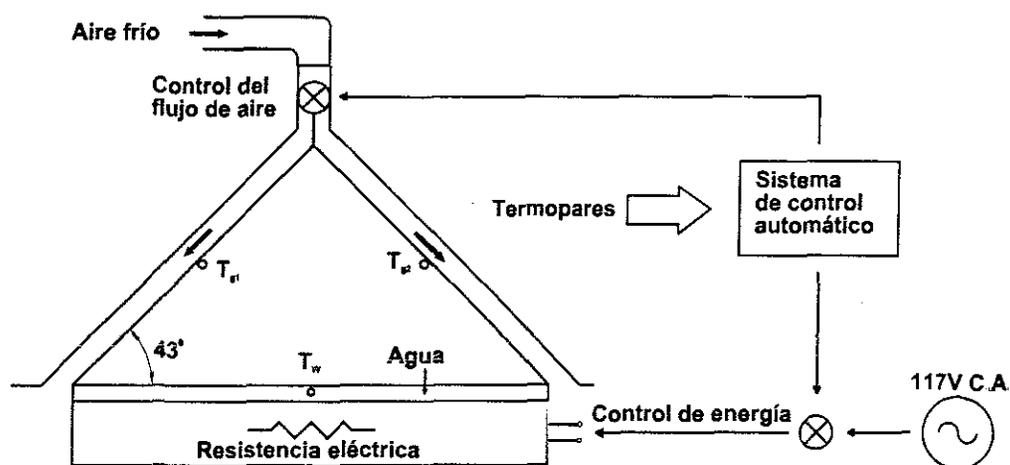


Fig. 2 Elementos del sistema de control del destilador.

Para calentar el agua del evaporador se utilizó una resistencia eléctrica colocada debajo de la charola de acero inoxidable, y aislante térmico en el fondo para disminuir las pérdidas de calor. La temperatura de los condensadores se fijó a los valores deseados con circulación de aire frío a través de un canal delgado, formado por una camisa de acero colocada sobre la placa de vidrio de la cubierta.

El control de estos parámetros se logró con el diseño de una interfaz para computadora y un dispositivo electrónico, que juntos controlan la energía aplicada a la resistencia eléctrica para mantener constante la temperatura del agua, y

accionan los mecanismos que regulan el flujo de aire frío para fijar las temperaturas de la cubierta al valor deseado. Esto último se implementó con un dispositivo divisor de flujo instalado sobre la cavidad. La figura 3 muestra un diagrama esquemático de este dispositivo.

Se tiene un ducto que transporta aire frío obtenido de un equipo de aire acondicionado. El flujo se divide en dos para lograr el efecto deseado sobre las paredes inclinadas del destilador. La cantidad de aire que se alimenta a los condensadores se controla mediante un sistema divisor de dos vías formado por un acoplamiento motor-placa divisora, en donde la placa, al ser accionada por el motor, regula el flujo permitiendo que éste circule hacia el exterior del ducto o hacia el interior del canal. Una combinación adecuada de la aplicación de energía a la resistencia eléctrica y la circulación de aire frío permite establecer las condiciones de temperatura deseadas en el evaporador y el condensador del destilador respectivamente.

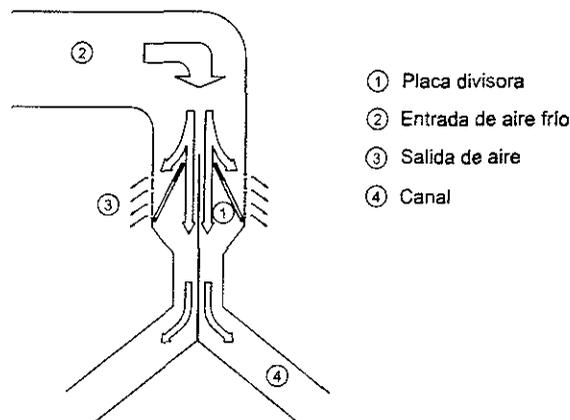


Fig 3 Esquema del dispositivo controlador de flujo de aire.

Sistema de medición

La medición de las temperaturas se efectuó con termopares tipo J, calibre 30, conectados a un instrumento de 12 canales. Éste cuenta con una interfaz que permite su conexión a una computadora personal, por lo que se desarrolló un programa en lenguaje Visual Basic, que maneja el instrumento, registra y presenta las temperaturas del destilador. Una extensión del programa permite tomar estos datos para establecer las condiciones de control necesarias durante el curso de los experimentos. La figura 4 muestra la interfaz gráfica del programa. Además de que se puede verificar la información en tiempo real, el programa cuenta con

razones de muestreo programables, lo que permite la ejecución de corridas experimentales de corta y larga duración.

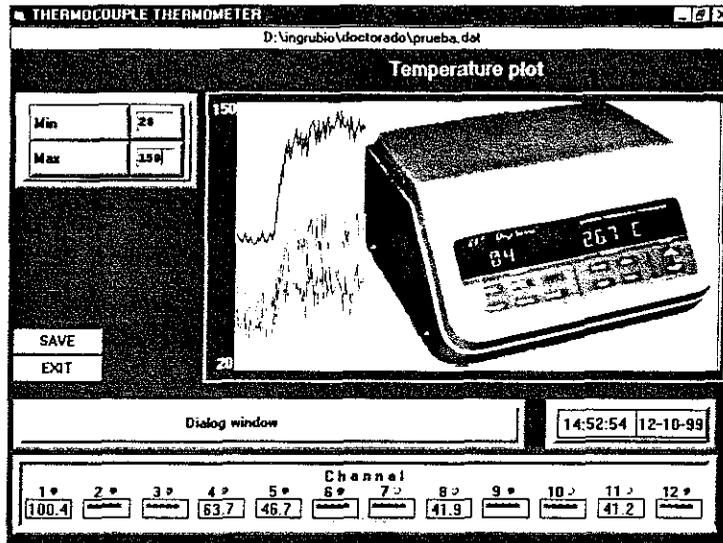
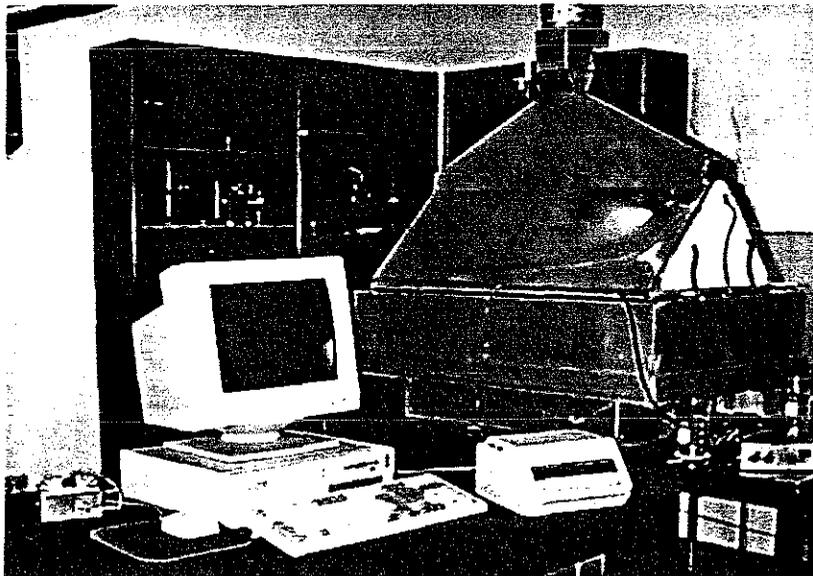


Fig. 4 Despliegue del programa de control y registro de temperaturas.

Los volúmenes de destilado obtenidos durante los trabajos de laboratorio no son grandes a causa de las dimensiones del destilador utilizado, por lo que su medición se efectuó manualmente con una bureta y cilindros graduados.



TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Fig. 5 Equipo experimental de laboratorio.

4.2 Montajes y equipos para el trabajo de campo

Destilador experimental

Un complemento muy importante al trabajo efectuado en laboratorio, en donde es posible sujetar los modelos experimentales a condiciones controladas, es el trabajo de campo con destiladores expuestos a ganancias de energía por efecto de la radiación solar incidente, y a pérdidas de calor al ambiente por radiación y convección.

Para abordar el estudio de los mecanismos de transferencia de calor y masa de los destiladores de sección triangular bajo condiciones reales de operación se construyó un destilador solar cuyo esquema se muestra en la figura 6.

El destilador es del tipo de doble pendiente, con cubiertas condensadoras de vidrio de 5 mm colocadas a 45° con respecto a la horizontal, y dimensiones de 3.86 m x 2.64 m de base, y 1.42 m de altura. Una estructura de hierro galvanizado soporta los vidrios de la cubierta, mientras que un par de canales colectores de acero inoxidable se instalaron en la parte inferior de cada placa inclinada para transportar el destilado hacia el exterior.

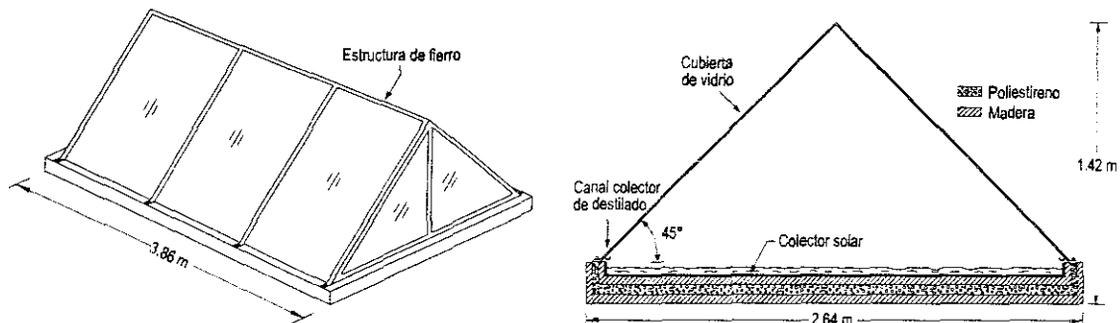


Fig. 6 Esquema de construcción del destilador solar de campo.

La base del destilador tiene forma de cajón, y es una estructura de madera con aislante térmico de poliestireno de baja densidad en su interior para minimizar las pérdidas de calor hacia el exterior a través del fondo. El colector solar, responsable de las principales ganancias de energía por efecto del calentamiento solar, es una membrana fabricada con una mezcla de diversos materiales, tales como aluminio, tela y silicón negro, que dispuestos adecuadamente tienen la impermeabilidad, rigidez y características de absorción necesarias para contribuir al buen desempeño del proceso de producción de agua destilada.

En un destilador solar de sección triangular es interesante evaluar las temperaturas en las cubiertas, las que varían principalmente por la orientación. Para estudiar el desempeño de estos condensadores, se colocó el destilador sobre una base orientable, con un sistema de rodamiento que puede girar hasta 360°.

Sistema automático para mediciones de campo

El trabajo experimental a la intemperie conlleva dificultades en la obtención de información de calidad, sobre todo en presencia de niveles de insolación elevados, en las horas cercanas al mediodía, cuando la operación es más intensa. Esto rebasa con mucho las condiciones de confort y es difícil producir mediciones físicas confiables. Para resolver estas dificultades y atender necesidades específicas del trabajo de investigación, se diseñó y construyó un sistema electrónico que hace uso de poderosos recursos computacionales en las tareas de medición y control.

Un esquema general del sistema se muestra en la figura 7. Éste se beneficia de las bondades de la automatización y permite cubrir los requerimientos de información por períodos continuos de 24 horas.

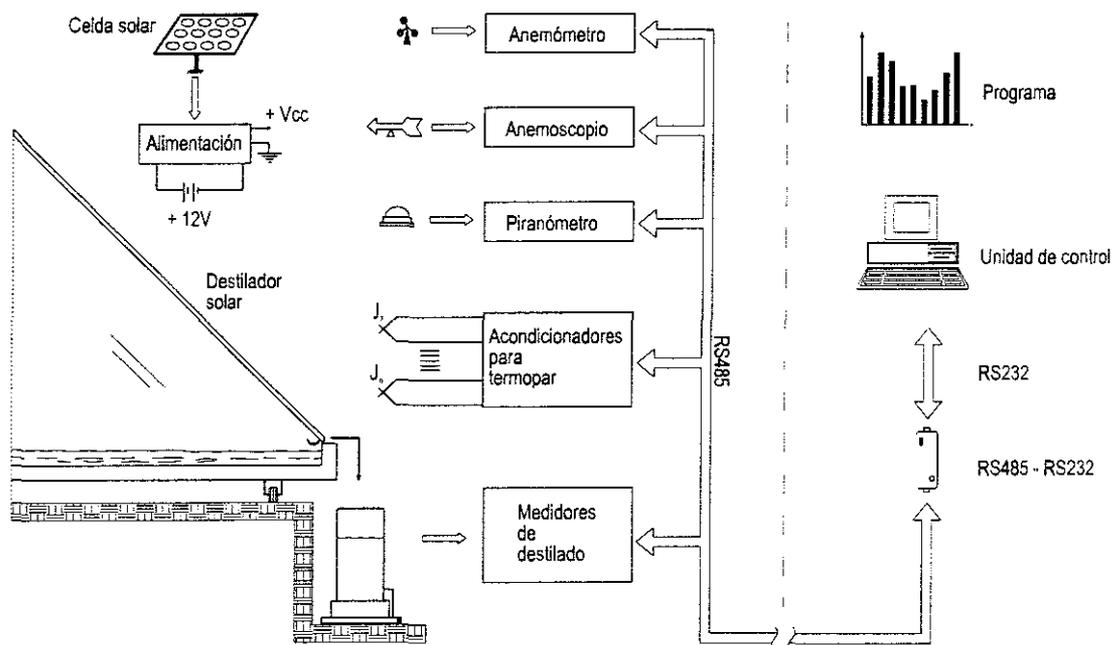


Fig. 7 Sistema automático para mediciones de campo.

El sistema cuenta con componentes que permiten medir y registrar las variables que intervienen durante el proceso de producción de agua destilada utilizando energía solar, y realiza la adquisición de la información necesaria para estudiar los mecanismos de transferencia de calor y masa. En el esquema se aprecia una sección del destilador triangular y los elementos para medir las variables de interés. Éstas son dirección y velocidad del viento, radiación solar, destilado para cada uno de los condensadores, así como las temperaturas en diferentes elementos del equipo.

Para la velocidad del viento se utiliza un anemómetro de tres copas con un sensor tipo generador eléctrico que produce una onda de salida con pulsos cuya frecuencia es proporcional a la velocidad de giro. La señal de salida se conecta a un frecuencímetro implementado con un contador electrónico que se muestrea a intervalos regulares de tiempo, y proporciona una salida equivalente a la velocidad del viento. El tiempo se controla por programa y el dato del contador se codifica en formato serie para ser enviado a la computadora.

La medición de la dirección del viento se hace con un sensor que tiene una veleta acoplada a un reóstato cuya resistencia es proporcional a su posición. El reóstato se alimenta con un voltaje regulado y su salida variable se conecta a un circuito amplificador de voltaje para acoplarlo a un convertidor analógico a digital. Este dato se codifica para ser enviado a la computadora.

La radiación solar se mide con un piranómetro comercial tipo fotodiodo de silicio, que tiene una buena respuesta espectral de 280 a 2800 nm. La señal de salida de este dispositivo es una corriente eléctrica muy pequeña, del orden de $100 \mu\text{A}/1000 \text{ Wm}^{-2}$, proporcional a la intensidad de la radiación incidente, por lo que se utiliza un circuito convertidor de corriente a voltaje. Este voltaje de salida se alimenta a una etapa de amplificación y de conversión de voltajes analógicos a digitales, para posteriormente ser codificado en el formato serie requerido.

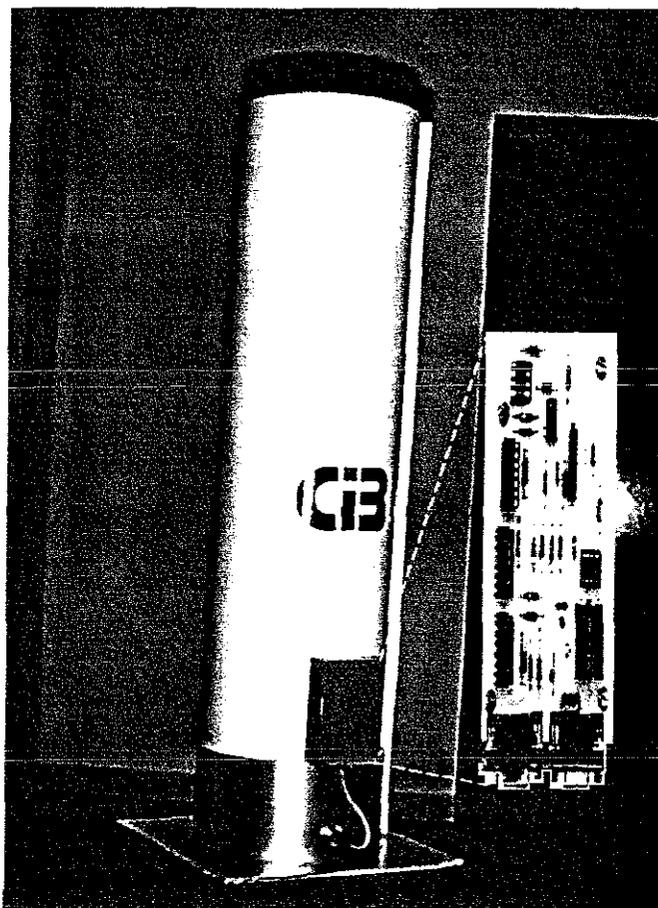
Las temperaturas se miden con termopares tipo J, calibre 30, cuyo voltaje de salida se conecta a un módulo acondicionador multicanal que proporciona la compensación electrónica necesaria para cancelar el efecto de los pequeños voltajes indeseables que aparecen en las uniones termométricas adicionales de las conexiones del circuito. Las entradas se multiplexan, y la información se codifica para su envío a la computadora.

Se ha diseñado un equipo especial para la medición continua de la producción de destilado de cada placa condensadora. Su principio de funcionamiento está basado en la presión hidrostática ejercida por una columna de agua. Mediante un sensor de presión situado en el fondo de un recipiente se obtiene un voltaje incremental que representa el histórico del acumulado, con una relación obtenida mediante su calibración.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El voltaje de salida del sensor se acondiciona mediante un amplificador y posteriormente se alimenta a una etapa de conversión y codificación. La figura 8 muestra una imagen de este equipo.

La unidad de control tiene como función supervisar y controlar las tareas de medición del sistema. Para esto, se cuenta con una computadora personal con puerto serie, un programa que opera bajo el ambiente Windows y un módulo de conversión del protocolo de comunicaciones RS232 a un protocolo más adecuado como el RS485. El software se desarrolló en lenguaje C bajo un esquema de programación orientado a objetos, apoyado en recursos gráficos para la presentación de datos. Se seleccionó equipo de comunicaciones con el protocolo RS485 por ser más conveniente que el RS232 para distancias considerables como las que se tienen al realizar experimentación de campo. Este protocolo, que requiere sólo 2 hilos para establecer la conexión, puede extender las comunicaciones hasta una distancia de 1 km sin repetidores.



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Fig. 8 Medidor de destilado con salida analógica.

En la sección de alimentación del sistema se utiliza una celda solar y una batería de 12V de ciclo de descarga profunda. Con esto se mejora la calidad de las señales, ya que se evita el ruido eléctrico producido por la línea de 60 Hz, así como la dependencia de la red pública de energía eléctrica en el sitio de medición.

El destilador se instaló en un campo experimental, y los sensores, circuitos y módulos acondicionadores y de comunicaciones se albergaron en una caseta meteorológica de madera. El equipo de cómputo quedó resguardado dentro de un edificio. La figura 9 muestra la imagen de las instalaciones de campo.

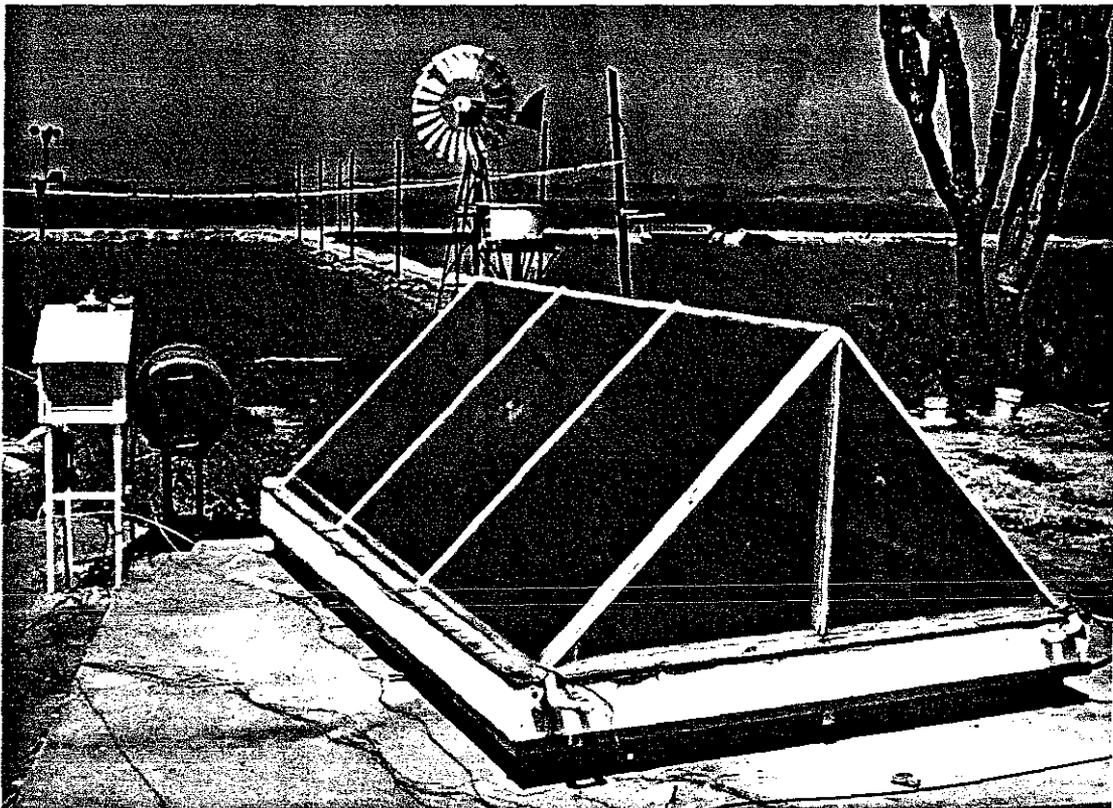


Fig 9 Equipo experimental de campo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5. RESULTADOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA

5.1 Efectos de borde en un destilador de sección triangular

Los análisis matemáticos tradicionales en parámetros concentrados de los destiladores solares consideran en las ecuaciones resultantes del balance térmico sólo una ecuación para el condensador, de donde se obtienen los resultados de la producción de destilado. Este tipo de análisis no toma en cuenta un aspecto que no se ha estudiado, en donde la estructura condensadora descansa en placas o paredes laterales, que de manera indeseable se comportan como condensadores secundarios, y que aunque sus áreas son pequeñas, se desconocen sus efectos sobre el desempeño del destilador.

Los trabajos experimentales reportados, así como los que se obtienen con el uso de las relaciones propuestas por **Dunkle (1961)**, que describen el proceso de la destilación solar, hacen un análisis del sistema sin tomar en cuenta el acoplamiento térmico entre las áreas primarias y secundarias de condensación. En un destilador somero la cubierta se instala con ángulos pequeños de inclinación y un mínimo espacio entre el evaporador y el condensador, por lo que la relación que existe entre las áreas primarias y secundarias es pequeña. Sin embargo, en un destilador de doble pendiente dichas áreas se hacen comparables y se desconoce la influencia que las superficies no consideradas tienen sobre el desempeño del condensador principal.

Algunos estudios realizados en destiladores de doble pendiente establecen una consideración de flujo bidimensional y realizan trabajo experimental con aislamiento térmico en las paredes laterales (**Cooper, 1973**) Esto elimina de manera práctica los efectos de borde, pero no contribuye al conocimiento de sus efectos.

Este aspecto se abordó con trabajo experimental en un destilador con geometría triangular, que puede ser considerada entre las más sensibles por tener áreas de condensación primarias y secundarias con dimensiones comparables. El montaje utilizado se muestra en la figura 10.

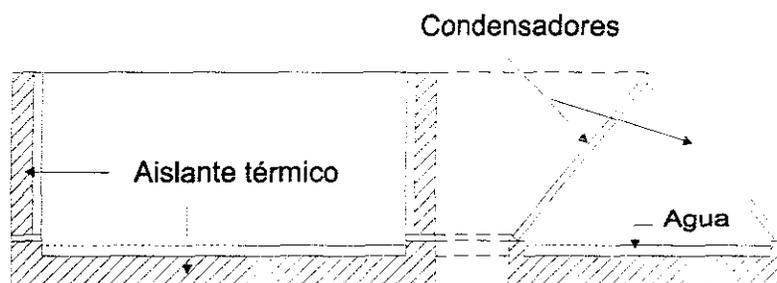


Fig. 10 Montaje utilizado para estudiar los efectos de borde.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En esta figura se muestra el aislante térmico, que se colocó en las paredes laterales para estudiar los efectos que tienen las pérdidas de calor sobre el desempeño del destilador.

Durante las corridas experimentales se establecieron condiciones de estado permanente para temperaturas del agua dentro del rango de 40 a 70 °C, y una diferencia de temperaturas entre el agua y el condensador de aproximadamente 7 °C, valor típico encontrado en la operación normal de los destiladores solares. La producción de destilado se recolectó por períodos de una hora y se estableció un registro continuo de las temperaturas durante cuatro horas para cada condición experimental. Las tablas 1 y 2 muestran los resultados de la producción, así como los flujos de calor correspondientes.

