



**UNIVERSIDAD JUÁREZ AUTÓNOMA DE TABASCO**  
DIVISIÓN ACADÉMICA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA



**Análisis experimental del  
comportamiento térmico de una  
chimenea solar de un canal**

**TESIS**

para obtener el grado de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería**

**Presenta:**

Ing. María Magdalena Villar Ramos

**Director:**

Dra. Karla María Aguilar Castro



**UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO**

“ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE”



**División  
Académica  
de Ingeniería  
y Arquitectura**



**DIRECCIÓN**

**OFICIO:** DIR/DAIA/1317/2019  
**FECHA:** 31 de mayo de 2019  
**ASUNTO:** El que se indica

**C. ING. MARÍA MAGDALENA VILLAR RAMOS  
PASANTE DE LA MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA  
PRESENTE.**

En virtud de haber elaborado su trabajo de Tesis denominado:

**“ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UNA CHIMENEA  
SOLAR DE UN CANAL”**

Para obtener el grado de Maestro en Ciencias en Ingeniería y en el cual el Dra. Karla María Aguilar Castro ha sido el Directora de Tesis.

Tengo a bien autorizarle la **IMPRESIÓN DEFINITIVA** de dicho trabajo, continuando con los trámites correspondientes para su examen de obtención de grado.

Sin otro particular, le envío un afectuoso saludo.

**ATENTAMENTE**

**UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO  
DIVISIÓN ACADÉMICA DE  
DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**

**DR. GERMÁN PÉREZ HERNÁNDEZ  
DIRECTOR**



**DIRECCIÓN**

C.c.p. Archivo

DR. GPH/ DRA' MAAL/apl"



**UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO**

"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"



**División  
Académica  
de Ingeniería  
y Arquitectura**



**JEFATURA DEL ÁREA DE POSGRADO**

Cunduacán, Tabasco, a 24 de mayo de 2019  
**MEM/MCI/013/2019**

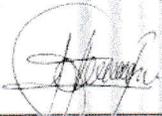
**PARA: DR. GERMÁN PÉREZ HERNÁNDEZ**  
DIRECTOR DE LA DAIA  
**DE: COMISIÓN SINODAL**  
**ASUNTO: APROBACIÓN DE IMPRESIÓN TESIS DE MAESTRÍA**

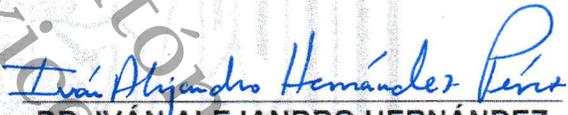
Una vez hecha la revisión detallada del Trabajo de Tesis denominado:

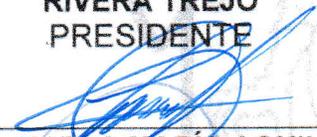
**"ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UNA CHIMENEA SOLAR DE UN CANAL"**

Desarrollado por la C. **ING. MARÍA MAGDALENA VILLAR RAMOS** de la **Maestría en Ciencias en Ingeniería**, le comunicamos que aceptamos la impresión del trabajo, ya que el mismo ha cumplido con los requisitos necesarios.

**COMISIÓN SINODAL**

  
\_\_\_\_\_  
**DR. JOSÉ GUADALUPE FABIÁN  
RIVERA TREJO**  
PRESIDENTE

  
\_\_\_\_\_  
**DR. IVÁN ALEJANDRO HERNÁNDEZ  
PÉREZ**  
SECRETARIO

  
\_\_\_\_\_  
**DRA. KARLA MARÍA AGUILAR  
CASTRO**  
VOCAL 1

  
\_\_\_\_\_  
**DR. EDGAR VICENTE MACÍAS MELO**  
VOCAL 2

  
\_\_\_\_\_  
**DR. JUAN BARAJAS FERNÁNDEZ**  
VOCAL 3

## CARTA AUTORIZACIÓN

El que suscribe, autoriza por medio del presente escrito a la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco para que utilice tanto física como digitalmente la tesis de grado denominada "**Análisis experimental del comportamiento térmico de una chimenea solar de un canal**", de la cual soy autor y titular de los Derechos de Autor.