T_w (°C)	T_g (°C)	m ($\text{kgm}^{-2}\text{h}^{-1}$)	q (Wm^{-2})	T_w (°C)	T_g (°C)	m ($\text{kgm}^{-2}\text{h}^{-1}$)	q (Wm^{-2})
41.8	35.8	0.119	79.4	40.8	34.8	0.103	68.8
50.7	44.3	0.234	154.7	51	43.9	0.247	163.4
60.4	54.1	0.422	276.3	60.4	52.3	0.414	271.3
69.6	62.9	0.636	412.5	69.8	62	0.623	404.2

Tabla 1 Resultados experimentales sin aislamiento lateral.

Tabla 2. Resultados experimentales con aislamiento lateral

Los resultados para ambos casos se muestran en la figura 11. Se puede considerar que las condiciones térmicas coinciden en cada caso experimental, y que las pequeñas diferencias obedecen a las incertidumbres presentes en el sistema de control del equipo.

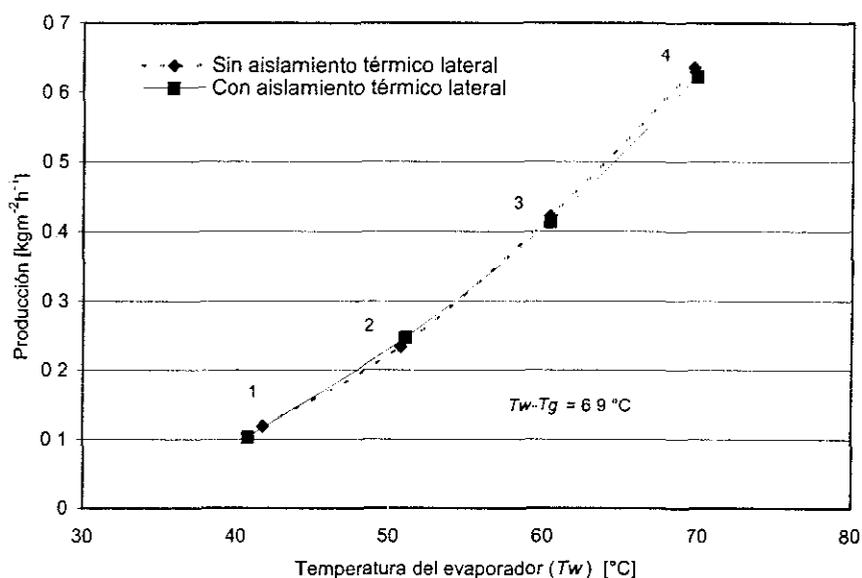


Fig. 11 Efectos de borde sobre la producción.

En los cuatro puntos experimentales estudiados se tiene una gran coincidencia, independientemente del aislamiento de las paredes del equipo, lo que denota la pobre influencia de las pérdidas de calor por efectos de borde sobre la producción de los condensadores principales. Como era de esperarse, los resultados para los flujos de calor son similares, y ante la ausencia de efectos adicionales, la tendencia lineal que siguen este tipo de fenómenos se conserva (Fig. 12).

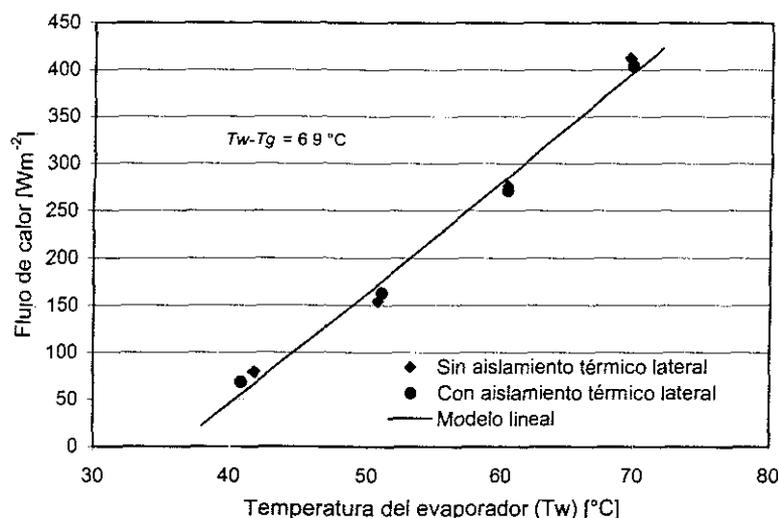


Fig. 12 Efectos de borde sobre los flujos de calor.

5.2 Caracterización de la transferencia de masa en destiladores con cubierta de doble pendiente

Se realizó un estudio experimental para caracterizar la cavidad de destilación y encontrar la dependencia de la producción del sistema con respecto a las condiciones térmicas a las que se encuentran sujetos los destiladores de sección triangular. Para establecer el marco de referencia se utilizó el modelo de Dunkle, que es el más aceptado, y específicamente el coeficiente evaporativo de transferencia de calor, el más importante de los modos que se presentan en el sistema y que permite obtener el destilado a partir de sus temperaturas.

De acuerdo con las relaciones propuestas por Dunkle, el coeficiente convectivo para un medio en el que se tiene transferencia simultánea de calor y masa se puede expresar como función de una diferencia de temperaturas modificada:

$$h_c = 0.884[T_w - T_g + \left(\frac{P_w - P_g}{268.9 \times 10^3 - P_w}\right) \cdot T_w]^{1/3} \quad (1)$$

Esta ecuación está presentada en el Sistema Internacional de Unidades, tal y como lo proponen algunos autores (Malik et al., 1982; Morse y Read, 1968; Sartori, 1996; Toure y Meukam, 1997).

El flujo de calor de la fracción evaporativa, como función de este coeficiente es:

$$q_e = 16.276 \times 10^{-3} h_c (P_w - P_g) \quad (2)$$

y la producción de destilado se puede calcular de la siguiente forma:

$$m'' = q_e / h_{fg} \quad (3)$$

Durante el trabajo experimental se establecieron condiciones de estado permanente, para un rango de temperaturas en el agua de 31.3 °C a 73.9 °C y diferencias de temperaturas entre el agua y el condensador de 3.6 °C a 13.2 °C. En la tabla 3 se muestran los valores utilizados, así como las producciones obtenidas.

T_w [°C]	T_g [°C]	$T_w - T_g$ [°C]	m [Kg m ⁻² h ⁻¹]
31.3	27.7	3.6	0.031
40.7	34.8	5.9	0.103
51.0	43.8	7.2	0.247
60.3	52.2	8.1	0.414
69.1	58.6	10.5	0.848
73.9	60.7	13.2	1.272

Tabla 3. Condiciones experimentales.

Los resultados que muestran la naturaleza no lineal del fenómeno se presentan en la figura 13. Se observa que las producciones son pequeñas para los casos en que se tienen temperaturas bajas en el agua y pequeñas diferencias de temperaturas entre el evaporador y el condensador, mientras que son más significativas al operar el equipo a altas temperaturas, en donde son más eficientes.

Se han incorporado a esta gráfica los resultados de la transferencia de masa que arroja el modelo de Dunkle para cada condición experimental. Se observa una pequeña diferencia en las producciones, reportando mayores tasas de destilado el equipo de laboratorio.

Las condiciones térmicas a las que se sujetó el montaje se utilizaron para estimar los coeficientes de transferencia de calor por convección y evaporación con el modelo propuesto por Dunkle, y calcular tanto los flujos de calor como las producciones. Los resultados teóricos y experimentales se muestran en la figura 14. Se conserva la poca dependencia de la fracción convectiva sobre las

condiciones del sistema, así como su pobre contribución al proceso con respecto a la fracción evaporativa, para altas temperaturas. Al igual que las producciones, los flujos de calor experimentales rebasan las predicciones arrojadas por el modelo.

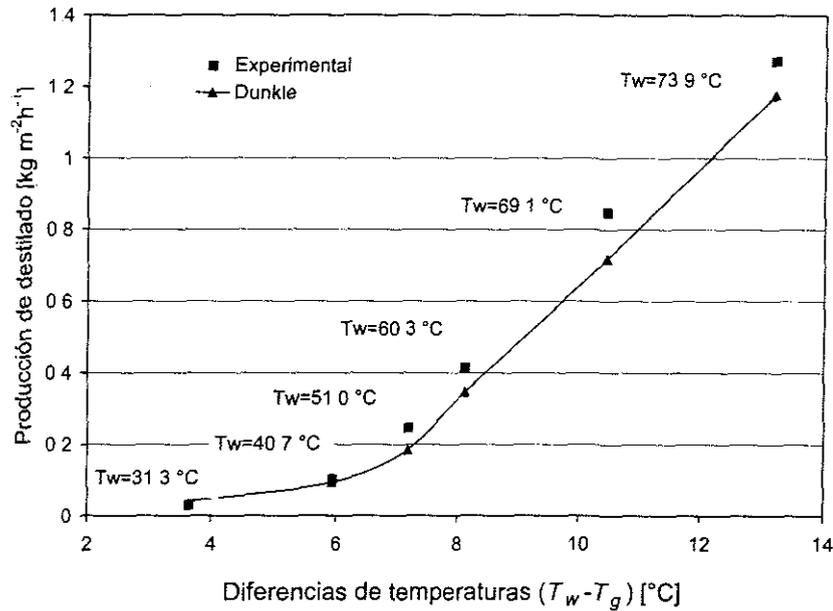


Fig. 13 Resultados de la relación temperatura-producción.

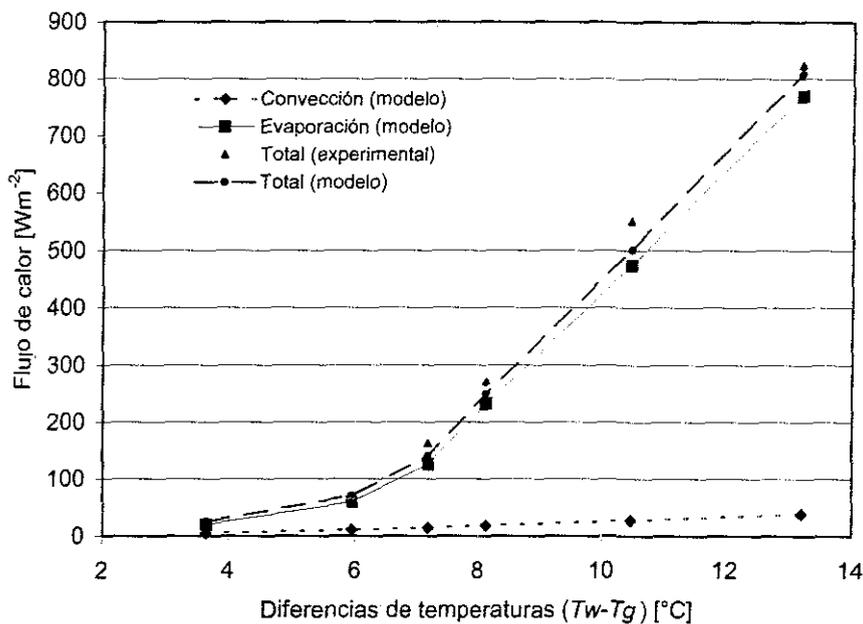


Fig. 14 Resultados teóricos y modelados de la transmisión de calor.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Salvo las pequeñas diferencias encontradas en las producciones y en los flujos de calor, los resultados concuerdan con lo reportado en la literatura para equipos de destilación solar.

5.3 Desarrollo de un modelo empírico para estimar la producción en destiladores solares

Además de las relaciones de Dunkle, que permiten calcular la producción en destiladores solares, se pueden encontrar en la literatura reportes de desarrollos que intentan mejorar las correlaciones para la transferencia de masa. Se puede citar el trabajo de **Clark (1990)**, que propone un coeficiente convectivo de transferencia de calor afectado por 0.5 y presenta la siguiente expresión:

$$m = 0.35 \times 10^{-8} h_c (P_w - P_g) \quad (4)$$

Aunque estas relaciones no incluyen términos explícitos para la inclinación de la cubierta condensadora, se ha reportado que para ángulos de 0 a 60° los efectos sobre el desempeño del destilador no son considerables (**Cooper, 1974**). Para superar esto, se ha llegado a proponer el uso de la ecuación de Holland, desarrollada para colectores planos, en donde se incluye la inclinación en la expresión del coeficiente convectivo (**Tiwari y Lawrence, 1991; Tiwari et al., 1994**).

Además de que las relaciones que más comúnmente se emplean para analizar la destilación solar no incluyen la inclinación del condensador, tampoco existen en la literatura estudios que relacionen de alguna manera la geometría de la cavidad con la producción de destilado. Sin embargo, se ha hecho trabajo en destiladores someros que permite conocer la dependencia existente entre los flujos de calor y las diferencias de temperaturas del sistema (**Porta et al., 1998**). Un análisis comparativo de estos resultados, que corresponden a un destilador somero, con los obtenidos de las corridas experimentales efectuadas con el destilador de sección triangular, muestra que no existen diferencias en sus producciones. Por lo anterior, con la información experimental se desarrolló un modelo que es una combinación de funciones que permite calcular la producción y es aplicable a destiladores con cubierta condensadora de una y dos pendientes:

$$m = 0.11 \Delta T^* (14.4)^{T_w^*} + 0.0052 (28.16)^{T_w^*} \quad [\text{kg m}^{-2} \text{ h}^{-1}] \quad (5)$$

donde

$$T_w^* = \frac{T_w - 293.15}{55} \quad \text{y} \quad \Delta T^* = \frac{T_w - T_g}{17}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

para $293 < T_w < 348$ y $1.5 < T_w - T_g < 17$ T_w y T_g en K.

La expresión anterior es dependiente tanto de la diferencia de temperaturas entre el evaporador y el condensador, como de la temperatura del agua, y es aplicable a destiladores de pequeño tamaño, con altura menor a 0.23 m.

La ec (5) está fundamentada en la tendencia lineal de la producción de destilado para una temperatura fija en el agua, de acuerdo a como se ha observado experimentalmente. Al modificar esta temperatura, aparecen no linealidades en la producción, que se han modelado con la incorporación de coeficientes que modifican la producción de manera exponencial. Estos coeficientes surgen de expresiones obtenidas por regresión exponencial, que modifican la posición y la pendiente de la recta de producción correspondiente.

Resultados de este modelo para las condiciones normales de operación de un destilador solar se muestran en la figura 15. Es de esperar que existan diferencias entre los datos obtenidos de las mediciones y los resultados del modelo, sobre todo si éste está basado en una combinación de funciones simples para disminuir la complejidad de las ecuaciones. La tabla 4 presenta un análisis comparativo para algunas de las condiciones térmicas utilizadas en el destilador de doble pendiente y muestra las desviaciones esperadas en el uso del modelo con respecto a los datos reales.

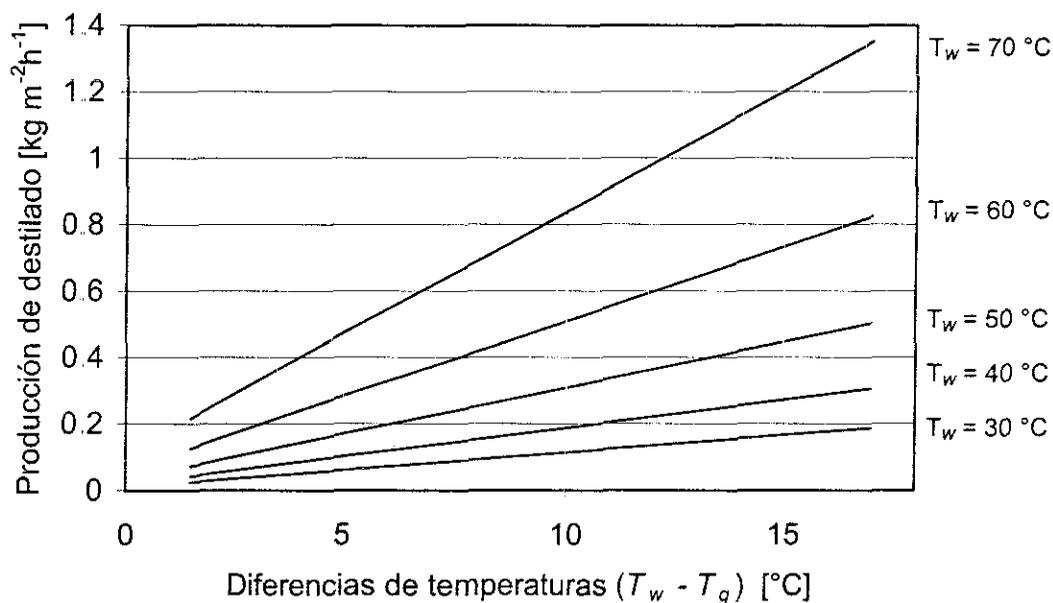


Fig. 15 Resultados del modelo para un destilador solar

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Una comparación de los resultados de este nuevo modelo con otros reportados en la literatura permite conocer lo que se espera de las predicciones. La figura 16 muestra lo que se obtiene con el uso de los modelos descritos en esta sección. Nuevamente se observa, como era de esperarse, que el modelo desarrollado estima valores ligeramente superiores a los obtenidos con las relaciones de Dunkle. Se observa que el modelo de Clark, quien modifica el coeficiente afectándolo por 0.5, predice valores muy inferiores a lo que se obtiene de manera experimental.

T_w [°C]	$T_w - T_g$ [°C]	Producción [$\text{kg m}^{-2}\text{h}^{-1}$]		Diferencia (%)
		Experimental	Nuevo modelo Ec. (5)	
45.1	6.8	0.18	0.173	3.8
54.2	11	0.45	0.417	7.3
63.7	10.6	0.69	0.647	6.2
73.6	10.1	0.99	1.018	2.8

Tabla 4. Comparación del modelo empírico con los resultados experimentales.

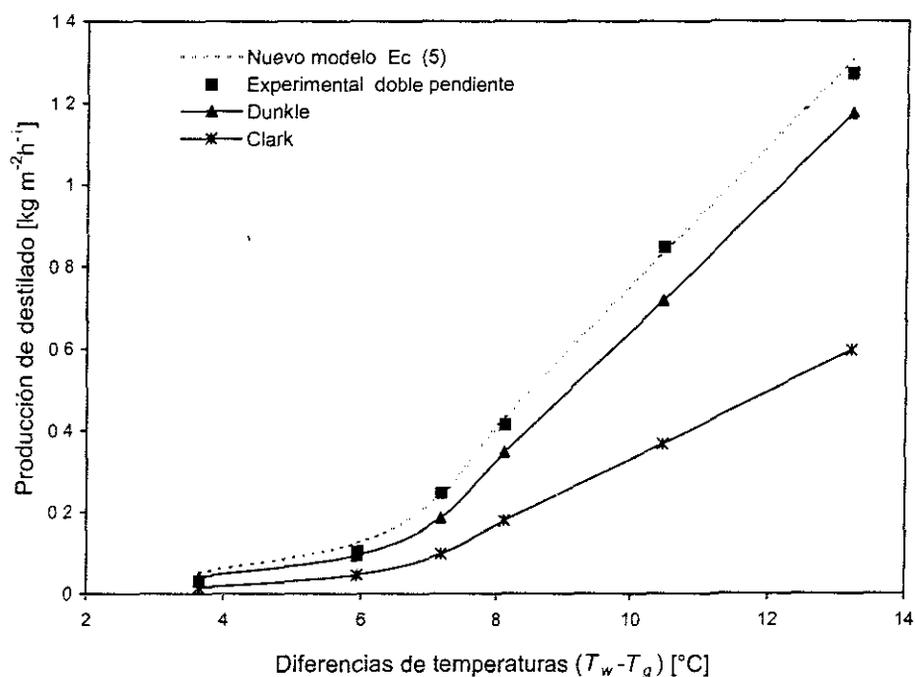


Fig. 16 Comparación con diferentes modelos reportados en la literatura.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5.4 Resultados experimentales de un destilador de campo de gran sección

El destilador de campo de gran sección se instrumentó para la medición de los parámetros internos y externos que permiten caracterizar térmicamente su desempeño. Se utilizó una estación meteorológica para medir las variables climáticas que influyen en la producción, y termopares para conocer las temperaturas en diferentes puntos del equipo. Las temperaturas del interior se tomaron en la membrana absorbidora de la energía solar, el cuerpo de agua y en cada uno de los vidrios condensadores. Adicionalmente a esto, se midió la producción de destilado para cada cubierta inclinada.

La figura 17 muestra las temperaturas y la radiación solar para un día típico de primavera.

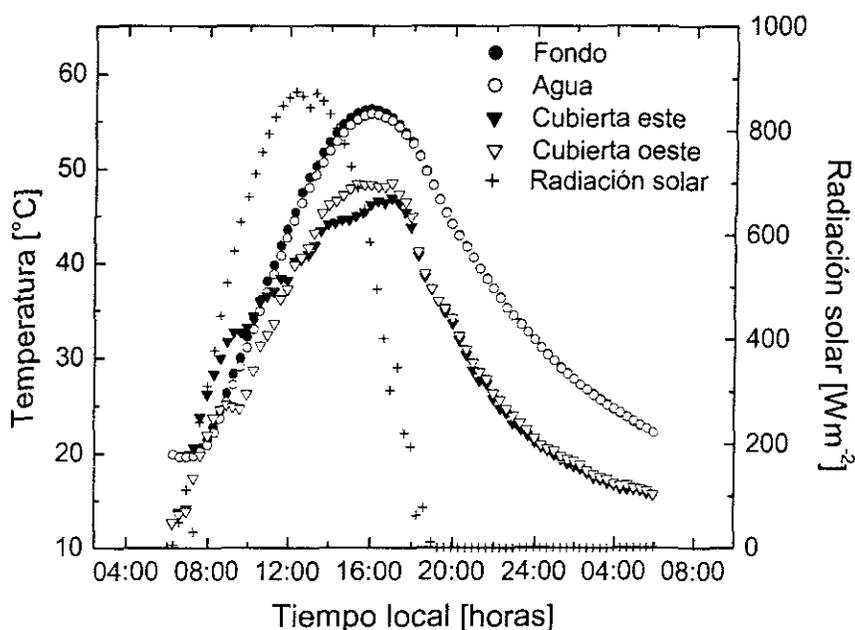


Fig. 17 Temperaturas de los componentes principales del destilador.

Los resultados presentan un día claro con altos niveles de insolación. Las temperaturas del agua y de la membrana son prácticamente iguales, pero diferentes a las temperaturas de las cubiertas, con las que tienen una diferencia que alcanza los 10 °C. Se aprecia una mayor variación en las temperaturas de los condensadores que en las del fondo y el agua, por la menor inercia térmica que presentan a los factores externos como son la temperatura ambiente y la velocidad del viento, mostradas en la figura 18.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Se muestra además, que existe un período, en las primeras horas del día solar, durante el cual la temperatura del agua es menor que la temperatura de las cubiertas

De estos resultados se desprenden dos características propias de este destilador: la gran inercia térmica que tiene el sistema, que traslada los picos de temperaturas aproximadamente 4 horas después del momento de mayor insolación, y la gran diferencia en las temperaturas de los condensadores, originada por la diferente orientación de cada una de las placas.

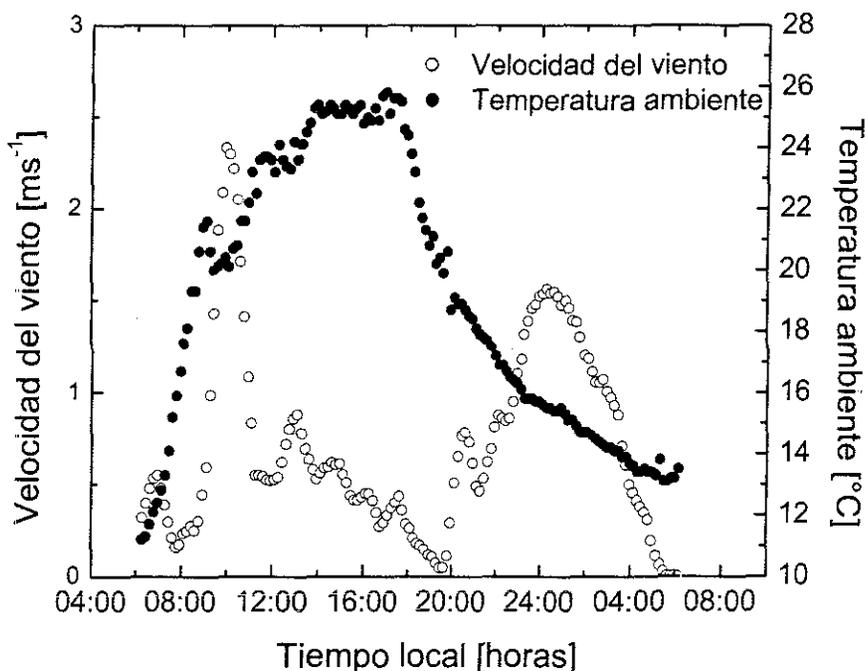


Fig. 18 Factores externos que tienen influencia sobre las temperaturas del destilador.

La transferencia de calor de la membrana al agua, por ser una delgada capa de líquido en contacto con un sólido, se tendrá principalmente por conducción, lo que resultará en pequeñas diferencias de temperaturas entre dichos elementos. La figura 19 muestra estas diferencias.

En este caso se utilizó una lámina de agua de 6 cm y se midió la temperatura a 1 cm de la superficie. Se observa un gradiente máximo de más de 1°C , así como una curva bien definida, a pesar de las grandes incertidumbres relativas que se presentan específicamente en la medición de estas diferencias. Estas incertidumbres surgen por el hecho de utilizar equipo para medir cantidades físicas cuyos rangos esperados son comparables a la precisión del instrumento.

Se identifica en esta figura la ausencia de los efectos inerciales en las diferencias de temperaturas, que tienen un máximo que coincide con el de la radiación solar incidente, y no con los máximos de las temperaturas del sistema presentados en la figura 17.