La finalidad del uso por parte de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco de la tesis antes mencionada será única y exclusivamente para difusión, educación y sin fines de lucro; autorización que se hace de manera enunciativa más no limitativa para subirla a la Red Abierta de Bibliotecas Digitales (RABID) y a cualquier otra red académica con las que la Universidad tenga relación institucional.

Por lo antes manifestado, libero a la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco de cualquier reclamación legal que pudiera ejercer respecto al uso y manipulación de la tesis mencionada y para los fines estipulados en este documento.

Se firma la presente autorización en la ciudad de Villahermosa, Tabasco al 01 día del mes de agosto del año 2019.

**AUTORIZO**



---

**MARÍA MAGDALENA VILLAR RAMOS.**

## Agradecimientos

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), por el valioso apoyo recibido para el desarrollo de este trabajo de Tesis.

A la División Académica de Ingeniería y Arquitectura Unidad Chontalpa de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco por la oportunidad de realizar mis estudios de formación profesional, por las facilidades y apoyos brindados para el desarrollo de este trabajo de Tesis.

A los miembros de mi comité revisor, a la Dra. Karla María Aguilar Castro, al Dr. José Guadalupe Fabián Rivera Trejo, al Dr. Iván Hernández Pérez, al Dr. Edgar Vicente Macías Melo, y al Dr. Juan Barajas Fernández, por el tiempo invertido en este trabajo de investigación, por sus comentarios, sugerencias, observaciones y aportaciones, así como sus enseñanzas que ayudaron a enriquecerlo.

A mi familia, por su apoyo incondicional para continuar desarrollándome de manera profesional y personal.

A los chicos del servicio social y prácticas del Taller de Forja y Soldadura y del Taller de Máquinas-Herramientas por esos momentos divertidos. A mis hermanitos Zeus y Elías por el apoyo y la colaboración en este proyecto de tesis de forma técnica y los gratos momentos.

¡ Gracias!

## Dedicatorias

A la Dra. Karla María Aguilar Castro por su confianza en mi para desarrollar este tema de tesis, por el tiempo dedicado, las aportaciones y consejos tanto en lo académico como en lo emocional.

Al Dr. Edgar Vicente Macías Melo, por su tiempo, las facilidades y apoyo incondicional para que este trabajo de tesis se desarrollara, tanto en lo técnico como en lo emocional.

Al Dr. Iván Hernández Pérez por sus aportaciones, consejos y ánimos, durante el desarrollo de este tema de tesis.

Al Mtro. Gerardo Guillermo Vera y Cuspínera, por su apoyo incondicional para seguir desarrollándome de forma académica, con todos esos consejos y enseñanzas de vida que me dejó.

A mis hijos Carlos y Carolina, que son mi principal impulso para ser una mejor persona y madre cada día.

A mi esposo Carlos por todo su amor y apoyo para conseguir nuestras metas.

A Dios por permitirme estar con vida y salud, para cumplir este objetivo y brindarme los medios para continuar desarrollándome en todos los aspectos.