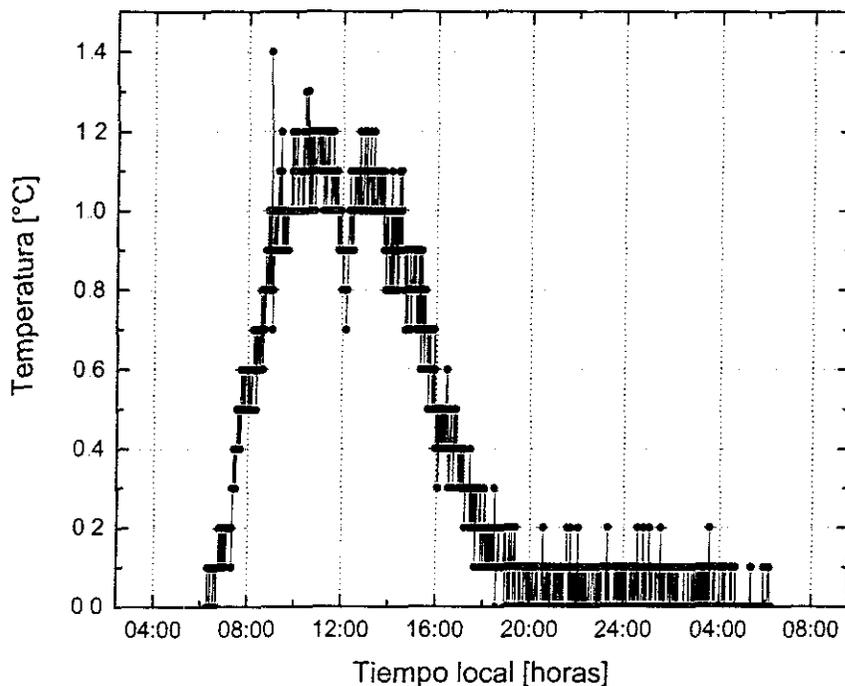


Fig. 19 Diferencias de temperaturas membrana-agua.

Las relaciones propuestas por Dunkle permiten estimar los coeficientes internos de transferencia de calor por convección y evaporación, y conocer la relación que existe entre ellos en el destilador estudiado. La figura 20 muestra los resultados para estas fracciones energéticas.

Se observa la importancia del coeficiente evaporativo en la transferencia de masa para los sistemas de destilación, así como la relativamente pobre contribución del coeficiente convectivo. Cabe destacar la pequeña dependencia de este último sobre las condiciones del sistema durante el ciclo de producción de agua destilada.

En lo que respecta a las producciones, por ser un equipo de doble pendiente, la medición del acumulado se efectuó para cada placa condensadora. La figura 21 muestra los resultados para el caso estudiado, con las placas expuestas en dirección Este-Oeste, en donde se observan las diferencias en la producción impuestas por las condiciones térmicas propias de cada condensador.

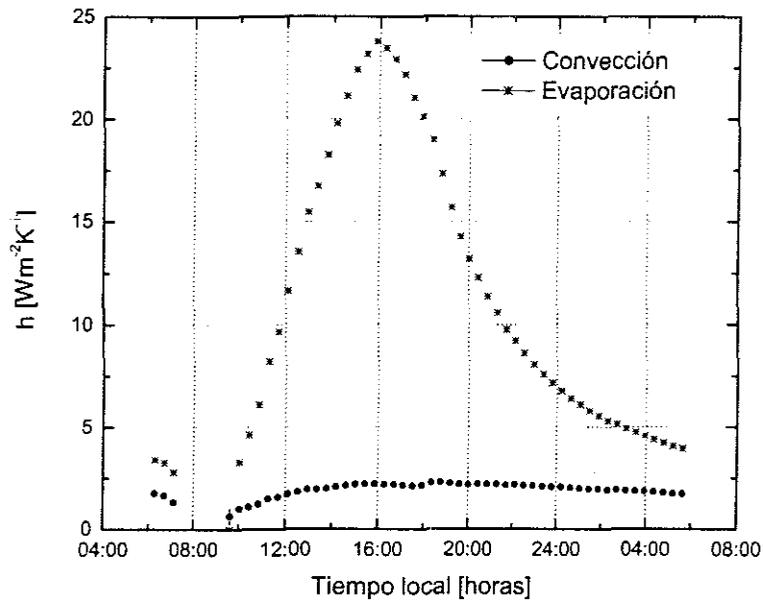


Fig. 20 Coeficientes internos de transferencia de calor.

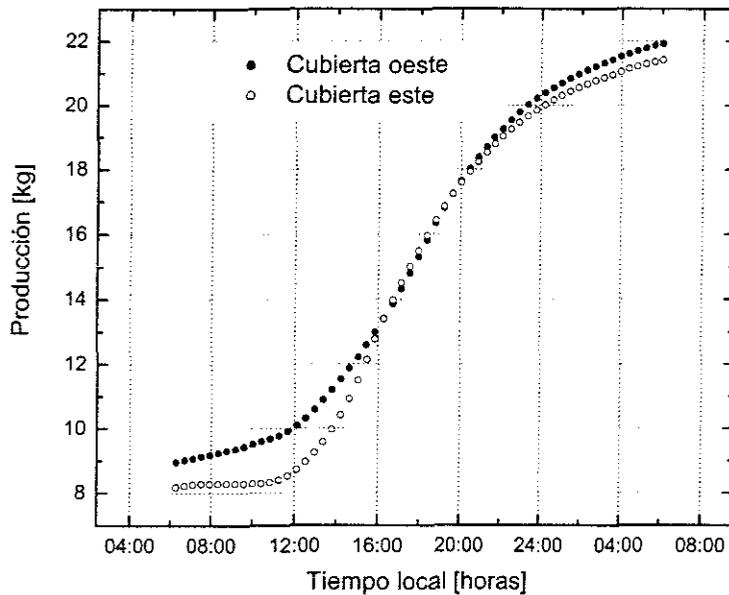


Fig. 21 Producción acumulada de cada condensador.

La producción instantánea del equipo se puede obtener a partir de los registros continuos, ya que ésta es la derivada de la curva de producción acumulada. La figura 22 muestra los resultados procesados del caso anterior. Se muestra un pico de producción que ocurre después de las 16:00 h, y valores medios de aproximadamente $0.14 \text{ kgm}^{-2}\text{h}^{-1}$, que coincide con el valor que se puede obtener de la producción total acumulada resultante de esta corrida experimental. Otro

hecho que se presenta es la producción continua de destilado durante las 24 horas de operación.

Se puede generar una curva característica que permite conocer algunos aspectos inerciales del destilador (Porta *et al.*, 1997). Ésta surge cuando la radiación solar y la producción se grafican en forma adimensional, tal y como se muestra en la figura 23.

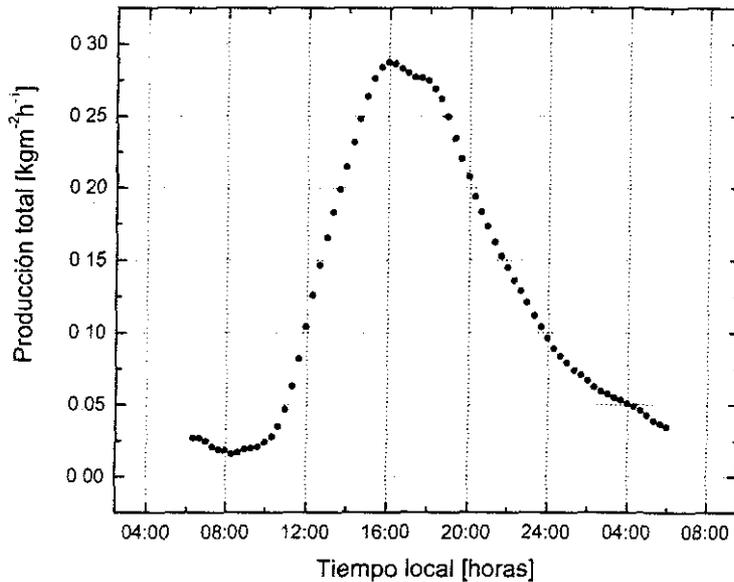


Fig. 22 Producción instantánea del destilador solar.

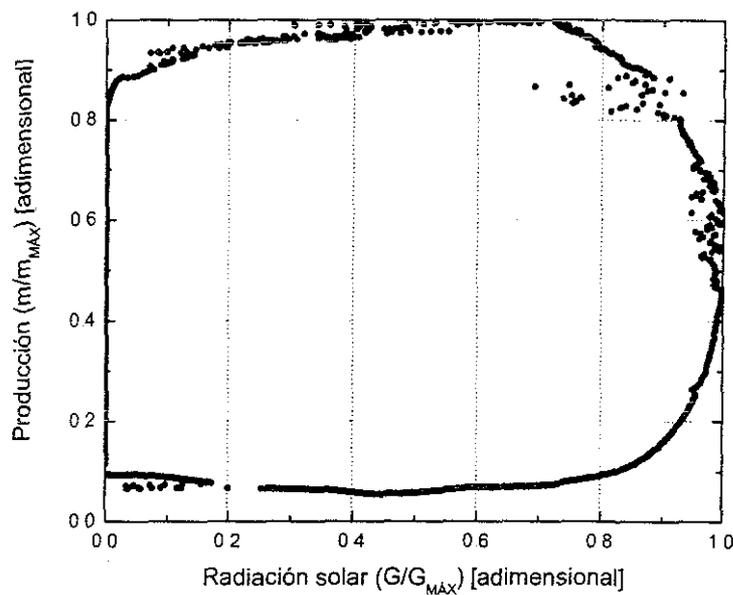


Fig. 23 Curva característica inercial del destilador.

La gráfica denota la gran capacidad térmica del sistema, caracterizada por el marcado distanciamiento en la trayectoria que siguen las curvas de calentamiento y enfriamiento. Además, se observa claramente la importancia de la producción en ausencia de la energía solar.

La transferencia de masa del destilador está gobernada por las diferencias en las presiones parciales de vapor, tal y como lo proponen las ecuaciones aplicables a estos equipos, por lo que su producción mantiene una relación específica con este parámetro. Para el caso particular del destilador de gran sección, la curva que muestra esto se presenta en la figura 24.

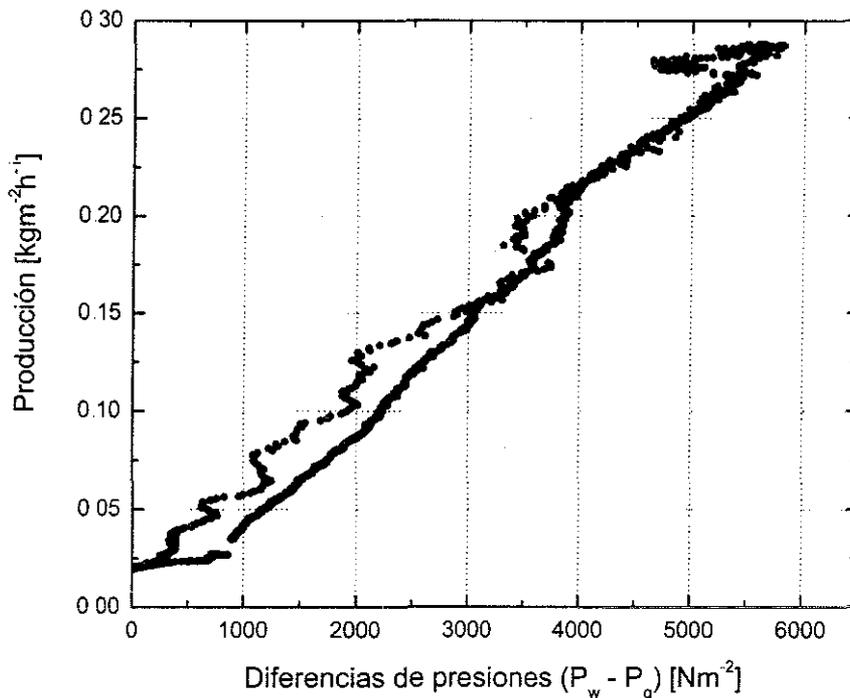


Fig. 24 Dependencia entre la producción y las presiones parciales de vapor

En lo referente a la eficiencia global del destilador de gran sección, atendiendo a su definición como la relación que existe entre la cantidad de energía utilizada en la producción del destilado y la cantidad de energía recibida del sol, durante un período de 24 horas, se puede estimar con la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{m \cdot h_{fg}}{Q} \quad (6)$$

Un análisis de los resultados experimentales con esta relación matemática, muestra que la eficiencia global de este equipo es de 30.2%.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

6. ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR LOCAL

Es práctica común caracterizar los sistemas térmicos sujetos a convección natural mediante coeficientes de transferencia dimensionales o adimensionales, es decir mediante el coeficiente que aparece en la ley de Newton del enfriamiento, o mediante el número de Nusselt, que representa una medida de la convectividad del sistema.

Se ha realizado un extenso trabajo sobre casos simples, por ejemplo placas horizontales o verticales, y se han encontrado discrepancias entre estas correlaciones (Khalifa, 2001).

Estas expresiones se pueden obtener de manera experimental, con la medición del calor aplicado a la placa, evaluado a partir de la energía eléctrica suministrada, y las temperaturas superficiales y del entorno. Este método proporciona información global del sistema, pero no revela las características locales de la transferencia de calor. El estudio de la información local se ha apoyado fuertemente en sistemas ópticos que proporcionan el campo térmico bidimensional del medio.

A continuación se presenta un procedimiento alternativo para el estudio de la convección natural local en cavidades que puede ser automatizado para aprovechar los recursos computacionales actuales

6.1 Descripción del procedimiento

La determinación del coeficiente de transferencia de calor por medios experimentales se ha apoyado en la interpretación del número de Nusselt dada por Martinelli en 1947, y ha sido utilizada por varios autores para validar resultados obtenidos con otros métodos. Bajo esta interpretación, una superficie sólida con temperatura T_s se encuentra en contacto con un fluido que tiene una temperatura T , y a cierta distancia de esta superficie existe un punto en el que la temperatura ya no cambia dentro del fluido (Fig. 25).

El flujo de calor en la interfase sólido-fluido puede ser obtenido a partir de la ecuación de Fourier, si se considera que se tiene una delgada capa de fluido, que al estar en contacto con el sólido no se encuentra en movimiento. Esto restringe la transmisión del calor al caso de conducción. Bajo esta consideración, el flujo de calor, que depende de la diferencia de temperaturas y de la conductividad térmica, es el siguiente:

$$q'' = -k_s \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (7)$$

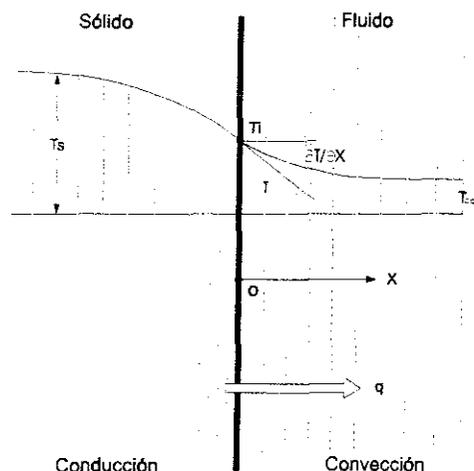


Fig 25 Perfil térmico en un sistema sólido-fluido.

Otra manera de expresar el flujo de calor a través de la interfase es con la ley de Newton del enfriamiento, que describe las pérdidas de calor que tiene el sólido hacia el fluido por efecto de la convección. Esta descripción involucra un coeficiente convectivo de transferencia de calor h :

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (8)$$

Igualando ambas expresiones:

$$h(T_s - T_\infty) = -k_s \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (9)$$

Despejando se obtiene la expresión para el coeficiente de transferencia de calor:

$$h = \frac{-k_s \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0}}{(T_s - T_\infty)} \quad (10)$$

El fluido se mueve dentro de un espacio asociado a una distancia característica, que puede ser utilizada para obtener la expresión para el número de Nusselt:

$$Nu = \frac{hL}{k_s} = \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0}}{(T_s - T_\infty) L} \quad (11)$$

En términos adimensionales se tiene:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$Nu = \frac{\partial \left[\frac{T_s - T}{T_s - T_\infty} \right]}{\partial \left[\frac{x}{L} \right]} \quad (12)$$

De donde se puede observar que el número de Nusselt es la razón del gradiente térmico en la superficie del sólido, al gradiente térmico constante, interpretado también como el gradiente térmico adimensional evaluado en la superficie.

Este análisis muestra la factibilidad de poder obtener de manera experimental los coeficientes de transferencia de calor "h" y el número de Nusselt. El problema se limita a determinar las condiciones termodinámicas del fluido, así como el perfil térmico en la frontera con el sólido.

6.2 Aplicación del procedimiento a cavidades triangulares: Metodología experimental

La descripción de los coeficientes convectivos de transferencia de calor dada anteriormente ha sido adoptada por varios autores. Se han utilizado los gradientes térmicos en forma adimensional para calcular el número de Nusselt en el estudio de placas verticales (**Zhao-Zhuang et al., 1991**) y cavidades rectangulares (**Hamady et al., 1994**). De igual forma, los perfiles térmicos han sido empleados en el cálculo del coeficiente convectivo en cavidades trapezoidales (**Lam et al., 1989**).

Fundamentado en la descripción expuesta en la sección anterior, se desarrolló un procedimiento para el estudio del coeficiente convectivo de transferencia de calor local, que por su simplicidad puede ser automatizado. Este procedimiento se aplicó a las cavidades experimentales de sección triangular y se analizaron dos casos para el fluido de trabajo: aire seco y aire húmedo. De igual forma, se calcularon los coeficientes de transferencia de calor para dos dimensiones de la cavidad: la cavidad pequeña de laboratorio y la cavidad de grandes dimensiones del destilador solar.

El estudio se enfocó en las características locales de la transferencia de calor en un punto situado a la altura media de la cavidad, sobre una de las paredes laterales. Para conocer el perfil térmico en este punto, se instalaron termopares tipo J distribuidos como se muestra en la figura 26. Se notará una mayor concentración de uniones termométricas en la vecindad de la pared para darle mayor definición a la capa límite térmica esperada. Las distancias entre los elementos de medición se fijaron de acuerdo al tamaño de la cavidad.

Los coeficientes de transferencia de calor de los casos estudiados se obtuvieron con las ecs. (10) y (11) respectivamente. El número de Rayleigh se calculó con la siguiente expresión:

$$Ra = Gr * Pr \quad (13)$$

de donde:

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad (14)$$

Se ha encontrado una mejor correlación con los resultados para placas inclinadas si se incorpora el ángulo a considerar en el número de Grashof (**Cheng y Kim, 1998**), o se utiliza el vector gravedad tangente a la placa estudiada (**Kierkus, 1968; Fujii y Imura, 1972**):

$$g' = g \cos \psi \quad (15)$$

Donde ψ es el ángulo que se forma entre el vector gravedad y la placa inclinada.

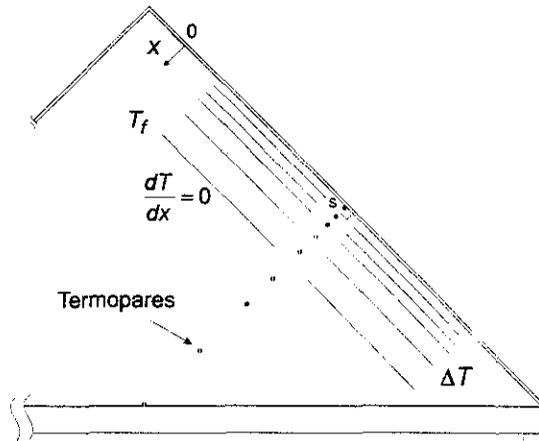


Fig. 26 Distribución de los termopares para la determinación del perfil térmico

El número de Prandtl se obtuvo con la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\kappa} \quad (16)$$

Algunas de las propiedades físicas del aire y de una mezcla de aire y vapor de agua presentan poca variación dentro del rango de operación de los destiladores solares, por lo que de acuerdo con **Toyama et al. (1987)**, para ambos fluidos, la conductividad térmica, la viscosidad cinemática, la viscosidad dinámica y el coeficiente de expansión térmica, se calcularon de la siguiente manera:

$$\kappa = 0.0244 + 0.7676 \times 10^{-4} T \quad (17)$$

$$\nu = (0.17 - 14.32) \times 10^{-6} \quad (18)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$\mu = 1.718 \times 10^{-5} + 4.62 \times 10^{-8} T \quad (19)$$

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (20)$$

Se ha utilizado la sugerencia de **Sparrow y Gregg (1958)**, de considerar una temperatura local de referencia. Esta referencia está definida al 38% de la diferencia de temperaturas entre la superficie del sólido y un punto en donde la temperatura no cambia:

$$T_r = T_s + 0.38(T_s - T_\infty) \quad (21)$$

Una de las propiedades que presenta mayor variación por la diferencia en la composición del aire seco y del aire húmedo es el calor específico. Para tomar en cuenta las variaciones en esta propiedad, para el caso del aire seco se utilizó la expresión de **Toyama et al. (1987)**:

$$C_{pair} = (0.97 + 60788 \times 10^{-5} T_m + 16.5768 \times 10^{-8} T_m^2 - 6.788 \times 10^{-11} T_m^3) \times 10^3 \quad (22)$$

Para los experimentos con aire húmedo se consideró el fluido como una mezcla de aire seco y vapor de agua, que de acuerdo con **Djebedjian y Rayan (2000)**, se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$C_p = r_{air} \frac{M_{air}}{M} C_{pair} + r_v \frac{M_v}{M} C_{pv} \quad (23)$$

donde:

$$C_{pv} = \frac{R}{M_v} (4.071 + 1.1084^{-3} T + 4.1521 \times 10^{-6} T^2 - 2.9637 \times 10^{-9} T^3 + 8.0702 \times 10^{-13} T^4) \quad (24)$$

$$M = M_{air} r_{air} + M_v r_v \quad (25)$$

Las fracciones volumétricas del aire seco y del vapor de agua se obtienen con las presiones parciales de los componentes:

$$r_{air} = \frac{p_{air}}{p} \quad \text{y} \quad r_v = \frac{p_v}{p} \quad (26)$$

La relación entre las presiones del aire seco y del vapor de agua está dada por la ley de Dalton:

$$p = p_{air} + p_v \quad (27)$$

En un ambiente con aire húmedo existe transferencia simultánea de calor y masa, por lo que se consideró un número de Grashof especial que depende de una diferencia de temperaturas modificada. De acuerdo con **Malik et al. (1982)**:

$$\Delta T' = T_w - T_g + \frac{(P_w - P_g) T_w}{268.9 \times 10^3 - P_w} \quad (28)$$

Las presiones parciales de vapor se obtuvieron con una ecuación desarrollada para un rango de 10 a 150°C (**Sharma y Mullick, 1991**):

$$P = 22125883.19 \times 10^{-X(a+bX+cX^3)/[T(1+dX)]} \quad (29)$$

en donde:

$$a = 3.2437814 \quad b = 5.86826 \times 10^{-3}$$

$$c = 1.1702379 \times 10^{-8} \quad d = 2.1878462 \times 10^{-3}$$

$$X = 647.27 - T \quad [T \text{ en K}]$$

Esta ecuación es muy exacta dentro de los rangos de las variables consideradas en estudios de destilación solar, y ha propiciado el desarrollo de nuevas expresiones para calcular algunas propiedades termodinámicas que arrojan errores consistentes con los derivados del uso de la ec. (28).

El coeficiente convectivo de transferencia de calor "h" se obtuvo mediante la ec. (10), con la conductividad térmica estimada al valor de la temperatura de la superficie de la pared inclinada, y la diferencia de temperaturas existente entre ésta y el valor de la temperatura del fluido para un gradiente térmico local cero. El número de Nusselt se calculó con la ec. (11) a la temperatura de referencia definida por la ec. (21), con la dimensión característica basada en la distancia de la pared a la base de la cavidad.

Las propiedades físicas del medio se estimaron a la temperatura media del sistema y para el número de Grashof se consideró la diferencia de temperaturas entre la pared inclinada y la base, así como la altura de la cavidad.

Los datos obtenidos de las corridas experimentales se alimentaron a un programa de computadora que resuelve las ecuaciones planteadas, y obtiene los gradientes térmicos en la superficie de la pared inclinada a partir de los perfiles registrados mediante un proceso de derivación numérica

6.3 Caracterización térmica local en estado permanente

Las condiciones de estado permanente se lograron con el equipo de laboratorio descrito en la sección de la infraestructura experimental. Se utilizó aire como fluido de trabajo y se sujetó la cavidad a condiciones de calentamiento por el fondo y pérdidas por convección al ambiente, con paredes a igual temperatura. La tabla 5 muestra las condiciones experimentales para la base y la pared.

Perfiles térmicos

Los perfiles experimentales, asociados a estas condiciones, en la vecindad de la pared fría de la cavidad, se muestran en la figura 27.

Th [°C]	Tc [°C]	Th-Tc [°C]
40.45	37.06	3.39
50.21	43.27	6.94
58.63	48.6	10.03
70.25	60.86	9.39
80.84	69.05	11.79

Tabla 5. Condiciones de estado permanente utilizadas.

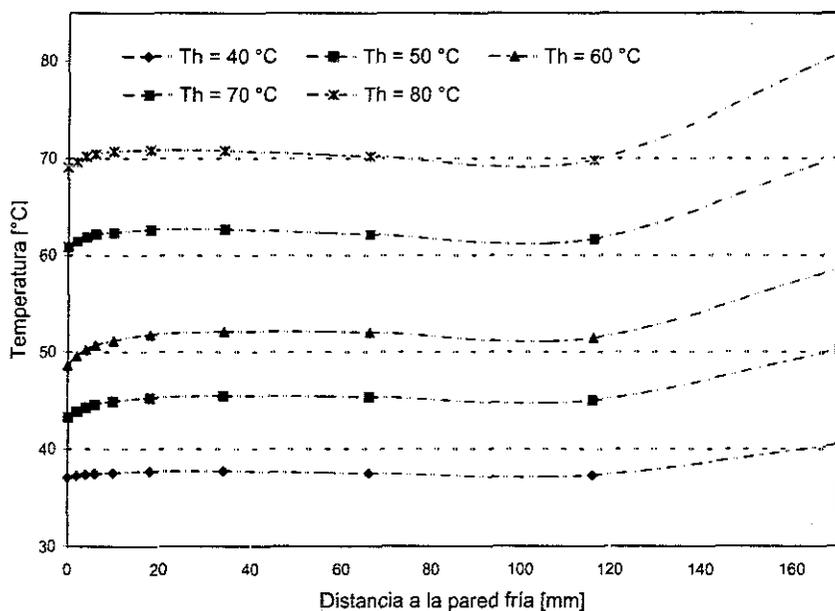


Fig. 27 Perfiles térmicos de una cavidad pequeña con aire seco.