*¡Muchas gracias!*

## Resumen

En este trabajo se presenta el diseño, construcción y evaluación térmica de una chimenea solar de un canal, bajo condiciones de clima cálido-húmedo. La chimenea solar se diseñó y construyó en su mayoría con acero galvanizado, con una altura de 2 m, un ancho de 0.8 m, una separación entre las placas variable de 0 hasta 0.280 m y con la capacidad de variar el ángulo de inclinación desde 0 hasta 90°. La energía solar incidente en las placas absorbadora y translúcida fue simulada mediante resistencias eléctricas instaladas en una de sus caras, considerando las propiedades ópticas de un material translúcido con una transmitancia entre 0.80 y 0.89. La chimenea solar fue instrumentada para monitorear la temperatura del aire a la entrada/salida de la cavidad, la temperatura en la placa absorbadora, la temperatura en la placa translúcida simulada, la velocidad del aire de entrada, así como, las pérdidas de calor hacia las paredes del sistema. Se obtuvo una diferencia de temperatura máxima de 18.14°C para una separación entre las placas de 0.075 m, mientras que, la mayor velocidad del aire fue de 0.36 m s<sup>-1</sup> para un ángulo de 90°, una separación entre las placas de 0.225 m, 750 W (468.8 W m<sup>-2</sup>) de potencia de absorción en la placa absorbadora y 40 W (50 W m<sup>-2</sup>, con transmitancia de 0.89) de potencia de absorción en la placa translúcida simulada. Los resultados mostraron que, bajo las condiciones de estudio, la chimenea solar es factible de utilizarse como un sistema pasivo de ventilación para la renovación de aire de un recinto. Además, como producto del estudio se obtuvo un conjunto de datos que permiten obtener valores específicos de diferencias de temperatura o flujo de aire en una chimenea solar, para condiciones específicas de energía absorbida, esto permitiría utilizar la chimenea para otras aplicaciones como, secado solar, techos ventilados, entre otras.

## Abstract

In this paper presents the design, construction and thermal evaluation of a solar chimney with one channel, under hot and humid climate conditions. The solar chimney was designed and constructed mainly with galvanized steel, with 2 m height, 0.8 m width, a variable separation between the plates from 0 to 0.280 m and capability to vary the inclination angle from 0 to 90°. The incident solar energy in the absorber plate and translucent plate was simulated through electric resistances installed in one of their faces, considering the optical properties of a translucent material with transmittance between 0.80 and 0.89. The solar chimney was instrumented for monitoring the indoor/outdoor air temperature of the cavity, the temperature in the absorber plate, the temperature in the simulated-translucent plate, the input air velocity, as well as, the heat losses toward the walls of system. It was obtained a maximum temperature difference of 18.14°C for variable separation between the plates 0.075 m, while, the higher air velocity was 0.36 m s<sup>-1</sup> for an angle of 90°, a separation between the plates of 0.225 m, 750 W (468.8 W m<sup>-2</sup>) of power of absorption in the absorber plate and 40 W (50 W m<sup>-2</sup> with transmittance of 0.89) of power absorption in the simulated-translucent plate. The results showed that under the study conditions, the solar chimney is feasible for to use as a ventilation passive system to renew air of an enclosure. In addition, as a product of the study, a set of data was obtained that allows to obtain specific values of temperature differences or air flow in a solar chimney, for specific conditions of absorbed energy, this would allow to use the solar chimney for other applications such as solar drying, ventilated roofs, among others.

**Índice**

	<b>Pág.</b>
<b>Lista de figuras</b> .....	VI
<b>Lista de tablas</b> .....	IX
<b>Nomenclatura</b> .....	X
<b>CAPÍTULO 1. Introducción</b>	
1.1 Generalidades.....	2
1.2 Antecedente del estudio de chimeneas solares.....	4
1.3 Objetivo general.....	14
1.3.1 Objetivos particulares.....	14
1.4 Alcances del proyecto.....	15
1.5 Estructura de la tesis.....	16
<b>CAPÍTULO 2. Marco teórico</b>	
2.1 Fundamentos de la transferencia de calor.....	18
2.1.1 Conducción.....	18
2.1.2 Convección.....	19
2.1.3 Radiación.....	20
2.2 Primera Ley de la Termodinámica.....	21

2.3 Modelo físico y matemático de la chimenea solar.....	21
2.4 Número de Nusselt.....	25
2.5 Eficiencia de la chimenea solar.....	26
2.6 Cambios de aire por hora (ACH).....	27

### **CAPÍTULO 3. Desarrollo de la chimenea Solar**

3.1 Diseño y construcción de la chimenea solar.....	29
3.1.1 Estructura principal.....	31
3.1.2 Soporte de la estructura.....	32
3.1.3 Paredes aislantes.....	33
3.1.4 Placa absorbedora y placa translúcida simulada.....	34
3.2 Instrumentación de la chimenea solar.....	36
3.3 Diseño y procedimiento experimental.....	42

### **CAPÍTULO 4. Resultados y discusión**

4.1 Prueba de funcionalidad, Prueba 0.....	47
4.2 Estudio paramétrico.....	51
4.2.1 Temperatura de placa absorbedora.....	57
4.2.2 Diferencias de temperatura.....	62
4.2.3 Razón de cambio $T_{Pabs}/T_e$ .....	64

4.2.4 Comportamiento del Nusselt.....	66
4.2.5 Eficiencia.....	69
4.2.6 Cambios de aire por hora (ACH).....	72
 <b>Conclusiones y recomendaciones</b>	
Conclusiones.....	77
Recomendaciones para trabajos futuros.....	79
 <b>Referencias.....</b>	
<b>Anexo A.</b> Selección de material e instrumentación.....	85
<b>Anexo B.</b> Calibración de los sensores de temperatura.....	91
<b>Anexo C.</b> Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.125, 0.175, 0.225 y 0.280 m.....	99
<b>Anexo D.</b> Comportamiento de las variables para el espesor de cavidad de 0.075 m.....	104
<b>Anexo E.</b> Actividades Académicas.....	128

## Lista de figuras

Figura	Descripción	Pág.
1.1	Esquema del modelo físico de una SC. Fuente propia.	5
1.2	Clasificación de la SC. Fuente propia.	6
1.3	Esquema de los principales tipos de SC. a) Muro. Fuente editada de: (Li y Liu, 2014), b) Techo. Fuente editada de: (Shi <i>et al.</i> , 2016), c) Conectado a un recinto. Fuente editada de: (Park y Battaglia, 2017), d) Intercambiador Tierra-Aire. Fuente editada de: (Haghighi y Maerefat, 2013), e) Colector solar. Fuente editada de: (Salleh y Yusoffb, 2016), f) Aire acondicionado. Fuente editada de: (Khedari <i>et al.</i> , 2003).	7
2.1	Modelo físico de una SC de un canal. Fuente propia.	22
3.1	Diseño de la chimenea solar. Imagen adaptada de Villar-Ramos <i>et al.</i> , (2018).	30
3.2	Estructura principal de la SC.	32
3.3	Soporte de la estructura principal de la SC.	33
3.4	Aislamiento de las paredes posterior y laterales.	34
3.5	Corte y pintura de las placas absorbadora y translúcida simulada.	35
3.6	Chimenea solar ensamblada. a) Vista lateral y b) Vista frontal.	35
3.7	Instrumentación y recubrimiento de las placas.	37
3.8	Instrumentación de las paredes. a) Vista ampliada de punta, b) Termopila en pared posterior.	38
3.9	Vista inferior de la SC, a la entrada de la cavidad.	39
3.10	Diagrama esquemático de la SC. a) Vista frontal y b) Vista lateral. Fuente propia.	40
3.11	Arreglo experimental de la chimenea solar. a) Vista frontal, b) Vista lateral.	41