Se puede apreciar el incremento en los gradientes térmicos en la superficie de la pared fría (0 mm) al incrementarse la temperatura, así como el confinamiento de la capa límite térmica a una región que se extiende a una distancia de

aproximadamente 12 mm de la pared inclinada. El perfil en la vecindad de la base no se alcanza a definir por la ausencia de suficientes elementos de medición.

Adicionalmente a lo anterior, la poca variación en las temperaturas de la región intermedia hace evidente la pobre participación de estos sitios en los procesos de transferencia de calor.

Análisis de las fluctuaciones térmicas

Con los registros continuos de temperatura obtenidos con la aplicación del procedimiento, fue posible obtener información adicional sobre algunas características temporales y espaciales del fluido que no han sido reportadas en la literatura sobre cavidades triangulares. En la figura 28 se muestran los registros para una temperatura en la base de 58.6°C .

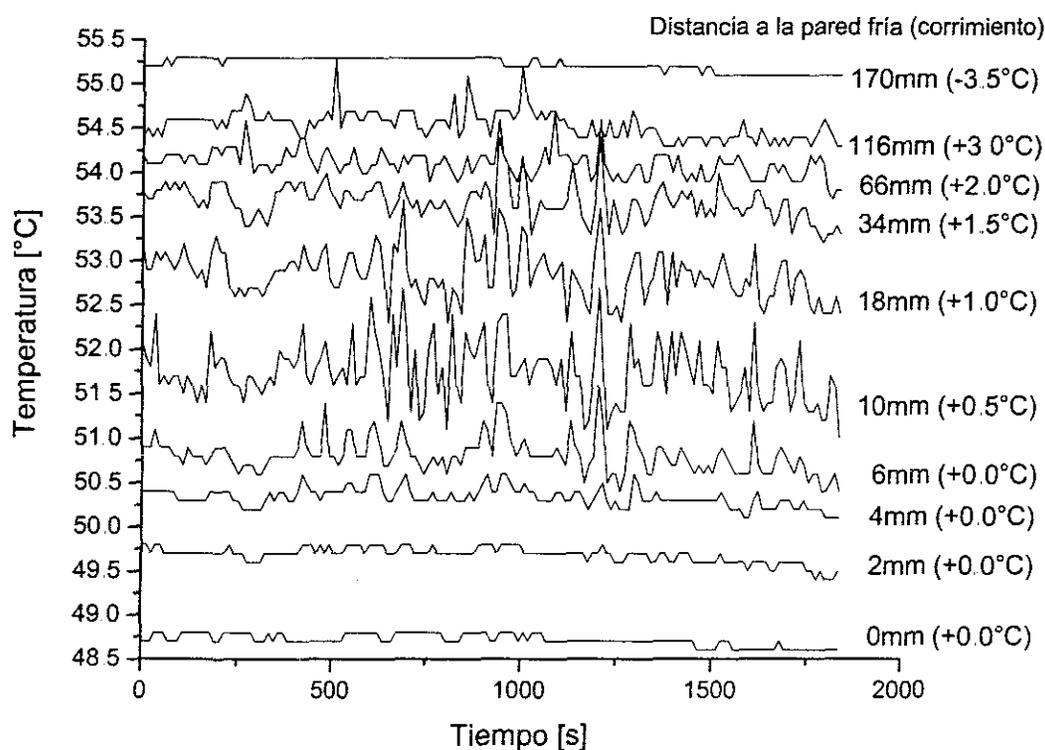


Fig. 28 Registros de temperaturas como función de la distancia a la pared fría.

Esta gráfica corresponde a un período de medición de aproximadamente media hora y para darle mayor claridad se han desplazado algunos trazos sobre el eje de las temperaturas. La leyenda que aparece al margen de cada trazo indica la distancia del punto de medición a la pared fría, un signo que indica si el trazo ha sido desplazado hacia arriba o hacia abajo para darle mayor claridad a la gráfica, y el desplazamiento en grados centígrados que sufre el trazo correspondiente ("corrimiento").

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La variabilidad que aparece en los registros denota el movimiento de masas de fluido de diferente temperatura, ocasionado por perturbaciones en el sistema que se traducen en fluctuaciones de las temperaturas locales. Estas fluctuaciones se ven completamente disminuidas en los trazos "0 mm" y "170 mm", que es lo esperado, ya que corresponden a las paredes fría y caliente, en donde el fluido no se encuentra en movimiento por estar en contacto con un sólido, y por consiguiente sus variaciones se encuentran sujetas a la capacidad térmica de las paredes de vidrio de la cavidad y a la variabilidad inherente al sistema de control.

Se puede observar una dependencia entre las fluctuaciones térmicas y la distancia a la pared, ya que la magnitud de las variaciones crece conforme la distancia a las paredes se incrementa, así como la similitud entre algunas secciones de trazos adyacentes, lo que denota fluctuaciones originadas por una masa de aire con características que permanecen conforme fluye entre varios elementos de medición.

Se procesó la información para conocer la relación existente entre las fluctuaciones registradas y la distancia a la pared fría, así como con la temperatura de la cavidad. La figura 29 muestra los resultados.

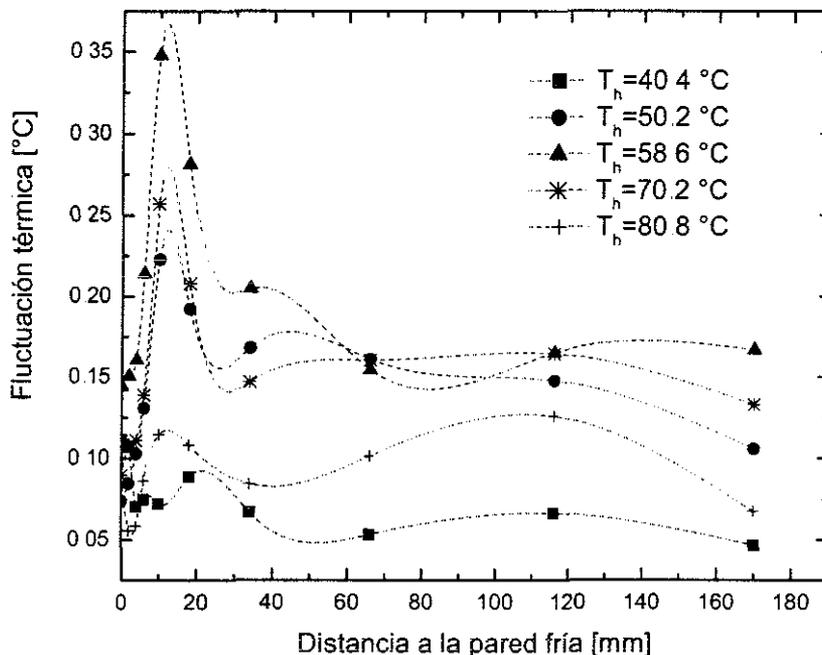


Fig. 29 Relación fluctuación-temperatura-distancia.

Cada trazo corresponde a un caso estudiado bajo condiciones de estado permanente, y los puntos dentro de cada trazo representan los elementos de medición que se ubicaron a la distancia que se indica en el eje de la abscisa medida desde la pared fría. Los datos de temperatura se procesaron utilizando la

desviación estándar, como una medida de las fluctuaciones, bajo la suposición de que las variaciones observadas pueden ser interpretadas como una dispersión de datos y analizadas mediante esta herramienta estadística.

Las dependencias entre las fluctuaciones y la distancia a la pared fría, así como con la temperatura se hace evidente. Las fluctuaciones crecen y disminuyen de manera abrupta alrededor de una distancia de 12 mm de la pared, y permanecen constantes en la región central de la cavidad. Nuevamente, la región ubicada en la vecindad de la base no está definida por las razones ya expuestas.

Con respecto a las temperaturas, se aprecia que existen condiciones favorables para la presencia de los efectos de las perturbaciones para una temperatura en la base de 58.6 °C, mientras que alrededor de ésta disminuyen hasta llegar a los valores extremos de 40.4 °C y 80.0 °C, condiciones que atenúan el fenómeno.

Un análisis en frecuencia de las fluctuaciones arroja los resultados mostrados en la figura 30. Para este análisis se ha seleccionado la región que favorece más las fluctuaciones, así como un rango de temperaturas de la base comprendido entre 50.2 °C y 80.8 °C.

Esta información muestra coincidencia con los resultados de la figura 29. Las fluctuaciones se presentan con mayor amplitud para la temperatura de 58.6 °C y se atenúan en las temperaturas extremas. Sobre la relación temporal de las fluctuaciones, en ningún caso se presenta claramente una frecuencia dominante, sino una mezcla resultante de la suma de fluctuaciones de amplitud y frecuencia muy variables.

La presencia de fluctuaciones atenuadas a altas temperaturas puede ser explicada por el incremento en las velocidades del fluido, que restringen la libertad que tienen los efectos de las perturbaciones sobre los flujos principales. La relación temperatura-velocidad en cavidades someras ha sido reportada por **Porta et al. (1998)**.

Transferencia de calor por convección

Se utilizó el sistema de control descrito para aplicar calor a la cavidad en forma gradual durante varias horas simulando el caso de una cavidad con generación de calor en la base y pérdidas al ambiente, similar al proceso de calentamiento de un destilador por efecto de la incidencia de radiación solar. La información obtenida se procesó con el método propuesto y se estimaron los coeficientes de transferencia de calor local por convección, así como los números de Grashof correspondientes.

Los resultados del coeficiente de transferencia de calor convectivo "h" se muestran en la figura 31 y los resultados para el número de Nusselt en la figura 32. El coeficiente "h" se presenta contra una temperatura media local, llamada también

temperatura de referencia y definida de acuerdo con la ec. (21). Se aprecian valores del coeficiente comprendidos entre 3 y 4 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, típicos de un sistema como el estudiado, así como una variación muy pequeña para todo el rango de temperaturas experimentales

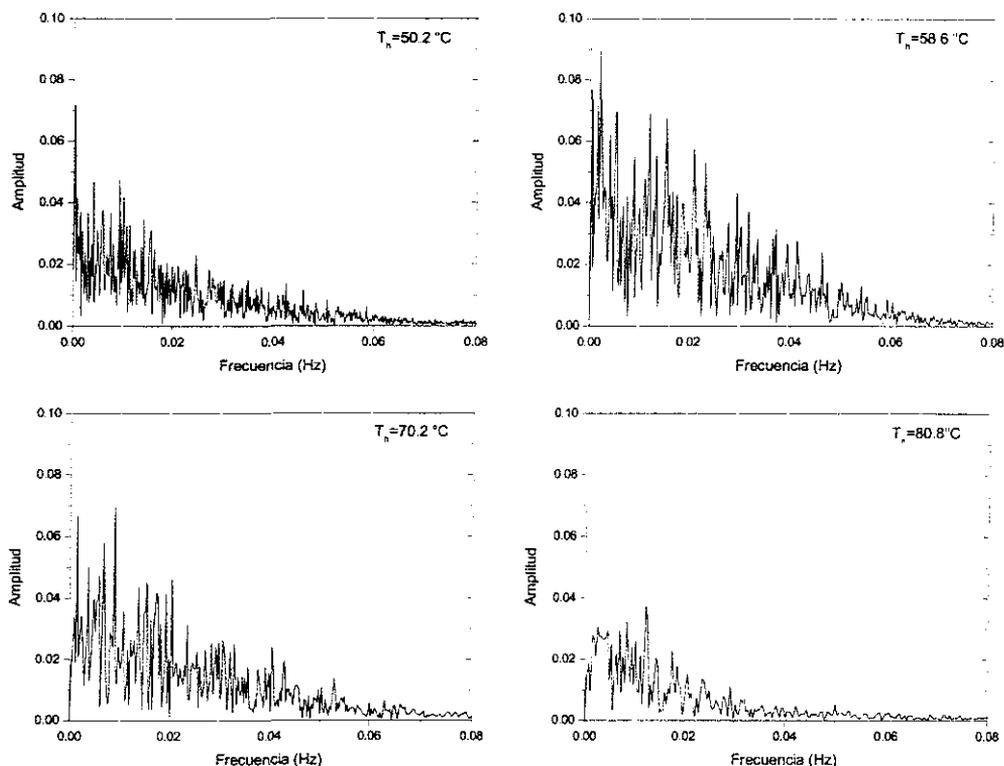


Fig. 30 Análisis en frecuencia de las fluctuaciones.

El coeficiente adimensional de transferencia de calor muestra una pobre dependencia con respecto a las propiedades del fluido, en concordancia con lo reportado en la literatura, en donde las fracciones evaporativa y radiativa muestran una dependencia mayor que el modo de transmisión por convección (**Cooper, 1969**). Los valores calculados para el número de Nusselt concuerdan con los reportados de los experimentos efectuados en cavidades pequeñas con aire por **Flack et al. (1979)**.

6.4 Estudio comparativo de la transferencia de calor local

La metodología propuesta en las secciones anteriores se aplicó a la cavidad de campo con la finalidad de tener resultados comparativos para dos dimensiones y fluidos de trabajo. Se obtuvieron resultados para cuatro casos distintos: cavidades con altura característica de 0.23 m y 1.25 m, y aire seco y húmedo. Se revisaron los perfiles térmicos, las fluctuaciones térmicas, y los coeficientes dimensionales y adimensionales de transferencia de calor local. Estos resultados se han agrupado por tipo de información para mayor claridad.

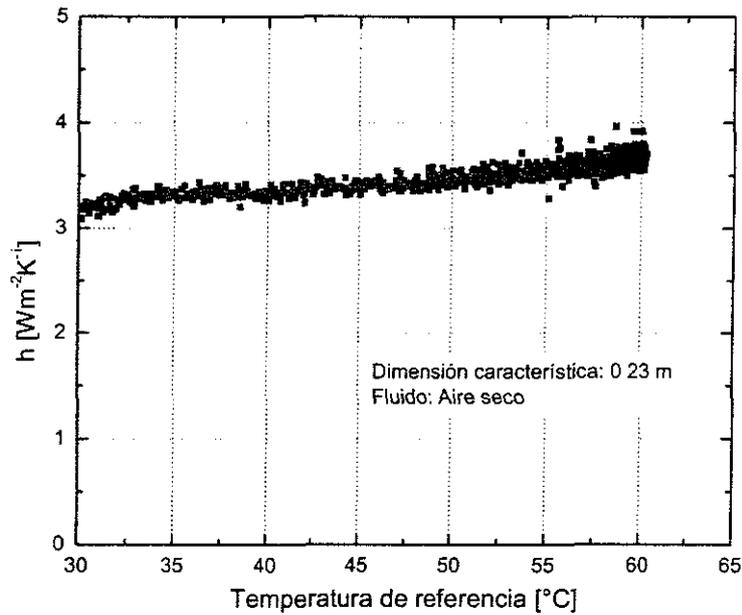


Fig. 31 Coeficiente de transferencia de calor convectivo local.

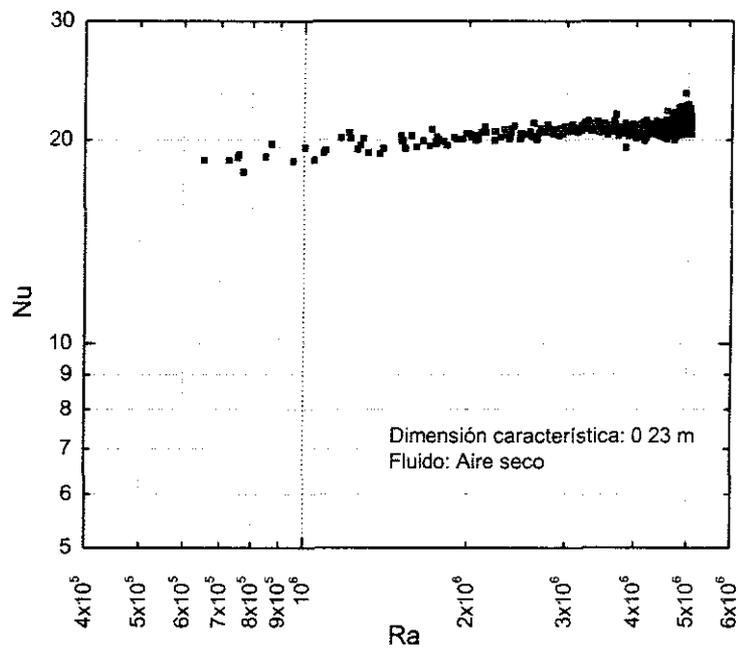


Fig. 32 Coeficiente adimensional de transferencia de calor local.

Los experimentos efectuados con la cavidad de pequeñas dimensiones se llevaron a cabo en el laboratorio, en donde es posible tener control de las condiciones de operación del sistema. Esto permite realizar un análisis más completo de los

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

efectos que tienen las perturbaciones en las temperaturas del interior del modelo. Sin embargo, los trabajos sobre la cavidad de grandes dimensiones, efectuados en el exterior, no permiten mantener dicho control, por lo que las condiciones de operación quedan definidas por los factores ambientales propios del sitio de experimentación.

Las características generales de los diferentes casos de estudio se han obtenido con la información que corresponde al periodo en que la radiación solar gobierna las temperaturas del sistema, ya que fuera de éste las fluctuaciones se ven muy disminuidas. En el caso de los perfiles térmicos se han seleccionado valores discretos de las temperaturas del agua, representativos de todo el rango estudiado, mientras que los coeficientes de transferencia de calor mostrados son los valores instantáneos que ocurren de manera natural durante la operación del equipo. Este comportamiento se simuló en el laboratorio para la cavidad pequeña, para establecer casos de comparación asociados con modelos de diferentes dimensiones.

La figura 33 muestra los perfiles térmicos para diferentes temperaturas dentro del rango estudiado (T_h), en donde los extremos de los trazos corresponden a las paredes fría y caliente. En el caso de la cavidad pequeña con aire húmedo (0.23 m), el perfil en la vecindad de la pared caliente no está definido por la falta de elementos de medición. La falta de coincidencia en las temperaturas de la base (T_h), obedece a las diferencias impuestas por el tipo de fluido, dimensiones y condiciones ambientales. Sin embargo, se han seleccionado suficientes trazos para mostrar con detalle las características propias de cada caso.

En la figura 34 se presenta un detalle de los perfiles térmicos para la cavidad de gran sección. Una revisión de los perfiles denota una capa límite térmica con un espesor de aproximadamente 15 mm, en contraste con el espesor de 12 mm de la cavidad pequeña.

En lo que respecta a las fluctuaciones térmicas, mostradas en la figura 35, el fenómeno presenta un comportamiento similar en los casos estudiados. Se nota el confinamiento de los efectos de las perturbaciones a la periferia de la cavidad, ya que se presentan con mayor intensidad en las regiones cercanas a las paredes del modelo experimental. De igual forma, se aprecia que la magnitud de dichos efectos es mayor en la base de la cavidad que en la pared inclinada.

De los resultados de la transferencia de calor, presentados en la figura 36, el coeficiente de la cavidad pequeña no presenta diferencia entre los casos con aire y vapor de agua, que toman un valor de 3 a 4 $Wm^{-2}K^{-1}$ para el rango de temperaturas estudiado. Sin embargo, se notará que para las mismas condiciones, una cavidad de dimensiones mayores presentará flujos de calor menores. Esto se observa en el coeficiente que toma valores de 2 a 2.5 $Wm^{-2}K^{-1}$ para la cavidad de gran sección.

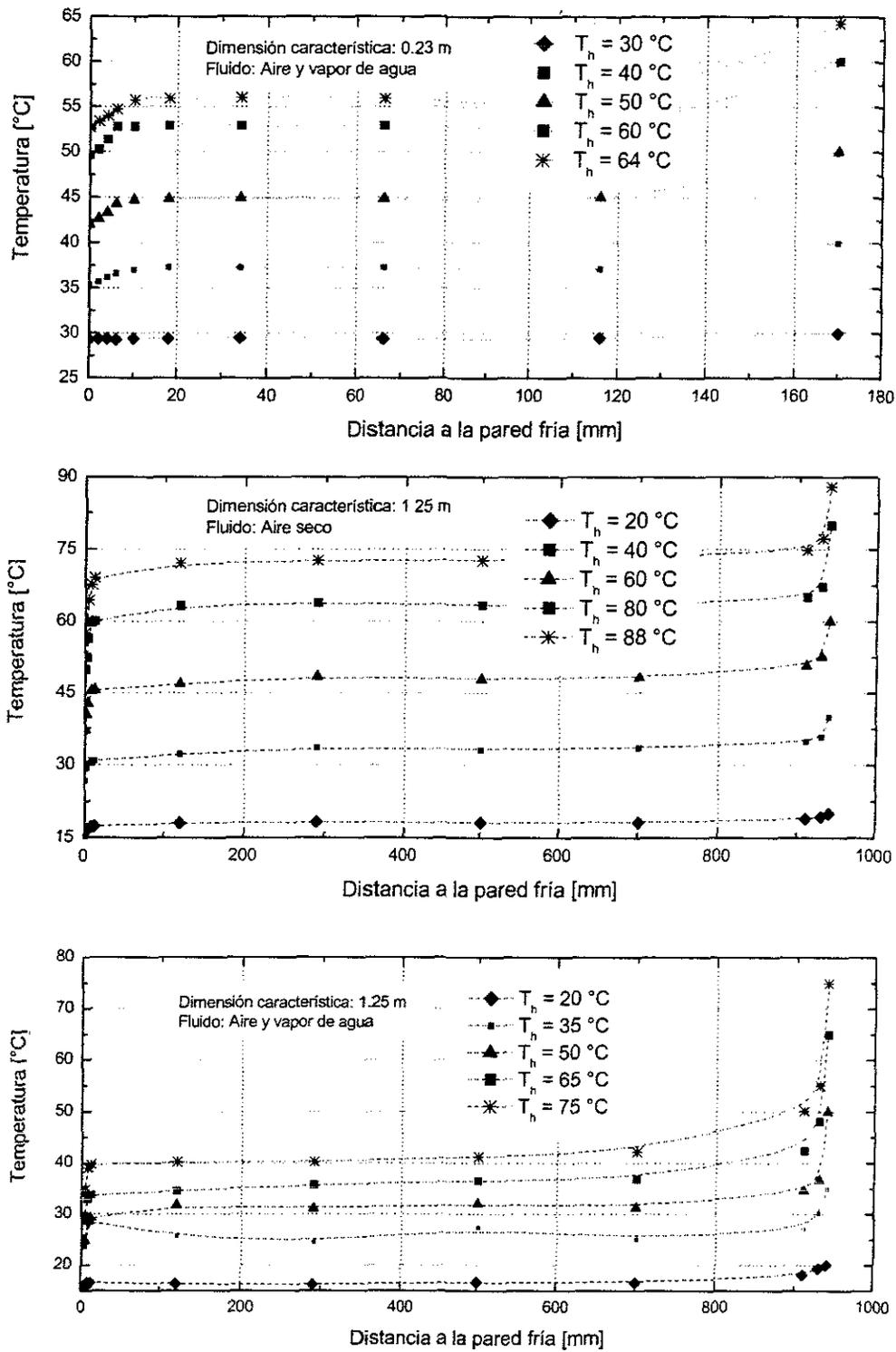


Fig. 33 Perfiles térmicos experimentales.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

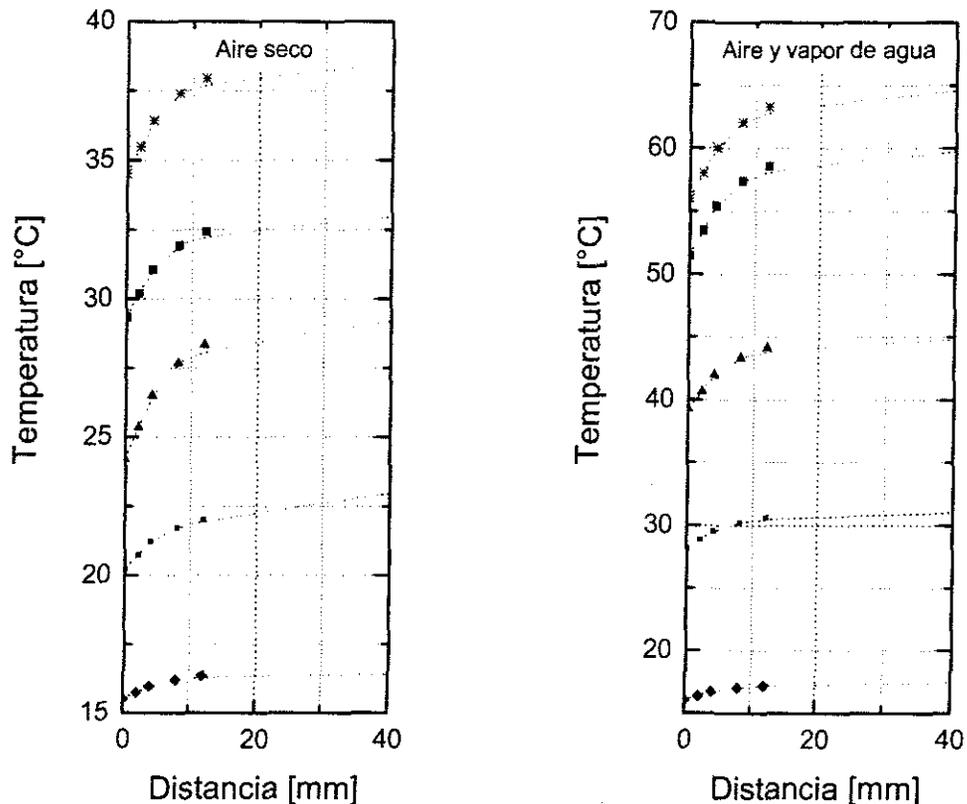


Fig. 34 Detalle de los perfiles térmicos de la cavidad de grandes dimensiones.

Los resultados del coeficiente adimensional de la transferencia de calor se muestran en la figura 37. Se aprecian tres gráficas, una de ellas corresponde a la cavidad del destilador pequeño de laboratorio, mientras que las otras dos presentan los resultados de la cavidad de grandes dimensiones para los casos en que existe aire seco y aire húmedo.

Debido a que la definición del número de Nusselt involucra una dimensión característica, los resultados dependerán del tamaño de la cavidad. En este caso, para una dimensión característica de 0.23 m se presentan valores para este coeficiente de 20, mientras que para una dimensión de 1.25 m se tienen valores de 80. Otra diferencia establecida por las dimensiones de los sistemas se puede encontrar en los números de Rayleigh. La cavidad pequeña toma valores que sobrepasan 10^7 y la cavidad grande resulta con valores superiores a 10^9 .

Los resultados del número de Nusselt no reflejan diferencias apreciables en lo que concierne al tipo de fluido para dimensiones similares.

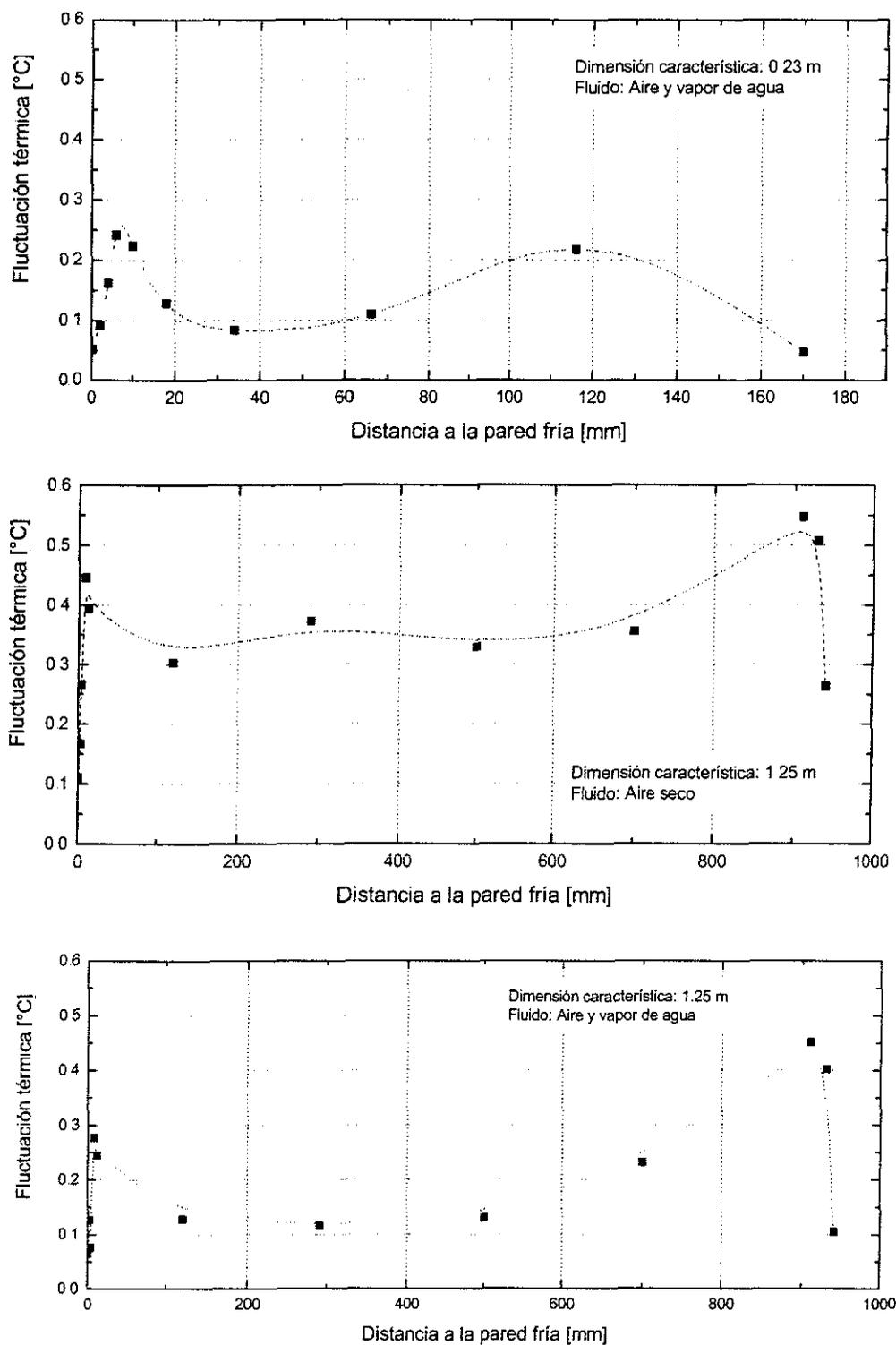


Fig. 35 Fluctuaciones térmicas para diferentes casos experimentales.

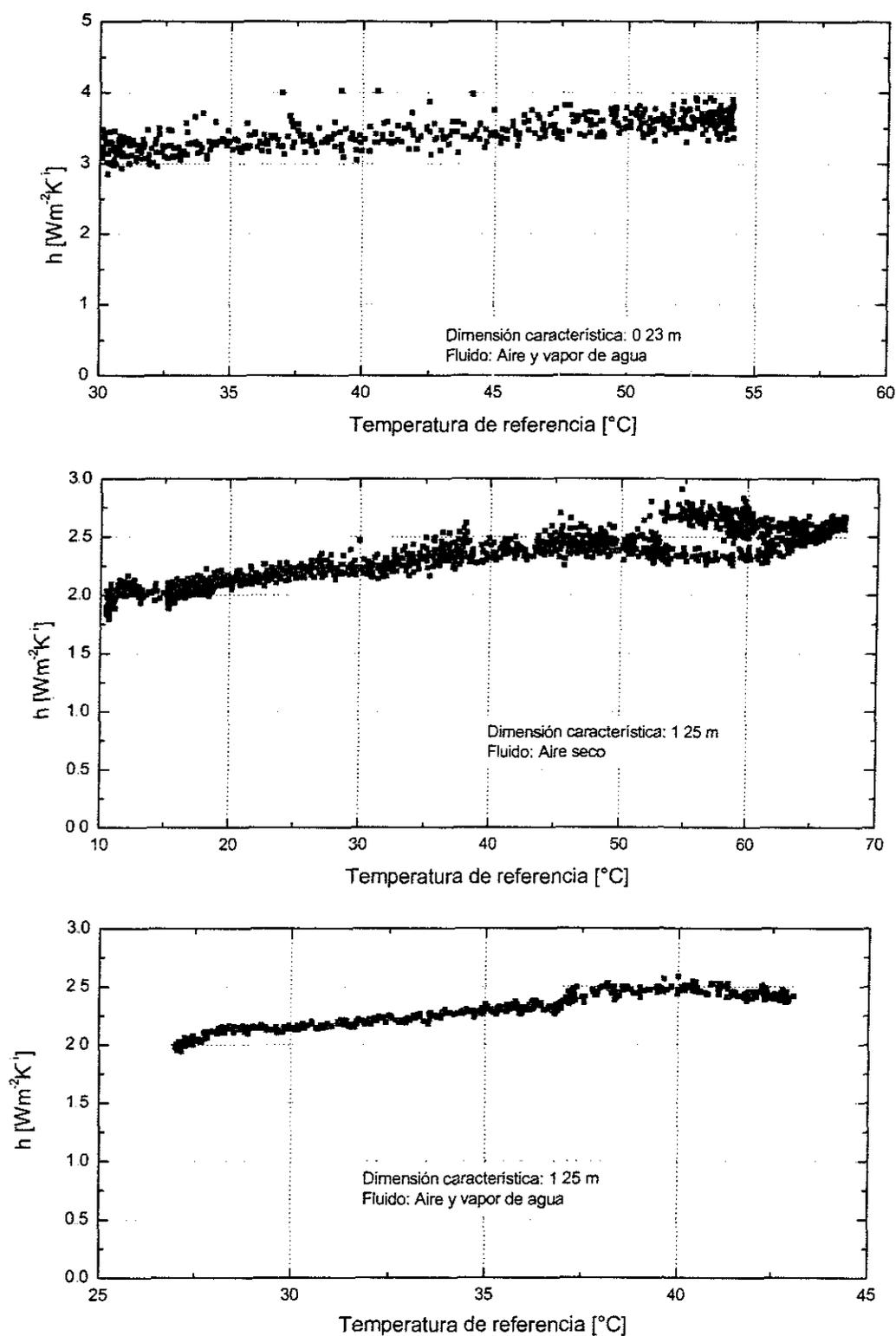


Fig. 36 Resultados del coeficiente convectivo de transferencia de calor.



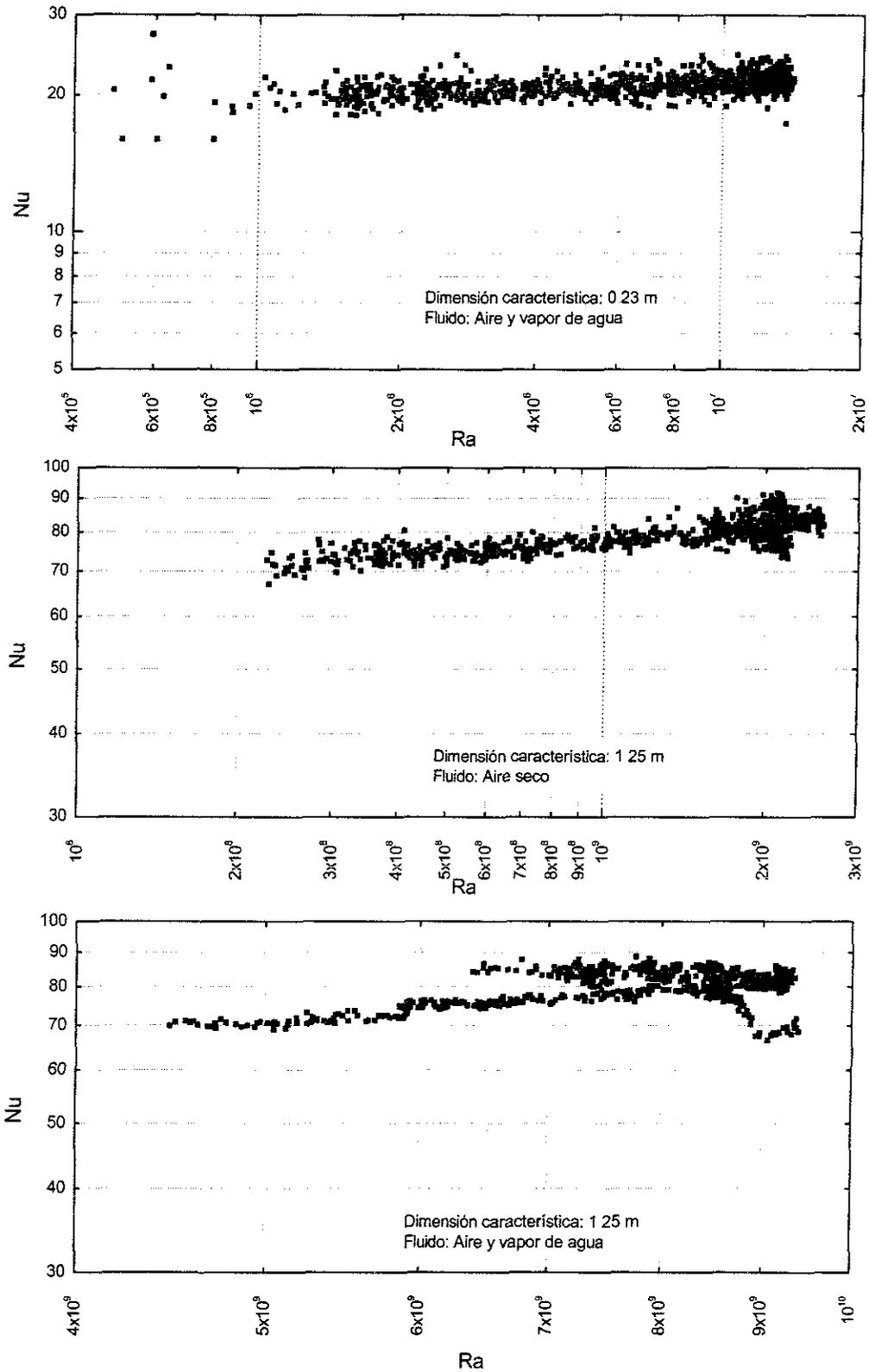


Fig. 37 Resultados del coeficiente adimensional de transferencia de calor.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

7 Modelado de destiladores solares de doble pendiente

7.1 Estudio del desempeño de los condensadores en un destilador de sección triangular: propuesta de extensión al modelo de Dunkle

Como se presentó en la revisión bibliográfica, no existen reportes en la literatura de análisis del desempeño de las cubiertas condensadoras en destiladores con forma de ático, por lo que se realizó un estudio experimental, cuyos resultados permiten proponer una extensión al modelo de Dunkle para predecir la producción de cada placa condensadora.

La facilidad que ofrece el destilador de campo, por tener la característica de ser orientable, permitió el desarrollo de una serie de corridas experimentales con las cubiertas orientadas en diferentes direcciones. Los resultados obtenidos muestran que existen diferencias significativas en cada uno de los condensadores de los destiladores de sección triangular, y se presentan en mayor medida cuando las placas se encuentran expuestas en dirección Este-Oeste. Las condiciones experimentales para los casos extremos registrados, esto es, con las cubiertas en dirección Norte-Sur y Este-Oeste, se muestran en la figura 38.

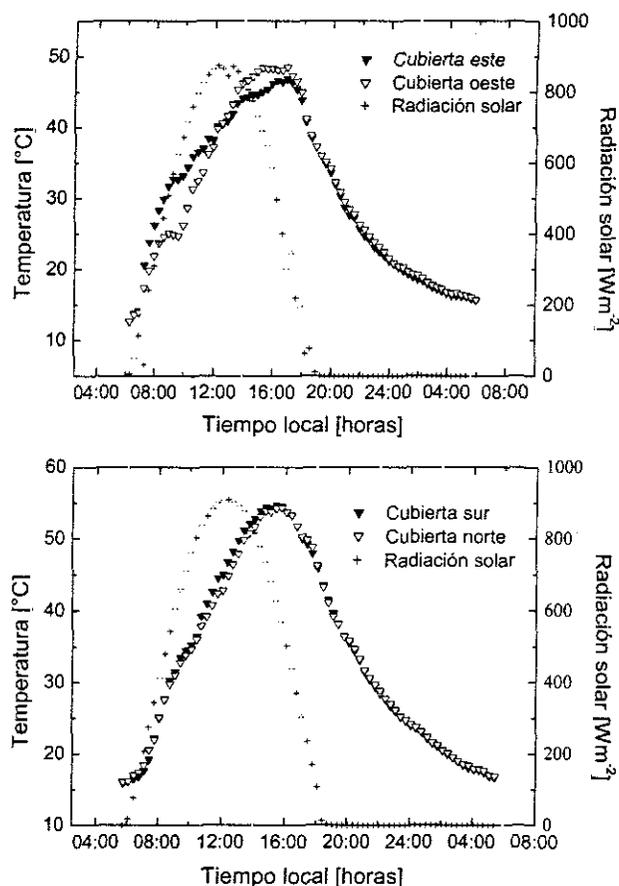


Fig. 38 Condiciones experimentales para casos extremos de orientación.

Las curvas de radiación solar muestran días claros sin nubosidad con niveles de insolación elevados, ya que corresponden a experimentos efectuados durante el mes de abril. En las temperaturas destacan las diferencias que se originan por la orientación del equipo. Para el caso de los condensadores expuestos en dirección Norte-Sur, las diferencias son mínimas, explicado por el hecho de que ambas placas reciben niveles de radiación similares durante el día solar debido a las condiciones particulares del sitio de experimentación, orientación y declinación del sol.

Los resultados para la orientación Este-Oeste muestran grandes diferencias durante las primeras horas del día solar. El condensador orientado al Este sufre un calentamiento más temprano por encontrarse expuesto directamente a los rayos solares, mientras que en la cubierta oeste se tiene el mismo resultado después de que ha pasado el mediodía, cuando se invierten los efectos. Esta hipótesis queda confirmada una vez que los niveles de insolación son bajos o nulos, con la disminución de las diferencias térmicas inducidas por el sol.

Un detalle de las diferencias térmicas existentes se muestra en la figura 39.

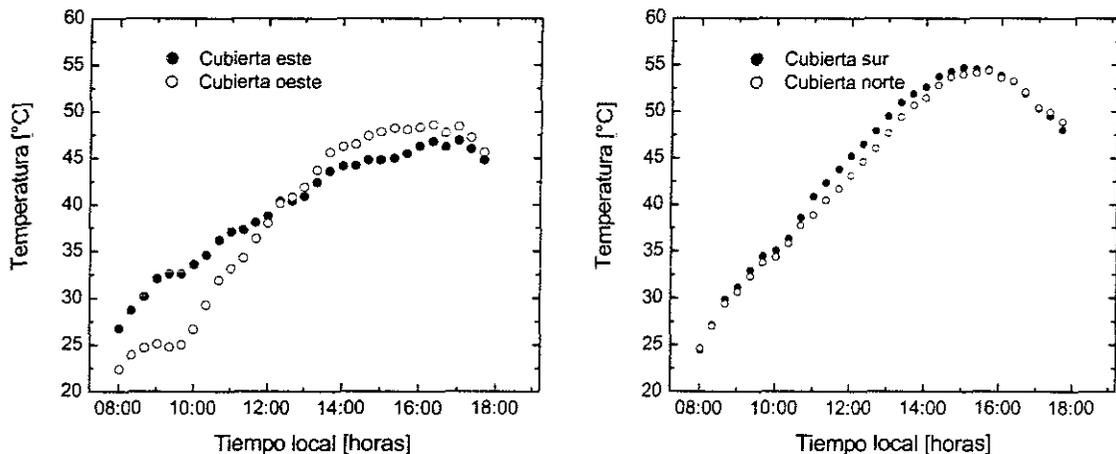


Fig. 39 Diferencias térmicas impuestas por el sol.

Las diferencias encontradas se limitan a aproximadamente un máximo de 2°C para los condensadores expuestos en dirección Norte-Sur. Sin embargo, llegan a alcanzar hasta 7°C cuando se encuentran en dirección Este-Oeste.

Es de esperar la existencia de diferencias en las producciones de cada placa condensadora por las asimetrías térmicas mostradas. Los resultados de las producciones instantáneas se muestran en la figura 40. Se aprecia que para el caso con orientación Norte-Sur las diferencias en la tendencia de las curvas es mínima, así como una caída en las producciones como resultado del calentamiento de ambos condensadores durante la elevación del sol.

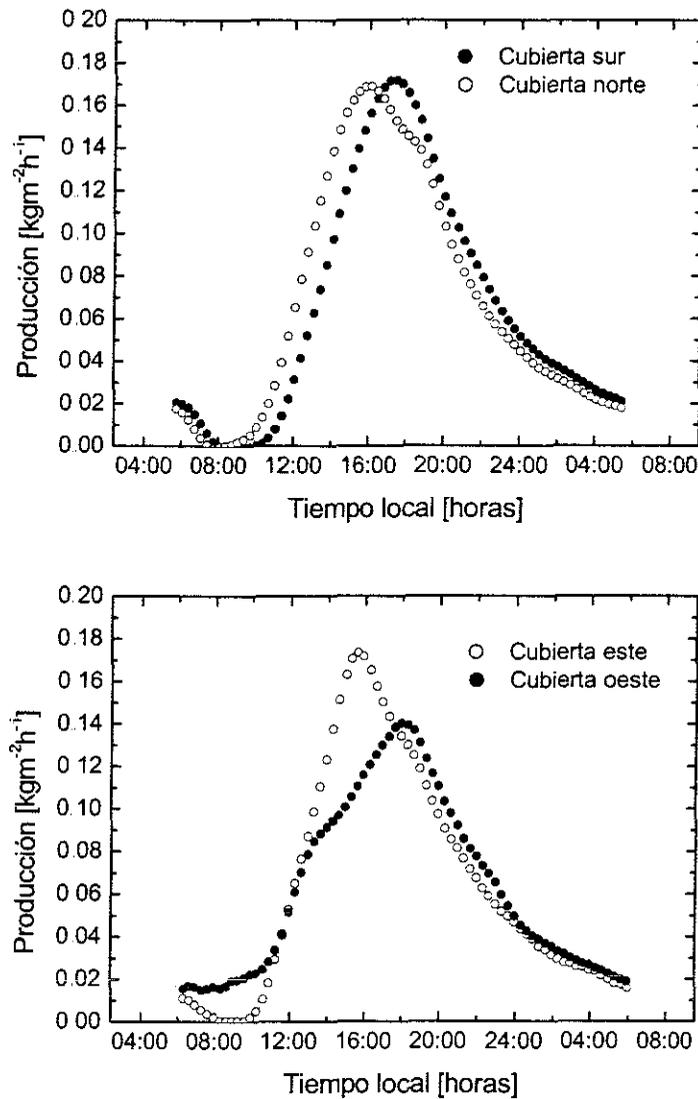


Fig. 40 Producciones de cada placa condensadora.

La orientación en dirección Este-Oeste denota grandes diferencias en las curvas de producción. En este caso, la caída en la producción durante las horas tempranas del día se presenta en la cubierta este, ya que la cubierta oeste no se encuentra expuesta directamente al sol.

La producción total obtenida de los resultados experimentales puede ser calculada a partir de las relaciones propuestas por Dunkle. Sin embargo, estas ecuaciones no consideran términos que permitan describir la producción de cada uno de los condensadores en el destilador experimental de doble pendiente. Se ha mostrado que existen diferencias en las producciones que son función de las temperaturas, y además, por tener dos placas condensadoras, también es función de sus respectivas áreas. Fundamentado en esto, se propone un procedimiento, como

extensión al modelo de Dunkle, para predecir la productividad de destilado de cada condensador.

De acuerdo a lo anterior, si “m*” es la producción que se obtendría de un destilador de una sola pendiente calculada con las relaciones de Dunkle bajo condiciones dadas de temperaturas, “f” un término fraccional de condensación, “m_i” la producción obtenida por cada condensador, y además “i” el condensador correspondiente, se tiene:

$$m_1^* = m(T_w, T_1, P_w, P_1) \quad (30)$$

$$m_2^* = m(T_w, T_2, P_w, P_2) \quad (31)$$

$$m_1 = f_1 m_1^* \quad (32)$$

$$m_2 = f_2 m_2^* \quad (33)$$

Donde:

$$f_1 = \frac{L_1}{L_1 + L_2} \quad \text{y} \quad f_2 = \frac{L_2}{L_1 + L_2} \quad (34)$$

Se notará que “L” representa la longitud de sección del condensador o el área correspondiente, y que este procedimiento es la superposición de los efectos térmicos y de superficie del sistema.

La contribución de cada condensador al total de destilado con el uso de estas relaciones se presenta en la figura 41.

Esta gráfica muestra un caso práctico en donde se tiene un destilador con una temperatura en el agua de 80°C y cubiertas con áreas de condensación idénticas. Se puede observar una tendencia lineal en la producción para condiciones fijas en el agua. En el caso de un destilador operando en condiciones naturales, sujeto a un cambio continuo en las temperaturas, resultará en una mezcla de los efectos mostrados en esta figura.

El modelo de Dunkle extendido se aplicó a los datos experimentales y los resultados de las predicciones se comparan en la figura 42.

Se puede apreciar, en todos los casos, que las predicciones resultantes de la aplicación del procedimiento reproducen adecuadamente las producciones de destilado registradas de las corridas experimentales

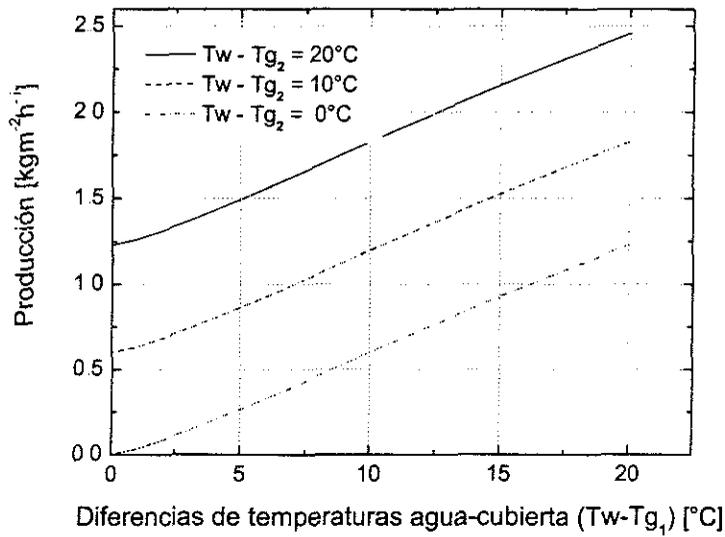


Fig. 41 Contribución de cada condensador al total de destilado.