<b>3.12</b>	Diseño experimental. Fuente propia.	43
<b>3.13</b>	Diagrama de procedimiento experimental. Fuente propia.	45
<b>4.1</b>	Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada.	48
<b>4.2</b>	Comparativo de la velocidad del aire de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire.	48
<b>4.3</b>	Flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar.	49
<b>4.4</b>	Termografía de la placa translúcida simulada. Imagen adaptada de Villar-Ramos <i>et al.</i> , (2018)	50
<b>4.5</b>	Comportamiento de la $T_{Pabs}$ y $T_{Pts}$ para la Prueba 1.	55
<b>4.6</b>	Comparativo de la $V_e$ y $\Delta T_{s-e}$ , para la Prueba 1.	56
<b>4.7</b>	Flujo de calor a través de las paredes de la cavidad para la Prueba 1.	56
<b>4.8</b>	Comportamiento de la temperatura de la placa absorbadora, para una potencia de 40 W en la placa translúcida simulada, en función del ángulo de inclinación.	58
<b>4.9</b>	Comportamiento de la temperatura de la placa absorbadora, para una potencia de 80 W en la placa translúcida simulada, en función del ángulo de inclinación.	59
<b>4.10</b>	Comportamiento de la temperatura de la placa absorbadora, para una potencia de 40 W en la placa translúcida simulada, en función de la potencia suministrada a la placa absorbadora.	60
<b>4.11</b>	Comportamiento de la temperatura de la placa absorbadora, para una potencia de 80 W en la placa translúcida simulada, en función de la potencia suministrada a la placa absorbadora.	61

<b>4.12</b>	Comportamiento de la $\Delta T_{s-e}$ del aire para una potencia de placa translúcida de 40 y 80 W, en función del ángulo de inclinación con respecto de la horizontal.	63
<b>4.13</b>	Razón de cambio con respecto a las diferentes separaciones de cavidad, con las diferentes potencias de suministro en la placa absorbadora.	65
<b>4.14</b>	Comportamiento del número de Nusselt con los diferentes ángulos de inclinación y una potencia en la placa translúcida de 40 W.	67
<b>4.15</b>	Comportamiento del número de Nusselt con los diferentes ángulos de inclinación y una potencia en la placa translúcida de 80 W.	68
<b>4.16</b>	Eficiencia térmica con respecto a la separación de cavidad para los diferentes ángulos, con potencia en la placa translúcida simulada de 40 W.	70
<b>4.17</b>	Eficiencia térmica con respecto a la separación de cavidad para los diferentes ángulos, con potencia en la placa translúcida simulada de 80 W.	71
<b>4.18</b>	Cambios de aire por hora para una potencia en la placa translúcida simulada de 40 W	74
<b>4.19</b>	Cambios de aire por hora para una potencia en la placa translúcida simulada de 80 W.	75

**Lista de tablas**

<b>Tabla</b>	<b>Descripción</b>	<b>Pág.</b>
1.1	Tipos de SC y aplicaciones.	8
3.1	Configuración de canales del sistema adquisidor de datos.	40
4.1	Condiciones de la prueba de funcionalidad, Prueba 0.	47
4.2	Condiciones de las pruebas experimentales para el estudio paramétrico.	51
4.3	Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.075 m, para una potencia de 40 W en la placa translúcida simulada.	53
4.4	Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.075 m, para una potencia de 80 W en la placa translúcida simulada.	54
4.5	ACH para diferentes lugares de trabajo. Fuente: adaptada de Siva Reddy <i>et al.</i> , (2012).	73

## Nomenclatura

Variables	Descripción	Unidades
A	Área	$m^2$
$C_p$	Calor específico	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
d	Separación entre placas	m
E	Energía	J
$g$	Gravedad	$m\ s^{-2}$
G	Irradiancia Solar	$W\ m^{-2}$
$h$	Coefficiente convectivo	$W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$
H	Alto o altura	m
H/G	Relación de aspecto entre la altura y el canal	Adimensional
I	Irradiancia solar absorbida	$W\ m^{-2}$
L	Espesor o longitud característica	m
$\dot{m}$	Flujo másico	$kg\ s^{-1}$
$Nu$	Número de Nusselt	Adimensional
$q''$	Flux de calor	$W\ m^{-2}$
$q$	Flujo de calor	W
$Ra$	Número de Rayleigh	Adimensional
T	Temperatura	$^\circ C$
$V$	Velocidad del fluido	$m\ s^{-1}$
$\bar{V}$	Velocidad media del aire	$m\ s^{-1}$
$\dot{V}$	Flujo volumétrico	$m^3\ s^{-1}$
Q	Volumen de recinto o habitación	$m^3$
P	Potencia	W
W	Ancho	m
$x$	Dirección en x	m