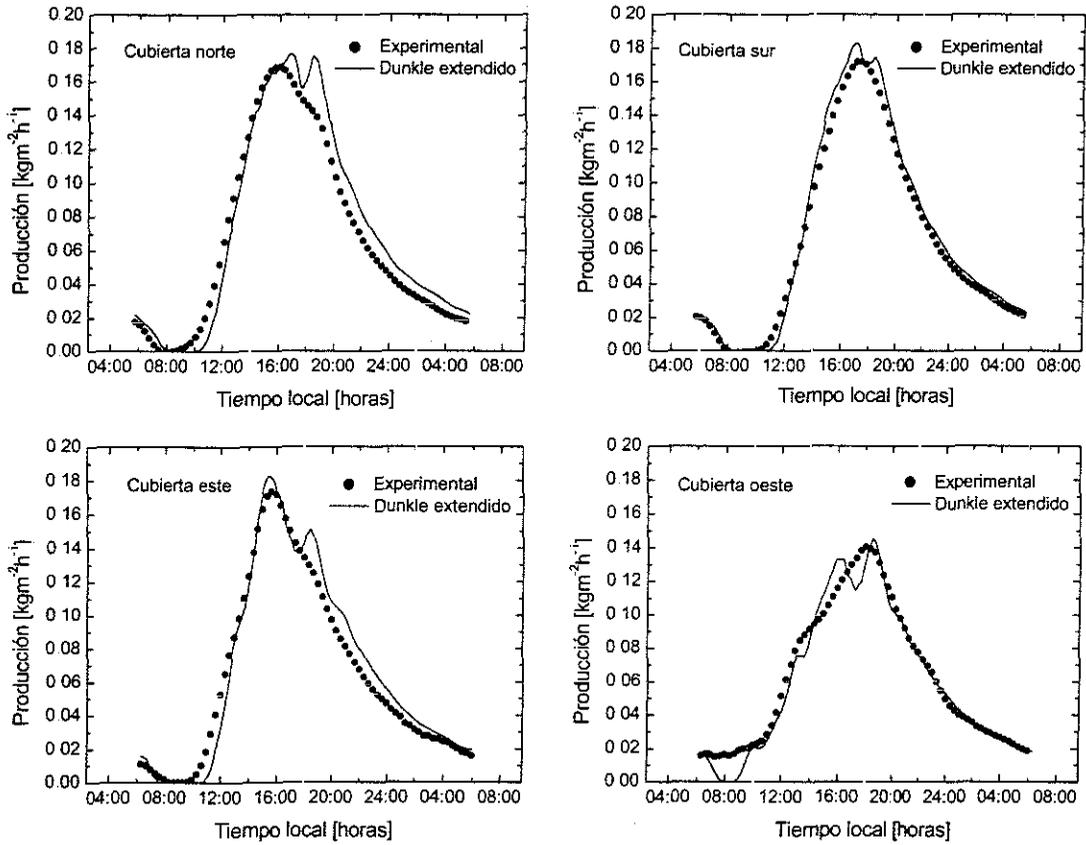


Fig. 42 Comparación de las predicciones resultantes del procedimiento propuesto.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

7.2 Nuevo modelo de parámetros concentrados para el estudio de destiladores solares de sección triangular

En esta sección se presenta el desarrollo de un modelo matemático de un destilador solar con cubierta de dos aguas, en forma de ático, que también se conocen como paredes inclinadas y condensadores. Se ha tomado como referencia un equipo de sección triangular con un metro de base y paredes inclinadas con un ángulo de 45° con respecto a la horizontal. Las expresiones resultantes de los balances térmicos incluyen una ecuación adicional que no ha sido considerada en los análisis reportados en la literatura para este tipo de destiladores. Esta ecuación surge al considerar que cada pared inclinada tiene un desempeño independiente, por lo que se tiene un sistema con cuatro componentes de interés: el fondo o colector solar, el cuerpo de agua y dos condensadores.

Ecuaciones de balance de energía

El balance se realiza atendiendo a la primera ley de la termodinámica y se incluyen los términos de ganancias, pérdidas y almacenamiento de calor. La figura 43 muestra las relaciones básicas de intercambio entre los componentes del sistema que se han definido para abordar el problema bajo este nuevo enfoque.

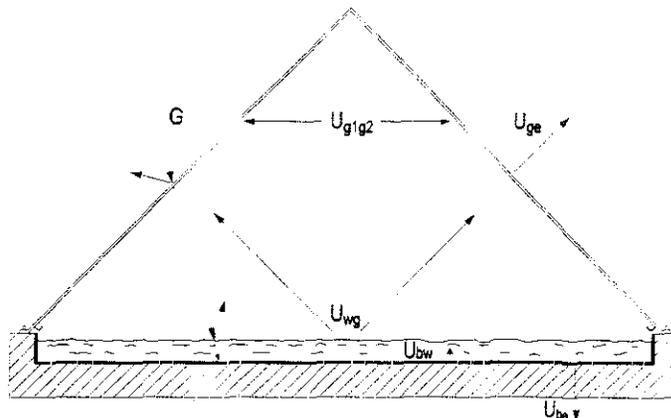


Fig. 43 Esquema general de los procesos de intercambio energético de los componentes principales del sistema.

La membrana colocada en el fondo del destilador actúa como un colector solar y absorbe la mayor parte de la energía incidente. El balance incluye las ganancias de calor debido a la acción del sol, y el intercambio de energía que se tiene con el agua y el ambiente a través de la base del equipo:

$$q_{alm} = q_{sol} - q_{fondo-agua} - q_{fondo-amb} \quad (35)$$

$$M_b C p_b \frac{\Delta T_b}{\Delta t} = q_{sol} - U_{bw} A_b (T_b - T_w) - U_{be} A_b (T_b - T_e) \quad (36)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para el caso de los vidrios condensadores, los términos a considerar son las ganancias por efecto de la energía solar, y las relaciones de intercambio energético con el agua, y entre los condensadores y el medio ambiente. Para el primer condensador:

$$q_{alm} = q_{sol} + q_{condensador1-agua} - q_{condensador1-condensador2} - q_{condensador1-ambiente} \quad (37)$$

$$M_{g1} Cp_{g1} \frac{\Delta T_{g1}}{\Delta t} = q_{sol} + U_{wg1} A_{g1} (T_w - T_{g1}) - U_{g1g2} A_{g1} (T_{g1} - T_{g2}) - U_{g1e} A_{g1} (T_{g1} - T_e) \quad (38)$$

La ecuación para el segundo vidrio condensador es análoga a la expresión anterior:

$$q_{alm} = q_{sol} + q_{condensador2-agua} - q_{condensador2-condensador1} - q_{condensador2-ambiente} \quad (39)$$

$$M_{g2} Cp_{g2} \frac{\Delta T_{g2}}{\Delta t} = q_{sol} + U_{wg2} A_{g2} (T_w - T_{g2}) - U_{g2g1} A_{g2} (T_{g2} - T_{g1}) - U_{g2e} A_{g2} (T_{g2} - T_e) \quad (40)$$

El agua tiene pérdidas de energía hacia los condensadores y ganancias por efecto del calentamiento directo del sol y del calor que se recibe del fondo:

$$q_{alm} = q_{sol} + q_{agua-fondo} - q_{agua-condensador1} - q_{agua-condensador2} \quad (41)$$

$$M_w Cp_w \frac{\Delta T_w}{\Delta t} = q_{sol} + U_{wb} A_w (T_b - T_w) - U_{wg1} A_w (T_w - T_{g1}) - U_{wg2} A_w (T_w - T_{g2}) \quad (42)$$

El término " q_{sol} " en cada una de las ecuaciones anteriores representa la cantidad de energía que gana el elemento considerado por efecto de la radiación solar, y depende de las características de incidencia de los rayos solares, así como de las propiedades ópticas de los materiales utilizados.

Los coeficientes globales de transferencia de calor "U", son dependientes de los modos de transmisión de la energía, y pueden ser por evaporación, radiación, conducción o convección, según sea el caso particular analizado.

Expresiones para calcular la radiación solar incidente sobre un plano

Ángulo horario, o desplazamiento angular del sol hacia el Este u Oeste con respecto al meridiano local debido a la rotación de la tierra:

$$\omega = 15 \cdot t \quad (43)$$

Posición angular del sol con respecto al plano del ecuador o declinación solar:

$$\delta = 23.45 \text{ sen} \left[\frac{360(284 + n)}{365} \right] \quad (44)$$

Longitud del día solar:

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan \delta \tan \phi) \quad (45)$$

Radiación total instantánea:

$$G = G_{max} \cos^{12} \left(\frac{180 \cdot t}{N} \right) \quad (46)$$

Radiación directa instantánea:

$$G_b = G_{bmax} \cos^{15} \left(\frac{180 \cdot t}{N} \right) \quad (47)$$

Radiación difusa instantánea:

$$G_d = G - G_b \quad (48)$$

Ángulo que forman los rayos del sol y la normal a un plano con orientación conocida:

$$\theta = \cos^{-1}(\sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega) \quad (49)$$

Ángulo que forman la vertical del lugar y los rayos solares:

$$\theta_z = \cos^{-1}(\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta) \quad (50)$$

Relación entre la radiación directa incidente sobre una superficie inclinada y una superficie horizontal:

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (51)$$

Relaciones para el cálculo de las características ópticas de los elementos del destilador

La energía solar que alcanza cada uno de los elementos del equipo de destilación se ve afectada por las características de los materiales utilizados. La

transmitancia, absorptancia y reflectancia, para radiación incidente no polarizada, se obtienen de la siguiente forma (Duffie y Beckman, 1991):

$$\tau = \frac{\tau_a}{2} \left[\frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \left(\frac{1-r_{\perp}^2}{1-(r_{\perp}\tau_a)^2} \right) + \frac{1-r_{\parallel}}{1+r_{\parallel}} \left(\frac{1-r_{\parallel}^2}{1-(r_{\parallel}\tau_a)^2} \right) \right] \quad (52)$$

$$\alpha = \frac{1-\tau_a}{2} \left[\left(\frac{1-r_{\perp}}{1-r_{\perp}\tau_a} \right) + \left(\frac{1-r_{\parallel}}{1-r_{\parallel}\tau_a} \right) \right] \quad (53)$$

$$\rho = \frac{1}{2} [r_{\perp}(1+\tau_a\tau_{\perp}) + r_{\parallel}(1+\tau_a\tau_{\parallel})] \quad (54)$$

donde:

$$\tau_{\perp} = \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \quad \tau_{\parallel} = \frac{1-r_{\parallel}}{1+r_{\parallel}} \quad (55)$$

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (56)$$

$$\tau_a = \exp\left(-\frac{k_{\text{ext}}L}{\cos\theta_2}\right) \quad (57)$$

$$\theta_2 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{n_1}{n_2} \text{sen}\theta_1\right) \quad (58)$$

Las ecuaciones anteriores se derivaron para el componente directo de la radiación solar que incide sobre un plano. Sin embargo, se pueden aplicar al componente difuso considerando que existe, para un amplio rango de condiciones encontradas en aplicaciones solares típicas, un ángulo equivalente que proporciona la misma transmitancia, que esencialmente es de 60°.

Por otra parte, la cantidad de energía transmitida por cada cubierta del destilador será diferente, por lo que se tendrá que hacer una consideración adicional para obtener la energía que alcanza el agua y el fondo. Esto se logra con una transmitancia media definida de la siguiente forma (Cooper, 1969):

$$\tau_m = \tau_1 f_1 + \tau_2 f_2 \quad (59)$$

Donde f_x representa la fracción con la que participa cada condensador y su valor depende de su orientación con respecto a los rayos del sol. Cabe hacer notar que cuando τ_m es igual a cualquiera de las dos transmitancias, solamente uno de los condensadores se encuentra expuesto a la radiación solar directa.

Coeficientes de transferencia de calor

En la transferencia de calor de las superficies condensadoras al ambiente exterior se han considerado los modos de convección y radiación:

$$U_{ge} = h_c + h_r \quad (60)$$

De acuerdo con **Watmuff et al. (1977)**, el coeficiente convectivo es:

$$h_c = 2.8 + 3.0v \quad (61)$$

En el intercambio de radiación entre la superficie y el exterior, el ambiente es considerado como un cuerpo negro con una temperatura equivalente (**Duffie y Beckman, 1991**):

$$h_r = \varepsilon\sigma(T_g^2 + T_s^2)(T_g + T_s) \quad (62)$$

En donde T_s está relacionada con la temperatura ambiente local por la siguiente expresión:

$$T_s = 0.0552T_o^{1.5} \quad (63)$$

La membrana del destilador puede estar montada sobre una estructura mixta de materiales, por ejemplo madera y aislante térmico, como es el caso del destilador experimental de campo estudiado. Por esto, las pérdidas hacia el exterior, a través de la base del equipo, se dan por conducción y convección. El coeficiente global de transferencia de calor para un sistema compuesto por varios materiales se calcula con la siguiente relación:

$$U_{be} = \left(\sum_{i=1}^n \frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_b} \right)^{-1} \quad (64)$$

La expresión anterior considera las propiedades térmicas y físicas de los materiales utilizados en la fabricación de la base, así como un coeficiente convectivo que se obtiene con el uso de la ec. (61).

La transferencia de calor del fondo hacia el agua se tiene básicamente por conducción:

$$U_{bw} = \frac{Nu \cdot k_w}{L_w} \quad (65)$$

y de acuerdo a como lo propone **Bejan (1996)**, tomando en cuenta la altura de la película de agua, el coeficiente de transferencia de calor correspondiente se obtiene de la siguiente manera:

$$Nu = 0.069Ra^{1/3} Pr^{0.074} \quad (66)$$

Los datos del agua requeridos para el cálculo de los números de Grashof y Prandtl se obtienen de tablas de propiedades físicas y termodinámicas.

En el intercambio de energía entre la superficie de agua en evaporación y las cubiertas condensadoras se tienen los modos de transferencia por convección, evaporación y radiación:

$$U_{wg} = h_c + h_e + h_r \quad (67)$$

Los primeros dos se obtienen con las relaciones que han sido propuestas por **Dunkle (1961)**:

$$h_c = 0.884 \left[T_w - T_g + \frac{P_w - P_g}{268.9 \times 10^3 - P_w} T_w \right]^{1/3} \quad (68)$$

y

$$h_e = 16.276 \times 10^{-3} h_c \frac{P_w - P_g}{T_w - T_g} \quad (69)$$

y el coeficiente de transferencia de calor por radiación se calcula con la siguiente expresión (**Duffie y Beckman, 1991**):

$$h_r = \frac{\sigma (T_w^2 + T_g^2) (T_w + T_g)}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \quad (70)$$

En este nuevo modelo, al considerar cada condensador de manera independiente, surge el intercambio de energía entre ambas placas, y por consiguiente un coeficiente global de transferencia de calor adicional. Considerando que en el

rango útil de temperaturas de un destilador solar sólo se tiene condensación del vapor de agua sobre la superficie interna de las placas, y una diferencia apreciable de temperaturas entre ellas, los modos de transmisión energéticos que aparecen son por convección y radiación, por lo que:

$$U_{g_1g_2} = h_c + h_r \quad (71)$$

Y las expresiones para las fracciones convectiva y radiativa se calculan de manera análoga al caso que se tiene entre el agua y el vidrio (Ecs. 68 y 69)

Relaciones de transferencia de masa

Se ha considerado la propuesta de extensión al modelo de Dunkle expuesta en la sección 5.6 de este texto para calcular la producción de destilado de cada placa condensadora en el modelo resultante. Las fracciones de área requeridas por el procedimiento se obtienen a partir de las relaciones geométricas que surgen del análisis de la sección triangular del destilador (Fig. 44):

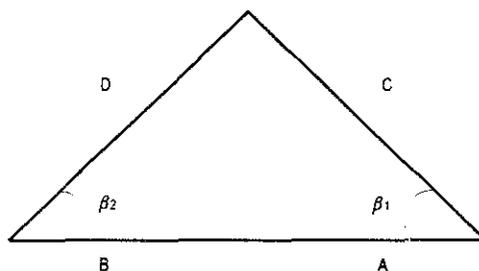


Fig 44 Geometría del destilador.

Donde:

$$C = \frac{1}{\frac{\text{sen } \beta_1 \cos \beta_2}{\text{sen } \beta_2} + \cos \beta_1} \quad \text{y} \quad D = \frac{1}{\frac{\text{sen } \beta_2 \cos \beta_1}{\text{sen } \beta_1} + \cos \beta_2} \quad (72)$$

Estas relaciones permiten, además, calcular las cantidades de masa de los condensadores requeridas por los términos de almacenamiento en las ecuaciones de balance.

Calibración del modelo

La calibración consiste en obtener un conjunto de valores de los parámetros que permiten que el modelo reproduzca adecuadamente el historial de las temperaturas y producciones del destilador. Entre estos valores se encuentran las características de los materiales utilizados en la fabricación del equipo, las condiciones iniciales y de operación.

Esto se efectuó con la ayuda de los resultados experimentales obtenidos del destilador de campo de gran sección. Se consideró la orientación en la que se inducen las asimetrías térmicas más fuertes, esto es, con los condensadores expuestos en dirección Este-Oeste. Se alimentaron los datos de velocidad del viento y temperatura ambiente al modelo, así como la información de la radiación solar del sitio. Los resultados obtenidos para las temperaturas experimentales y simuladas se muestran en la figura 45. El caso de las producciones de destilado para cada placa condensadora se muestra en la figura 46.

La figura 47 muestra las características del viento para el día de experimentación reportado. Dado que la energía de éste no es lineal con respecto a su velocidad, se ha graficado su potencia (WPD) para identificar los posibles efectos que tuviera sobre el desempeño del destilador. Éstos se aprecian claramente en la figura 45, donde alrededor de las 10:00h existe un notorio enfriamiento de los condensadores como respuesta a un incremento sostenido en la velocidad del viento.

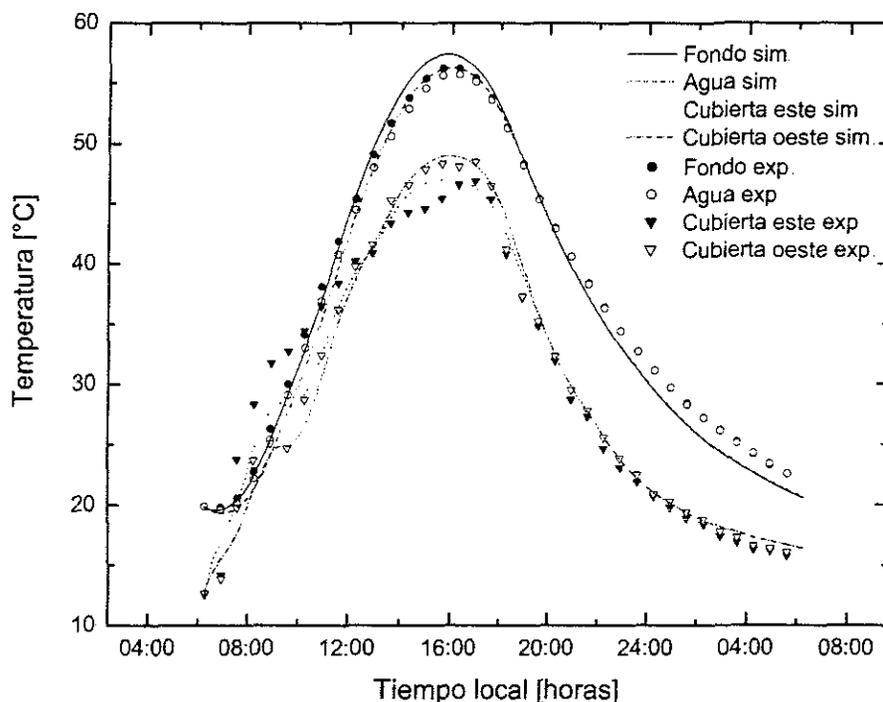


Fig. 45 Temperaturas experimentales y simuladas

Se puede apreciar que las producciones y las temperaturas de cada componente del destilador se reproducen adecuadamente, por lo que existe una gran correspondencia entre los datos obtenidos de los experimentos y los arrojados por el modelo.

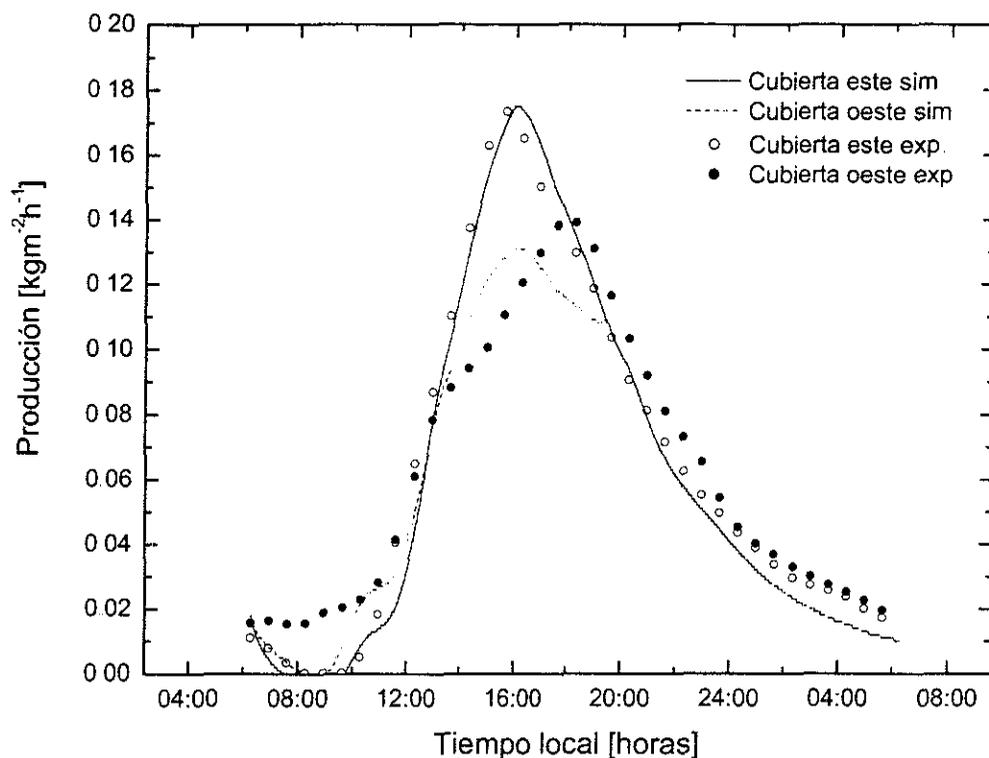


Fig. 46 Producciones experimentales y simuladas.

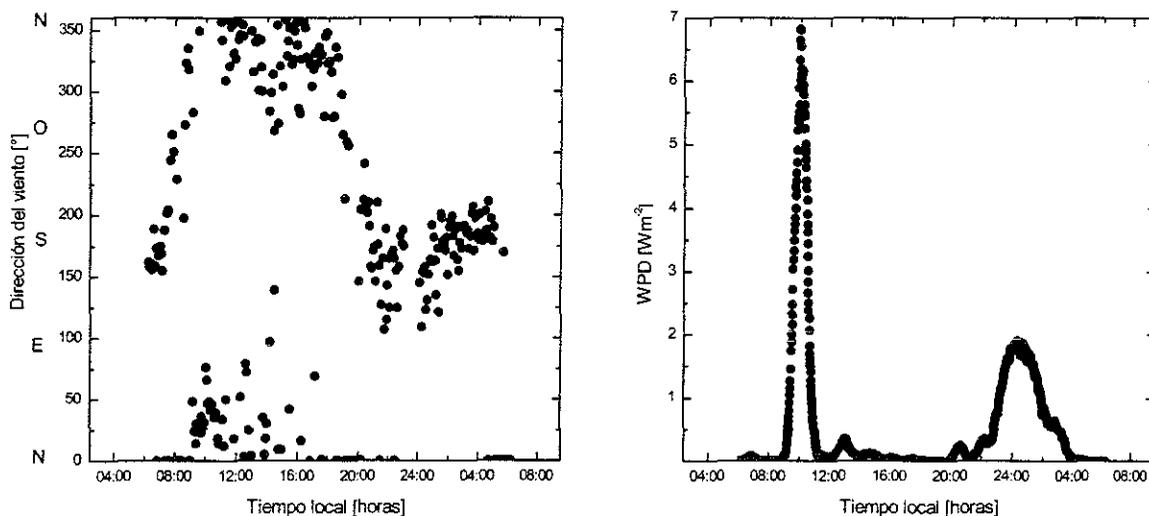


Fig. 47 Resultados experimentales del viento.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

7.3 Desarrollo de un simulador para el estudio de destiladores solares con cubierta condensadora de doble pendiente

El modelo descrito en la sección anterior se implementó en computadora con el lenguaje de programación C como plataforma. Se utilizó una interfaz gráfica de apoyo para la presentación de datos y resultados. Las ecuaciones diferenciales resultantes del análisis de parámetros concentrados (Ecs. 36, 38, 40 y 42) se resolvieron por un método numérico de uso común en computación científica, conocido como método de Runge-Kutta de cuarto orden, para obtener la evolución de las temperaturas y del destilado bajo condiciones iniciales dadas. Éste es un método de un solo paso con pequeños errores de truncado y poca sensibilidad a inestabilidades numéricas.

El programa desarrollado obtiene los coeficientes globales de transferencia de calor " U " tomando en consideración los mecanismos de intercambio energético que corresponden al elemento analizado (conducción, radiación, convección y evaporación), para las condiciones iniciales dadas. Posteriormente, se encuentran las fracciones de la energía solar absorbida, y se aplican los pasos requeridos por el método numérico a cada una de las cuatro ecuaciones diferenciales que describen las temperaturas.

Estas temperaturas se utilizan en las relaciones de transferencia de masa para conocer la producción de destilado. Las ecuaciones para calcular los coeficientes de transferencia de calor y las ganancias de energía por acción de la radiación solar se encuentran descritas en la sección 7.2.

En la solución se incorporaron funciones que permiten determinar la posición del sol con respecto al destilador, y calculan la transmitancia media que se utiliza para obtener las ganancias solares en los términos del agua y del fondo. En este sentido, se pueden presentar tres casos diferentes: Ausencia de radiación solar, que se tiene fuera del período del día solar; incidencia de radiación sobre el fondo a través de uno sólo de los condensadores, en cuyo caso se consideran los componentes directo y difuso de la energía solar para la placa expuesta al sol, mientras que para la placa oculta sólo se considera el componente difuso; y un tercer caso que se presenta cuando existe insolación del destilador a través de ambas placas condensadoras, que se soluciona mediante la relación de ángulos entre la orientación de las paredes inclinadas y la posición del sol (**Cooper, 1969**).

Las características de transmisión de la energía solar son diferentes para los componentes directo y difuso de la radiación. En el programa se ha definido un ángulo equivalente para radiación directa que presenta la misma transmitancia que la radiación difusa. Se ha encontrado que para un amplio rango de aplicaciones prácticas este ángulo es de 60° .