**Letras griegas**

$\alpha_T$	Difusividad térmica	$m^2 s^{-1}$
$\alpha$	Absortancia	Adimensional
$\beta$	Coefficiente de expansión volumétrica	$K^{-1}$
$\varepsilon$	Emitancia	Adimensional
$\lambda$	Conductividad térmica	$W m^{-1} ^\circ C^{-1}$
$\eta$	Eficiencia térmica	Adimensional
$\nu$	Viscosidad cinemática	$m^2 s^{-1}$
$\rho$	Reflectancia	Adimensional
$\rho_D$	Densidad	$kg m^{-3}$
$\infty$	Fluido	
$\tau$	Transmitancia	Adimensional
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$W m^{-2} K^4$

**Subíndices**

<i>1</i>	Energía absorbida por la placa absorbidora
<i>2</i>	Energía absorbida por la placa translúcida
<i>amb</i>	Promedio del ambiente
<i>cond</i>	Por conducción
<i>conv</i>	Por convección
<i>e</i>	Entrada
<i>ext</i>	Exterior
<i>F</i>	Fluido
<i>g</i>	Generada
<i>int</i>	Interior
<i>m</i>	Material aislante
<i>mt</i>	Material translúcido
<i>ma</i>	Material absorbedor

$p$	Flujo de calor de las paredes
$P_{abs}$	Placa absorbedora
$P_{ld}$	Pared lateral derecha
$P_{li}$	Pared lateral izquierda
$P_{ts}$	Placa translúcida simulada
$P_p$	Pared posterior
$r$	Flujo removido por el flujo másico
$rad$	Por radiación
$R$	Radiativa
$s$	Salida
$sup$	Superficie
$t$	Flujo removido hacia el exterior de la placa translúcida
$v$	Vidrio

# Capítulo 1

## Introducción

En este capítulo se muestran las generalidades respecto al trabajo presentado. Se abarca el tema de investigación, la revisión bibliográfica realizada para sustentar esta tesis, los objetivos generales y particulares, así como los alcances y la estructura general del proyecto.

## 1.1 Generalidades

En la última década, el uso de sistemas de climatización en edificaciones se ha incrementado, se estima que el 42% de la energía eléctrica generada a nivel mundial, es utilizada para dichos sistemas. De este, el 33% de lo que se genera anualmente es responsable de las emisiones de carbono al medio ambiente (Saleem *et al.*, 2016), por ser provenientes principalmente de fuentes no renovables (combustibles fósiles, plantas nucleares, etc.). De acuerdo con el Reporte del estatus de energía global y CO<sub>2</sub> en 2017 (GECO2017) de la IEA (Agencia Internacional de Energía), la demanda de energía incrementó un 2.1% y las emisiones de CO<sub>2</sub> aumentó 1.4 % con respecto al año 2016.

Por lo anterior, se requiere el desarrollo y aplicación de tecnologías que disminuyan el consumo energía no renovable, mediante el aprovechamiento de los recursos naturales (Rabani *et al.*, 2017). Existen tecnologías que se utilizan para la ventilación y confort térmico como las basadas en los sistemas activos y pasivos. Los sistemas activos son aquellos que requieren de instrumentos o máquinas electromecánicas (Kalkan y Dağtekin, 2016), y los sistemas pasivos son aquellos que utilizan los recursos naturales (Bivole *et al.*, 2008; Haghghi y Maerefat, 2013; Monghasemi y Vadiee, 2017). Entre las tecnologías pasivas que se utilizan para climatización en las edificaciones se encuentran: el intercambiador de calor aire-tierra (Haghghi y Maerefat, 2013; Mokheimer *et al.*, 2017; Su *et al.*, 2016), la arquitectura bioclimática (Monghasemi y Vadiee, 2017; Ratanachotinun *et al.*, 2016) y la chimenea solar (Bassiouny y Korah, 2009; Neves *et al.*, 2017).