Las características obtenidas para los componentes directo y difuso se asocian con los datos de radiación solar solicitados al usuario a través de la interfaz del

programa para obtener las fracciones energéticas que se han de considerar para cada elemento del destilador.

En el caso de la estructura de la base del equipo, se utilizaron las propiedades y características de los materiales utilizados en el destilador, fabricado con madera y poliestireno.

La figura 48 muestra la interfaz gráfica del usuario (GUI) del simulador resultante, en donde se pueden apreciar los aspectos generales y los requerimientos de información del modelo.

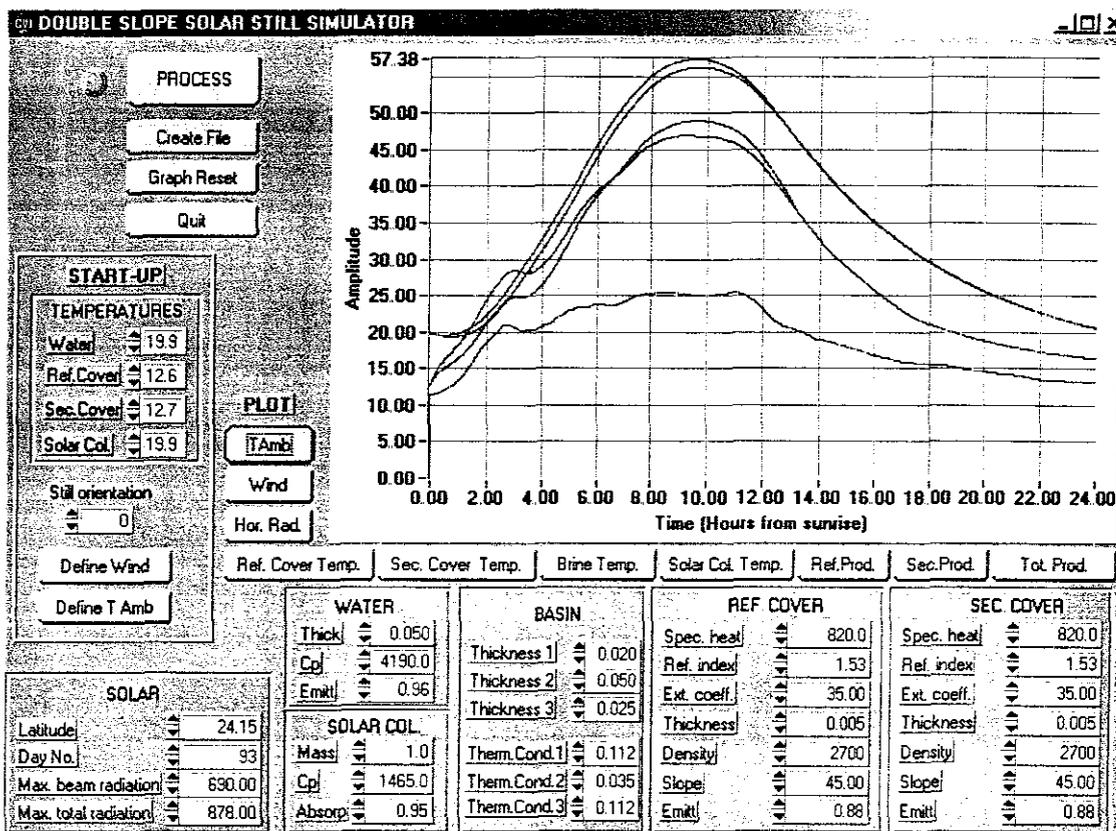


Fig. 48 Interfaz gráfica del simulador.

Entre las condiciones iniciales requeridas por el programa se encuentran las temperaturas de cada componente considerado dentro de las ecuaciones de balance; la orientación, que resulta un factor importante en destiladores solares con cubierta de doble pendiente; las características de la radiación solar, en sus valores extremos para un día y sitio determinados; así como las características físicas, térmicas y de radiación de los materiales utilizados.

El programa cuenta con la opción de definir una temperatura ambiente y velocidad del viento constantes, así como de utilizar datos generados por un modelo numérico o como resultado de las mediciones de un experimento.

Los resultados de las corridas se presentan de manera gráfica, y corresponden a las condiciones ambientales, temperaturas y producciones de cada condensador. De igual forma, se genera un archivo de datos, bajo petición del usuario, con los resultados de la corrida más reciente.

La información que aparece en la pantalla de la figura 48, sobre las características físicas y propiedades de los materiales, corresponde al destilador utilizado en los experimentos de campo, y por consiguiente se utilizaron para la calibración del modelo.

7.4 Análisis paramétrico de un destilador solar de sección triangular con una nueva herramienta de simulación

El simulador desarrollado se utilizó para identificar aquellos parámetros del nuevo modelo que tienen mayor influencia sobre la producción de un destilador solar de doble pendiente, así como sus efectos sobre cada una de las placas condensadoras. La información que a continuación se presenta es el resultado de efectuar las corridas del programa con las propiedades y características del sistema fijas, ya expuestas en la sección 7.3 de este texto, y con la variación del parámetro de interés.

La forma en que se modifica la producción de destilado al variar el espesor de la lámina de agua utilizada se muestra en la figura 49. Se aprecia una disminución prácticamente lineal de la producción al aumentar la cantidad de agua, así como una fuerte dependencia con respecto a este parámetro, ya que una variación de 6 cm produce un cambio de aproximadamente el 50% en la producción del equipo.

Otro parámetro que tiene gran influencia en el destilador es el coeficiente de extinción de los vidrios condensadores. En la figura 50 se muestran los resultados que permiten establecer que la diferencia que surge de utilizar cristales de diferente calidad puede deteriorar el desempeño del equipo en un 30%.

Para el caso de la velocidad del viento, mostrado en la figura 51, la dependencia es menos apreciable que los casos anteriormente estudiados. Para un sitio en el que se tengan vientos de 10 m/s, el destilado puede modificarse hasta en un 5%.

Las ecuaciones incorporadas en el modelo lo hacen sensible a la orientación y permiten estudiar la forma en que varía la producción bajo diferentes condiciones de este parámetro. La figura 52 presenta los resultados para el caso particular del sitio en el que se realizaron los experimentos. En esta figura, la cubierta 1 se encuentra expuesta en dirección Este para un acimut de 0°.

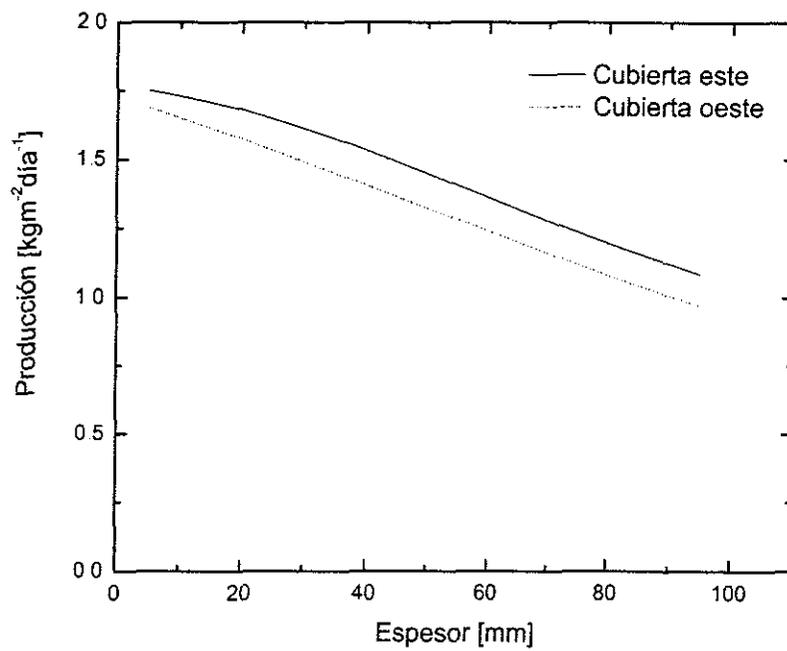


Fig. 49 Efectos del espesor de la lámina de agua sobre la producción de destilado.

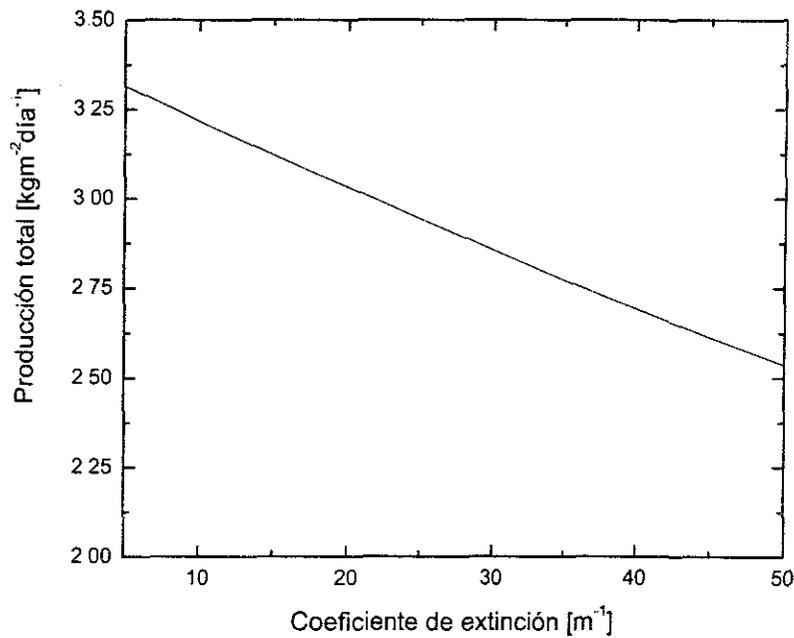


Fig. 50 Efectos del coeficiente de extinción de los condensadores sobre el destilado.

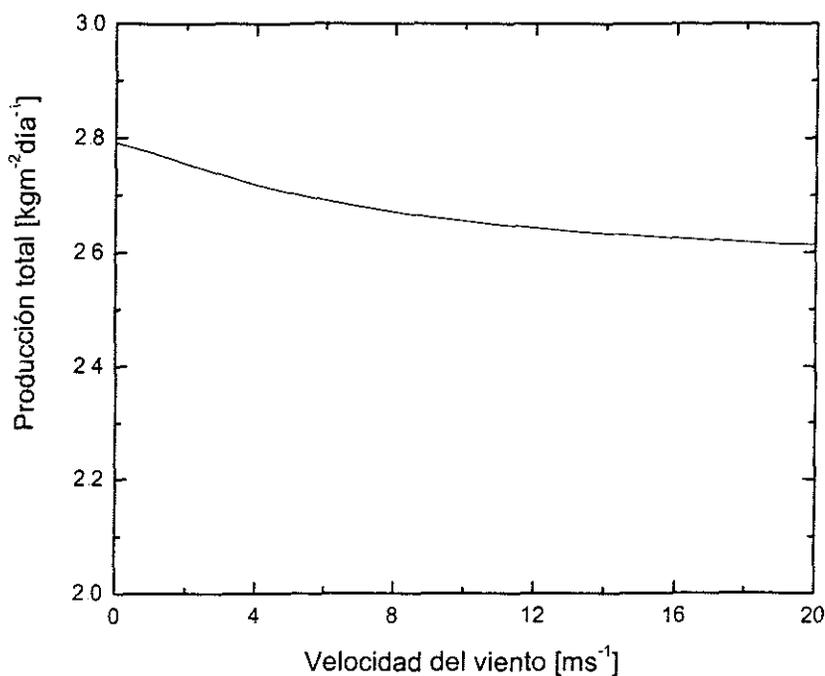


Fig. 51 Influencia de la velocidad del viento sobre la producción.

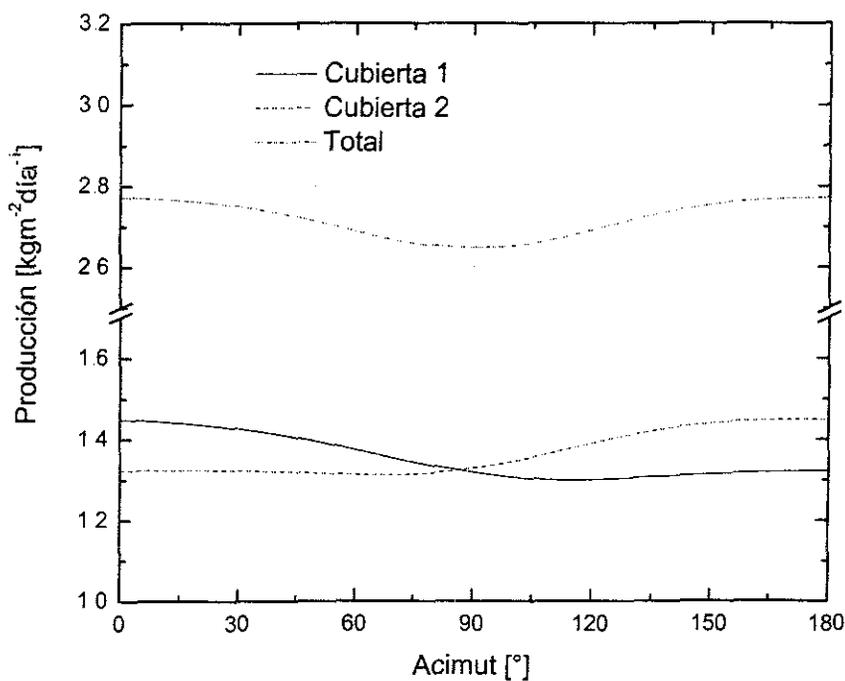


Fig. 52 Efectos de la orientación sobre la producción de destilado.

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Una revisión de esta gráfica permite establecer la orientación más conveniente, que es la que coincide con las placas expuestas en dirección Este-Oeste. La manera en que se instale el destilador puede producir efectos apreciables, y en este caso puede tener una variación del 5% en el total de la producción.

Los resultados de las asimetrías térmicas inducidas en los condensadores por efecto del sol, al variar el coeficiente de extinción y el grosor de los vidrios utilizados, se muestran en las figuras 53 y 54.

Entre mayor sea el valor del coeficiente de extinción, la asimetrías crecerán, así como el calentamiento de los vidrios. Esto se explica por el aumento en las pérdidas por absorción cuando los rayos cruzan la cubierta del destilador. El mismo efecto se tiene al incrementar el espesor de las placas condensadoras, con lo que se hacen más evidentes las diferencias en sus temperaturas.

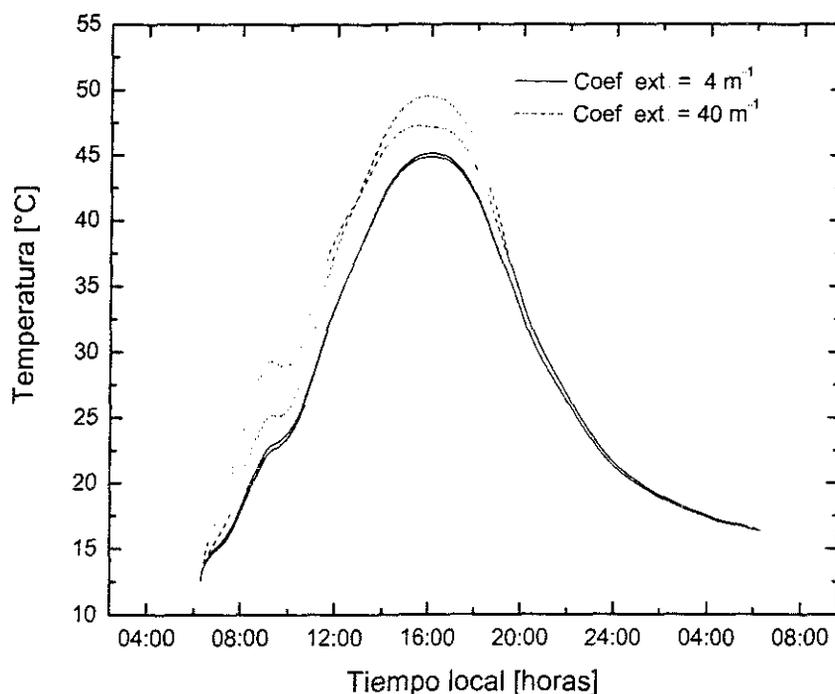


Fig. 53 Influencia del coeficiente de extinción sobre las asimetrías térmicas.

Una combinación adecuada de algunos parámetros de la cubierta del destilador, por ejemplo la orientación, el espesor y el material, permite inducir fuertes asimetrías, y por lo tanto, producciones diferentes en cada condensador. Esto se muestra en la figura 55, en donde se tiene el destilador con los condensadores expuestos en dirección Este-Oeste. Se puede apreciar una diferencia de temperaturas mucho mayor entre las placas condensadoras, de aproximadamente 10°C, además de que las temperaturas de la cubierta este siempre se conservan superiores a las temperaturas de la cubierta oeste.

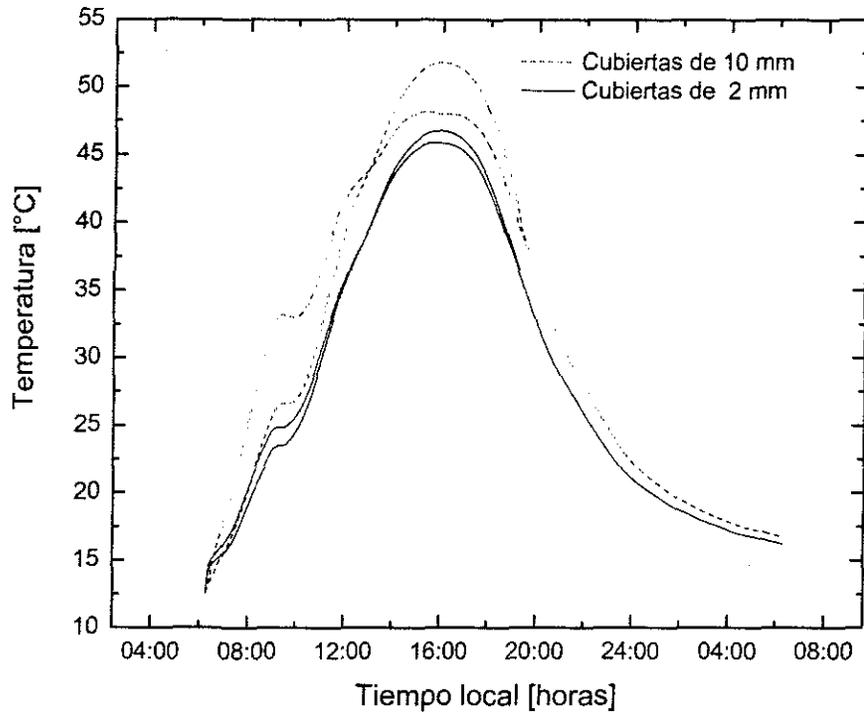


Fig. 54 Efecto del grosor de las cubiertas sobre las asimetrías térmicas.

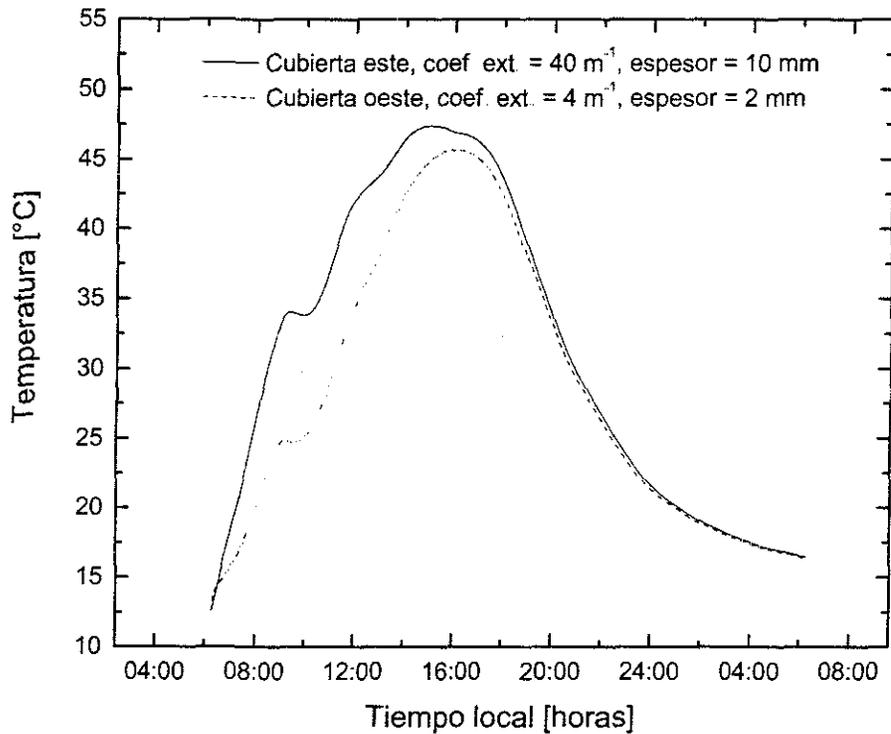


Fig. 55 Inducción de fuertes asimetrías térmicas.

8. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

El diseño y operación de un destilador solar con cubierta condensadora de doble pendiente implica consideraciones adicionales propias de su geometría. El conocimiento de sus particularidades, por ejemplo las diferencias en el desempeño de las placas de la cubierta, requiere de un trabajo experimental más minucioso y detallado. El desarrollo de novedosos instrumentos y sistemas, que se diseñaron específicamente para estas tareas, permitió examinar aspectos de los destiladores solares que no se habían abordado anteriormente. En esta sección se discuten los resultados más relevantes del trabajo de investigación.

8.1 Transferencia de calor y masa

La metodología que se aplica para el análisis de los destiladores solares, está fundamentada en las relaciones propuestas por **Dunkle (1961)**. Estas relaciones han sido ampliamente utilizadas haciendo algunas consideraciones prácticas que permiten simplificar las ecuaciones aplicables y predecir adecuadamente el fenómeno. Entre éstas se encuentra el de la geometría, que no se toma en cuenta en las relaciones básicas, ya que no se incluyen términos explícitos que permitan estudiar sus efectos.

En la literatura se reporta la práctica de incorporar aislante térmico en las paredes laterales del destilador de sección triangular con la finalidad de evitar pérdidas indeseables de calor. Esta medida resulta innecesaria, tal y como lo muestran los resultados del trabajo de laboratorio (Figs. 11 y 12), en donde se demuestra que la producción de los condensadores principales no se ve afectada por las condiciones térmicas de las superficies secundarias de condensación.

El trabajo que presenta **Porta (1997)**, sobre destiladores solares someros, muestra una gráfica característica de estos equipos. En ésta se muestra la tendencia lineal de los flujos de calor con respecto a las diferencias de temperaturas entre el evaporador y el condensador. Los resultados de las diferentes condiciones experimentales impuestas al destilador de doble pendiente mostraron una gran correlación con los equipos someros, lo que permitió desarrollar un modelo empírico para conocer las producciones de destiladores de pequeñas dimensiones. Este modelo se muestra en la ec. (5), y está fundamentado en el hecho de que la configuración geométrica del equipo no es un factor determinante en la producción de destilado.

Los resultados del trabajo de laboratorio con destiladores de sección triangular muestran producciones superiores a las que se obtienen con las relaciones propuestas por Dunkle. Esto obedece a que los coeficientes que aparecen en las relaciones de transferencia de calor y masa conocidas se desarrollaron para flujo turbulento, y no consideran la distancia que existe entre el evaporador y el condensador, lo que sugiere una aplicación conservadora de dichos modelos. Este hecho ha sido destacado por algunos autores (**Voropoulos, 2000**), que

recomiendan correcciones para el caso en que se opera con bajas diferencias de presiones en el interior de la cavidad.

La eficiencia del destilador de campo de gran sección resultó de 30.2%, menor a la presentada por los dispositivos someros, para los que se han encontrado eficiencias que varían entre el 30% y 50% (Cooper, 1973), y entre 20% y 50% (Khalifa, 2001). Esto coincide con la práctica, en donde las producciones diarias de estos últimos son superiores.

La transferencia de calor por convección en el destilador de campo representó una fracción energética muy pequeña, con una baja dependencia sobre las condiciones del sistema (Fig. 20). Se encontraron valores típicos máximos de $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ para este coeficiente, mientras que en la literatura se reportan valores de $2.2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ (Tiwari *et al.*, 1994). Por otro lado, el coeficiente evaporativo, cuyos resultados experimentales mostraron valores máximos de $24 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, contrasta con los obtenidos para destiladores de una sola pendiente, que se reportan con valores de $60 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ (Tiwari *et al.*, 1994), y otros que varían a lo largo del día con valores de $9 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ a $58 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ (Kumar y Tiwari, 1988).

Una característica muy particular del destilador de gran sección estudiado en el campo es su gran inercia térmica, representada en la figura 23. Durante la elevación del sol, las producciones no son considerables, y se vuelven importantes durante la tarde. De igual forma, las producciones nocturnas representan una fracción importante del total de destilado. Esto se debe a que los efectos inerciales desplazan las máximas temperaturas aproximadamente 4 h después del pico de insolación, y el volumen de agua utilizado produce un enfriamiento lento del sistema.

Otras características distintivas de este tipo de destilador, derivadas además de su gran inercia térmica, es el hecho de que el calor almacenado mantiene una producción continua durante las 24 horas. Además, existe un período, que coincide con las primeras horas de la mañana, durante el cual las temperaturas de las placas condensadoras son superiores a las del evaporador, frenando de esta manera la producción de agua destilada. Este período resultó ser una fracción muy importante de la duración del día solar. Sin embargo, sus efectos se ven disminuidos por las características inerciales del sistema.

Por otro lado, los efectos inerciales no se ven reflejados en el colector solar del equipo, ya que los máximos en las diferencias de temperaturas entre el agua y el colector coinciden con la tendencia observada en la curva de radiación solar (Figs. 17 y 19). Esto se explica por las características de aislamiento y la pequeña capacidad térmica de dicho elemento.

En un destilador con cubierta de doble pendiente y de grandes dimensiones, la dependencia entre las producciones de destilado y las diferencias en las presiones parciales del vapor de agua es lineal (Fig. 24). Para estas dimensiones, los

resultados mantienen congruencia con las relaciones de Dunkle, y con los trabajos experimentales de laboratorio efectuados con destiladores solares someros y de doble pendiente, lo que explica la misma tendencia observada en el modelo empírico desarrollado.

8.2 Transferencia de calor local

El procedimiento propuesto para abordar el estudio de la transferencia de calor local es novedoso, ya que no hay reportes en la literatura sobre su aplicación al trabajo de investigación de campo sobre convección natural en cavidades.

La determinación del coeficiente convectivo con el uso de termopares para la medición de las temperaturas, y de sistemas de adquisición de datos para el análisis de los perfiles térmicos y el cálculo de los gradientes térmicos en la superficie del condensador del destilador, permitió su aplicación en cavidades de grandes dimensiones estudiadas en condiciones reales de operación, y arrojó resultados muy particulares de las cavidades con geometría triangular.

El desarrollo incluyó consideraciones adicionales sobre el fluido de trabajo. Es común encontrar reportes en la literatura en donde se calculan las propiedades del medio con expresiones para aire seco en trabajos de destilación solar. En la aplicación del procedimiento se incluyeron ecuaciones que permiten tomar en cuenta la composición del aire húmedo.

Se identificó en todos los casos estudiados un flujo perturbado, ya que los registros de temperaturas presentaron fluctuaciones alrededor de un valor medio, que mantienen gran similitud con una de las características de un flujo turbulento (Fig. 28). Estas fluctuaciones son función de dos parámetros: la distancia a la pared y la temperatura. Existe además un patrón no lineal en ambas dependencias (Fig. 29), ya que su presencia se hace más evidente en una región cercana a las paredes, mientras que en la región central se ven disminuidas por las características estancas del fluido. Además, las fluctuaciones más fuertes no coinciden con las temperaturas más altas, lo que sugiere la presencia de los efectos propios del régimen del flujo o de geometría de la cavidad.

Este fenómeno fue recientemente estudiado en cavidades de sección cuadrada (Tian y Karayiannis, 2000), y se reportan fluctuaciones de temperaturas con un patrón simétrico con respecto a la distancia entre las paredes de la cavidad, a diferencia de las grandes asimetrías encontradas en la cavidad triangular (Fig. 35). Los perfiles térmicos mantienen una estrecha relación para ambos casos, con fuertes gradientes en la vecindad de las paredes de las cavidades.

Atendiendo a la relación existente entre el coeficiente de transferencia de calor local y los gradientes térmicos en la vecindad de la pared, se distingue una relación no lineal con respecto a la temperatura de la base (Fig. 27). Los gradientes crecen conforme la temperatura se incrementa hasta un valor máximo,

después del cual disminuyen. Esto implica que no necesariamente las temperaturas más altas presentarán los coeficientes locales más grandes

Los resultados más reveladores de la transferencia de calor local, obtenidos del trabajo experimental bajo diferentes condiciones de la cavidad triangular, se encuentran en el coeficiente dimensional de transferencia de calor. En este sentido, no se encontraron diferencias atendiendo a la naturaleza del fluido, esto es, para los casos de aire y una mezcla de aire y vapor de agua (Figs. 31 y 36). En cambio, existe una diferencia significativa en este coeficiente cuando las dimensiones de la cavidad son diferentes. Para la cavidad pequeña, se tienen valores medios de $3.5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, mientras que para una cavidad de grandes dimensiones, este coeficiente se ve disminuido a valores medios de $2.3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

A pesar de la variación espacial del coeficiente de transferencia de calor, el punto en el que se determinaron las características locales en las cavidades estudiadas resulta ser representativo del coeficiente global del sistema. Esto se puede observar al comparar los resultados con el trabajo de **Sharma y Mullick (1991)**, en donde se reporta un estudio específico de los coeficientes de transferencia de calor de un destilador solar de doble pendiente. En este trabajo, que cubre un amplio rango de temperaturas del agua (29°C a 81°C), se encontraron valores del coeficiente convectivo que oscilan entre $1.9 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ y $3.55 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Esto mantiene una gran concordancia con los coeficientes locales obtenidos del trabajo experimental con las cavidades estudiadas, que para los casos de un medio con aire y una mezcla de aire y vapor de agua, resultaron entre $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ y $3.6 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Durante los experimentos se presentó un patrón de temperaturas que muestra un flujo oscilatorio con números de Rayleigh para la cavidad pequeña menores a 1.2×10^7 , mientras que en la cavidad de grandes dimensiones alcanzaron el valor de 9.2×10^9 . De acuerdo con **Bejan (1995)**, el criterio para que se mantenga un flujo laminar es un número de Grashof menor a 1.5×10^9 y dado que en la operación del destilador solar se tiene un rango de temperaturas muy variables, el flujo estará caracterizado por encontrarse en un régimen de estado transitorio. Algunos autores han realizado estudios en cavidades rectangulares y lo clasifican como un flujo con bajo nivel de turbulencia (**Tian y Karayiannis, 2000**).

La falta de coincidencia en los valores del número de Rayleigh observados en las gráficas de la figura 37, obedecen a que son casos para los que existen diferencias en el fluido y en las condiciones ambientales. Para el aire húmedo se consideró un número de Grashof especial, que incluye una diferencia de temperaturas modificada y un calor específico distintivo del medio.

8.3 Resultados del trabajo de modelado matemático

La revisión de la literatura especializada en el tema de la destilación solar mostró la aplicación de los mismos esquemas de modelado a equipos con diferente

configuración geométrica, y en especial a los más comunes que son los someros y los de cubierta de doble pendiente. Estos modelos están basados en las relaciones propuestas por Dunkle y en los balances energéticos de los tres elementos principales del equipo: fondo, agua y cubierta condensadora. Este tipo de análisis no permite estudiar en detalle los destiladores de sección triangular.

El trabajo experimental de campo, realizado sobre un destilador de grandes dimensiones mostró diferencias apreciables en las temperaturas de los condensadores cuando el equipo se sujeta a diferentes orientaciones. Las asimetrías más pronunciadas en las temperaturas se encontraron para los condensadores expuestos en dirección Este-Oeste, mientras que para una dirección Norte-Sur resultaron mínimas (Fig. 38). El registro continuo de las producciones con el equipo automático evidenció diferencias importantes en las producciones instantáneas de destilado (Fig. 40).

Dado que no existen reportes de un método para estudiar las diferencias en los condensadores, la primera fase en la modelación de estas particularidades consistió en la reproducción de las producciones a partir de las temperaturas del sistema. Esto se logró con una propuesta de extensión al modelo de Dunkle, que se apoya en las ecuaciones que permiten calcular las fracciones evaporativa y convectiva del fenómeno, y un procedimiento que toma en cuenta la superposición de los efectos térmicos y de superficie del sistema condensador (Ecs. 30-34).

Los resultados de dicha extensión son bastante satisfactorios, ya que las producciones de destilado se reproducen con bastante fidelidad para todos los casos estudiados, así como la tendencia observada a frenar el proceso por la presencia de inversiones en las temperaturas del evaporador y el condensador durante las primeras horas de la mañana.

La segunda fase en la modelación de equipos con esta geometría en particular consistió en la reproducción de las temperaturas del sistema. La diferencia con los modelos utilizados hasta hoy radica en la existencia de dos placas condensadoras en lugar de una. Esto implica, en un análisis de parámetros concentrados, la inclusión de un balance de energía correspondiente a un cubierta adicional. Las expresiones resultantes de dichos balances se muestran en las ecs. (35) a (42).

Dado que el interés se centró en los detalles del desempeño de las placas condensadoras, se consideraron las ecuaciones completas para el cálculo de las características de la transmisión de la energía, y se utilizó el procedimiento propuesto por Cooper (1969), para tomar en cuenta la aportación de ambas placas a la energía recibida por el agua y el colector solar. Se incluyó además, una expresión que permitió considerar la altura de la película de agua (Bejan, 1996).

Para la validación del modelo se determinaron los parámetros que corresponden a los materiales y características constructivas del destilador, y se midieron

experimentalmente las temperaturas y las condiciones ambientales. Con esta información se conformaron las condiciones iniciales, así como los datos de la velocidad del viento utilizados en la corrida.

El modelo desarrollado reproduce adecuadamente las temperaturas del sistema, las asimetrías térmicas y, sobre todo, las producciones de destilado de cada placa condensadora.

La integración de las expresiones para el cálculo de las ganancias solares, la transferencia de energía entre los elementos del sistema con los coeficientes adecuados, y la solución de las ecuaciones de balance de energía, conformó una herramienta de simulación desarrollada alrededor de un lenguaje de alto nivel. La complez del sistema es tal que permite manipular a detalle todos los parámetros que intervienen durante el proceso de la solución.

Con la herramienta desarrollada se hizo posible el estudio paramétrico del destilador atendiendo a las características propias de un equipo de sección triangular. Los parámetros que reflejaron mayor influencia sobre la producción, son el coeficiente de extinción de los vidrios y el espesor de la lámina de agua (Figs. 49 y 50), que producen una caída más o menos lineal al incrementarse, mientras que el incremento en la velocidad del viento tiende a disminuir la producción de manera apreciable y en forma asintótica.

Los resultados modelados de la producción con respecto a la orientación del equipo coinciden con los experimentos de campo. Las máximas producciones se obtienen para los condensadores expuestos en dirección Este-Oeste (Fig. 52), y el cambio en el destilado es comparable a los efectos producidos por el viento.

En lo que respecta a las asimetrías térmicas que se presentan en los condensadores, se tienen los mismos efectos con el uso de vidrios con coeficientes de extinción grandes o espesores gruesos (Figs. 53 y 54), ya que en ambos casos se hacen más evidentes las diferencias en las temperaturas inducidas por el sol. Con el uso de cubiertas delgadas y de buena calidad, dichas diferencias pueden resultar inapreciables.

Este análisis paramétrico muestra la importancia en la selección de los materiales de la cubierta de un equipo de destilación, ya que es posible inducir asimetrías térmicas que benefician el proceso de producción de destilado, e incluso aumentar su eficiencia. Estos resultados no sólo son aplicables a los destiladores de sección triangular, ya que también resultan útiles en los destiladores someros. La incorporación de una cubierta lo suficientemente delgada, con características ópticas adecuadas, incrementaría la eficiencia del equipo, lo que sugiere trabajo de investigación en nuevos materiales para destilación solar.

CONCLUSIONES

El trabajo experimental demostró que la geometría no tiene influencia en la producción de los destiladores solares de pequeñas dimensiones. Con la información obtenida se desarrolló un nuevo modelo empírico para predecir el destilado, y se validó para equipos someros y de sección triangular.

Las relaciones de Dunkle deben ser consideradas como un modelo básico para estimar y predecir las producciones de un destilador solar, y su aplicación debe tomar en cuenta sus limitaciones. Los destiladores de diferentes dimensiones tienen producciones de destilado que difieren de las predicciones de este modelo. Lo anterior refuerza la hipótesis de que el modelo requiere de consideraciones adicionales, ya que tiene simplificaciones que limitan su aplicabilidad.

El modelo de parámetros concentrados, desarrollado con base en el análisis de 4 elementos del destilador, lo constituyen un modelo básico para la obtención de los coeficientes de transferencia de calor convectivos y evaporativos (**Dunkle, 1961**), un nuevo método a manera de extensión de este modelo para la estimación de los destilados de cada cubierta, y las expresiones matemáticas necesarias para tomar en cuenta las características constructivas y ópticas de los materiales. Este modelo reproduce adecuadamente el desempeño de un destilador de doble pendiente y hace posible el análisis de las temperaturas y producciones de los condensadores de manera independiente.

Durante la operación del destilador solar se producen condiciones asimétricas en las temperaturas de los condensadores, lo que se traduce en diferencias en su desempeño. Estas asimetrías son producto de la orientación de cada cubierta, que resulta en características de incidencia del componente directo de la radiación solar propias de cada condensador. Las asimetrías pueden verse beneficiadas o disminuidas por las características de los materiales; el espesor y la calidad de los condensadores tendrán una influencia apreciable sobre la producción del equipo.

Las temperaturas de los condensadores y el evaporador varían fuertemente durante el curso del día. Esto impone condiciones térmicas en el sistema que fluctúan entre las que coinciden con las de una cavidad calentada en la parte superior, hasta aquellas que coinciden con una cavidad con calentamiento en el fondo y enfriamiento en las paredes laterales. Los patrones de flujo que adopta el fluido son, por consiguiente, bastante complejos y existen en todo momento regiones considerables dentro de la cavidad que tienen una pobre participación en los procesos de transferencia de calor y masa.

El fluido en la cavidad de destilación presenta un flujo perturbado con una dependencia térmica y espacial no lineal. Algunos de sus efectos se traducen en fluctuaciones térmicas que ocurren por la variación impredecible en las condiciones de frontera del sistema, impuestas por el medio ambiente, natural o

controlado, y se presentan con mayor magnitud en la vecindad de las paredes del sistema.

Se evaluó, con resultados satisfactorios, un nuevo procedimiento de estudio de las características locales del coeficiente convectivo de transferencia de calor. Los resultados son representativos, en términos generales, de las características globales del comportamiento térmico de las paredes del destilador. En este sentido, y atendiendo a la naturaleza del fluido, no se encontraron diferencias apreciables entre el coeficiente convectivo local para un fluido constituido por aire, y una mezcla de aire y vapor de agua. En cambio, las dimensiones de la cavidad establecieron una gran diferencia en dicho coeficiente para ambos fluidos, que disminuye conforme aumenta el tamaño del destilador.

Finalmente, la orientación de un equipo de sección triangular tiene una influencia apreciable en la producción diaria del destilador. Su contribución es comparable al de otros parámetros, por ejemplo la velocidad del viento. Sin embargo, el diseño de un equipo de esta naturaleza debe enfocarse en aquellos parámetros que representan una contribución más importante al desempeño del mismo, esto es, láminas delgadas de salmuera, y cubiertas condensadora de poco espesor y con coeficientes de extinción pequeños.

RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

La destilación solar es un tema de estudio que no está agotado; existen aspectos prácticos y de investigación básica que requieren ser examinados, a fin de avanzar en el entendimiento de los fenómenos de transporte que ocurren en estos sistemas.

Los modelos más utilizados en destilación solar han sufrido pocas adecuaciones desde que fueron desarrollados. Actualmente requieren de correcciones para incluir aspectos que no han sido considerados, y así conformar un modelo de aplicación más generalizada. A falta de expresiones específicas de estas aplicaciones para los coeficientes de transferencia de calor, se siguen utilizando relaciones obtenidas de otros casos experimentales. Un caso particular es el coeficiente del condensador al ambiente exterior, presentado por Watmuff, que se desarrolló para una placa vertical de cobre.

Los modelos obtenidos en este trabajo pueden ser utilizados para plantear el diseño de destiladores con eficiencias superiores. Se pueden plantear trabajos experimentales con equipos de destilación en los que la producción se vea aumentada con el uso de nuevos materiales y características geométricas.

Una cavidad es resonante por naturaleza, y las relaciones existentes entre los flujos principales, las inestabilidades y las características de la cavidad no han sido exploradas. Es un aspecto que recientemente se ha abordado en cavidades con geometrías básicas. Por otro lado, la visualización del flujo, con técnicas ópticas y sistemas de procesamiento digitales, promete resultados originales y son técnicas que de manera limitada han sido aplicadas a los destiladores solares.

El aprovechamiento de los avances tecnológicos para implantar montajes experimentales complejos, así como para asistir los procesos de producción de agua potable a gran escala, es otro aspecto de estudio cuyos resultados redundarán en un mayor beneficio social.

REFERENCIAS

Adhikari R., Kumar A., Kumar A. Estimation of mass-transfer rates in solar stills. *International Journal of Energy Research* 1990;14:737-744.

Akash B., Mohsen M., Nayfeh W. Experimental study of the basin type solar still under local climate conditions. *Energy Conversion and Management* 2000;41:883-890.

Baker D. A technique for the precise measurement of small fluid velocities. *Fluid Mechanics* 1966; 26:573-575.

Baum V., Bairamov R. Heat and mass transfer processes in solar stills of hotbox type. *Solar Energy* 1964;8(3):78-82.

Bejan A. *Convection Heat Transfer*. Wiley, New York 1995.

Cheng K., Kim Y. Flow visualization studies on vortex instability of natural convection flow over horizontal and slightly inclined constant-temperature plates. *ASME Journal of Heat Transfer* 1998;110:608-615.

Clark J. The steady-state performance of a solar still. *Solar Energy* 1990;44(1):43-49.

Cooper P. The absorption of radiation in solar stills. *Solar Energy* 1969;12:333-346.

Cooper P. Heat and mass transfer within a solar still envelope. ISES Congress, The sun in the service of mankind 1973;Part II, E 49, Paris, France.

Cooper P., Read W. Design philosophy and operating experience for Australian solar stills. *Solar Energy* 1974;16(1):1-8.

Djebedjian B., Rayan M. Theoretical investigation on the performance prediction of solar still. *Desalination* 2000;128:139-145.

Duffie J., Beckman W. *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, New York 1991.

Dunkle R. Solar water distillation: the roof type still and a multiple effect diffusion still. *ASME International Developments in Heat Transfer* 1961;Part 5:895-902.

El-Sebaili A. Effect of wind speed on some designs of solar stills. *Energy Conversion and Management* 2000;41:523-538.

Flack R., Witt C. Velocity measurements in two natural convection air flows using a laser velocimeter. *ASME Journal of Heat Transfer* 1979;101:256-260.

Flack R., Konopnicki T., Rooke J. The measurement of natural convective heat transfer in triangular enclosures. *ASME Journal of Heat Transfer* 1979;101:648-654.

Flack R. The experimental measurement of natural convection heat transfer in triangular enclosures heated or cooled from below. *ASME Journal of Heat Transfer* 1980;102:770-772.

Flack R., Brun K., Schnipke R. Measurement and prediction of natural convection velocities in triangular enclosures. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 1995;16:106-113.

Fujii T., Imura H. Natural convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1972;15(4):755-767.

Hamady F., Lloyd J., Yang K., Yang H. A study of natural convective in a rotating enclosure. *ASME Journal of Heat Transfer* 1994;116:136-143.

Imberger J. Natural convection in a shallow cavity with differentially heated end walls, part 3: experimental results. *Fluid Mechanics* 1974;65:246.

Khalifa N. Natural convective heat transfer coefficient – a review I. Isolated vertical and horizontal surfaces. *Energy Conversion and Management* 2001;42:491-504.

Kiatsiriroat T., Bhattacharya S., Wibulswas P. Prediction of mass transfer rates in solar stills. *Energy* 1986;11(9):881-886.

Kierkus W. An analysis of laminar free convection flow and heat transfer about an inclined isothermal plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1968;11(2):241-253.

Kimura S., Bejan A. Experimental study of natural convection in a horizontal cylinder with different end temperatures. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1980; 23:1117-1126.

Kumar A., Tiwari G. Effect of temperature dependent internal heat transfer on the performance of a solar still. *Solar Energy* 1988;6:51-66.

Lam S., Gani R., Symons J. Experimental and numerical studies of natural convection in trapezoidal cavities. *ASME Journal of Heat Transfer* 1989;111:372-377.

Malik M., Tiwari A., Kumar A., Sodha M. *Solar Distillation*. Pergamon Press, Oxford 1982.

- Mathioulakis E., Voropoulos K., Belessiotis V. Modeling and prediction of long-term performance of solar stills. *Desalination* 1999;122: 85-93.
- Morse R., Read W. A rational basis for the engineering development of a solar still. *Solar Energy* 1968;12:5-17.
- Porta M., Chargoy N., Fernández J.L. Extreme operating conditions in shallow solar stills. *Solar Energy* 1997;61(4):279-286.
- Porta M., Rubio E., Fernández J. Experimental measurement of the water-to-cover heat transfer coefficient inside shallow solar stills. *Applied Thermal Engineering* 1998;18(1-2):69-72.
- Poulikakos D., Bejan A. Natural convection experiments in a triangular enclosure. *ASME Journal of Heat Transfer* 1983;105:652-655
- Sartori E. Solar still versus solar evaporator: a comparative study between their thermal behaviors. *Solar Energy* 1996;56(2):199-206.
- Sharma V., Mullick S. Estimation of heat-transfer coefficients, the upward heat flow, and evaporation in a solar still. *ASME Journal of Solar Energy Engineering* 1991;113:36-41.
- Sharma V., Mullick S. Analysis of heat transfer coefficients and evaporation in a solar still. *International Journal of Energy Research* 1992;16:517-531.
- Shawaqfeh A., Farid M. New development in the theory of heat and mass transfer in solar stills. *Solar Energy* 1995;55(6):527-535.
- Singh A., Tiwari G., Sharma P., Khan E. Optimization of orientation for higher yield of solar still for a given location. *Energy Conversion and Management* 1995;36(3):175-187.
- Sodha M., Singh U., Kumar A., Tiwari G. Transient analysis of solar still. *Energy Conversion and Management* 1980;20:191-195.
- Sparrow E., Gregg J. The variable fluid property problem in free convection. *ASME Journal of Heat Transfer* 1958;80:879-886.
- Sparrow E., Husar R., Goldstein R. Observations and other characteristics of thermals. *Fluid Mechanics* 1970;41:793-800.
- Tian Y., Karayiannis T. Low turbulence natural convection in an air filled square cavity. Part II: the turbulence quantities 2000;43:867-884.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- Tiwari G., Lawrence S. New heat and mass transfer relations for a solar still. *Energy Conversion and Management* 1991;31(2):201-203.
- Tiwari G., Thomas J., Khan E. Optimization of glass cover inclination for maximum yield in a solar still. *Heat Recovery Systems and CHP* 1994;14:4.
- Tiwari G., Minocha A., Sharma P., Sharma P., Khan M. Simulation of convective mass transfer in a solar distillation process. *Energy Conversion and Management* 1997;38(8):761-770.
- Toure S., Meukam P. A numerical model and experimental investigation for a solar still in climatic conditions in Abidjan (Cote d'Ivoire). *Renewable Energy* 1997;11(3):319-330.
- Toyama S., Aragaki T., Salah H., Murase K. Dynamic characteristics of a multistage thermal diffusion type solar distillator. *Desalination* 1987;67:21-32.
- Vedhanayagam M., Lienhard J., Eichhorn R. Method for visualizing high Prandtl number heat convection. *ASME Journal of Heat Transfer* 1979;101:571-573.
- Voropoulos K., Mathioulakis E., Belessiotis V. Transport phenomena and dynamic modeling in greenhouse-type solar stills. *Desalination* 2000;129:273-281.
- Watmuff J., Charters W., Proctor D. Solar and wind induced external coefficients solar collectors. *Revue Internationale Heliotechnique* 1977; 2:56.
- Yadav Y. Indoor simulation of a basin-type solar still. *Solar Energy* 1990;8:31-40.
- Zhao-Zhuang L., Bu-Xuan W., Jia-Yu X. A method for researching natural convection heat transfer from a non-isothermal vertical plate by infra-red thermovision. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991;34(11):2813-2818.

ANEXO. INCERTIDUMBRES EXPERIMENTALES

Las incertidumbres presentes en el estudio realizado se ven influenciadas por errores de tipo fijo y aleatorio, y dada la naturaleza experimental del trabajo los errores inherentes a la instrumentación utilizada definirán la magnitud de estas incertidumbres.

En lo que concierne a los instrumentos de medición, las temperaturas se midieron con termopares tipo J. Estos elementos de medición tienen un límite de error de 0.75% y se conectaron a un equipo multicanal comercial de 12 canales con una precisión de $\pm 0.1^\circ\text{C}$

Los resultados en estado permanente se obtuvieron con 4h de mediciones con intervalos de muestreo de 20s. De acuerdo con **Keenan (1990)**, un intervalo de confianza puede ser estimado a partir de un juego de datos de la siguiente manera:

$$\bar{X} \pm \frac{ts}{n}$$

Donde t es un valor que depende del nivel de probabilidad seleccionado para el intervalo, y se obtiene de tablas; s es el estimado de la desviación estándar, y n el número de mediciones utilizadas en el cálculo del valor medio \bar{X} .

La desviación estándar se estimó con la siguiente relación:

$$s = \frac{\sum (x_i - \bar{X})^2}{n-1}$$

Atendiendo a lo anterior, el error de precisión para las temperaturas, estimado para un nivel de confianza de 95% resulta ser de $\pm 0.145^\circ\text{C}$.

Las mediciones de la radiación solar se efectuaron con un piranómetro calibrado por el fabricante contra un PSP (piranómetro espectral de precisión), con un error típico esperado de $\pm 3\%$. La velocidad y la dirección del viento se midieron con sensores que tienen un error de linealidad de $\pm 1\%$, y la producción de destilado se midió con un instrumento calibrado con cilindros graduados para un error de precisión de $\pm 1\%$.

La información meteorológica se midió con un sistema de adquisición de datos con entradas analógicas de tipo diferencial y convertidor analógico a digital con resolución de 16 bits. Este instrumento cuenta con una exactitud de $\pm 0.05\%$.

El error total para la temperatura, bajo la consideración de que los errores fijos fueron calibrados con el uso de un *Thermistor Heart Scientific* con una precisión de 0.01°C , y tomando en cuenta las características del equipo de registro, se

estimó con el método de combinación RSS (*root-sum-square*) de la siguiente manera:

$$U_T = \left(\sum_{i=1}^n U_i^2 \right)^{1/2} = \pm 0.176^\circ\text{C}$$

Donde U_T representa la incertidumbre total de las temperaturas.

Las simplificaciones lineales efectuadas para obtener el modelo empírico, que se desarrolló a partir de los resultados experimentales obtenidos del destilador pequeño, conllevan errores adicionales. En el peor de los casos se comprobó que tiene un error relativo de 7.3%, mientras que para altas temperaturas este error cae a un valor de 2.8%, con lo que mejoran notablemente las predicciones del modelo en la región que representa ser la más productiva en los destiladores solares.