Una chimenea solar (Solar Chimney, por sus siglas en inglés), por lo general está compuesta por dos placas: una placa de material translúcido que deja pasar parte de la radiación solar dependiendo de su transmitancia y otra placa de material opaco que absorbe parte de esta radiación solar transmitida al interior por la placa

de material translúcido, de manera tal que entre las dos placas se forma una cavidad, en donde participan los fenómenos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación. En esta cavidad, el calor es removido de las superficies, y por efecto de las fuerzas de flotación es expulsado hacia el exterior del sistema, y como consecuencia contribuiría a mejorar el confort térmico en una edificación.

En la literatura científica se han manejado diferentes configuraciones de chimenea solar, en aplicaciones de techo (Jubear y Ghareer, 2018; Shi *et al.*, 2016), muro o pared (Park y Battaglia, 2017; Zamora y Kaiser, 2010) y acoplados a otro sistema a los que se les llama híbridos (Al Touma *et al.*, 2018; Haghighi y Maerefat, 2013). Se han reportado trabajos teóricos y experimentales, los trabajos teóricos han sido ampliamente reportados para aplicaciones como evaporador de agua o colector solar como lo reportan Mokheimer *et al.*, (2017), Monghasemi y Vadiiee (2017); Shi *et al.*, (2018); por otro lado, los trabajos experimentales han sido escasos principalmente en aplicaciones como muros y sistemas híbridos, algunos para clima cálido y cálido-húmedo. Los autores Khanal y Lei, (2011), Shi *et al.*, (2018), Hosien y Selim, (2017), reportan que es importante analizar el comportamiento del sistema con diferentes ángulos de inclinación, separación entre placas, así como, optimizar los materiales para su implementación con el fin de mejorar la eficiencia térmica del sistema.

Una parte de la energía derivada de la radiación solar que incide en la estructura de las edificaciones (Mokheimer *et al.*, 2017; Siva Reddy *et al.*, 2012) se transforma en calor y es absorbida por las superficies (Hosien y Selim, 2017; Radosavljevic *et al.*, 2014; Siva Reddy *et al.*, 2012; Tong y Li, 2014), mientras que otra parte es reflejada a los alrededores. Parte de la energía absorbida se transmite hacia el interior del edificio ocasionando un aumento de la temperatura, causando condiciones de discomfort entre sus ocupantes. Por lo que, el uso de una chimenea solar contribuiría a mejorar los efectos de la temperatura en el

interior de las edificaciones. Dentro de las ventajas del uso de una chimenea solar está la remoción de calor en edificaciones a través de la ventilación natural para mejorar el confort de sus ocupantes, es amigable con el medio ambiente y contribuye en la reducción de los costos de energía eléctrica por el uso de sistemas activos; además contribuye a mitigar la dependencia de los combustibles fósiles. Con base en lo anterior, en este proyecto se analizarán diferentes configuraciones de una chimenea solar para encontrar una que permita remover la mayor cantidad de aire en el interior de una edificación, mediante el estudio experimental del flujo de calor, variando la potencia de energía suministrada (irradiancia solar de prueba), la separación entre las placas y el ángulo de inclinación del sistema para estudiar salida del flujo de aire.

## 1.2 Antecedentes del estudio de chimeneas solares

Una SC es un sistema de ventilación pasiva, en el cual, mediante el aumento de temperatura del aire en una cavidad y la diferencia de densidades de este, ocurre el fenómeno de convección natural del aire para remover la energía del sistema. En la Figura 1.1 se presenta un esquema de las partes que componen a una chimenea solar. La SC consta principalmente de dos placas: una de material translúcido que deja pasar parte de la radiación del sol y la otra placa es de un material opaco que es absorbedor de dicha energía; entre dichas placas se forma una cavidad, la cual tiene una entrada y una salida por donde pasa un flujo de aire.

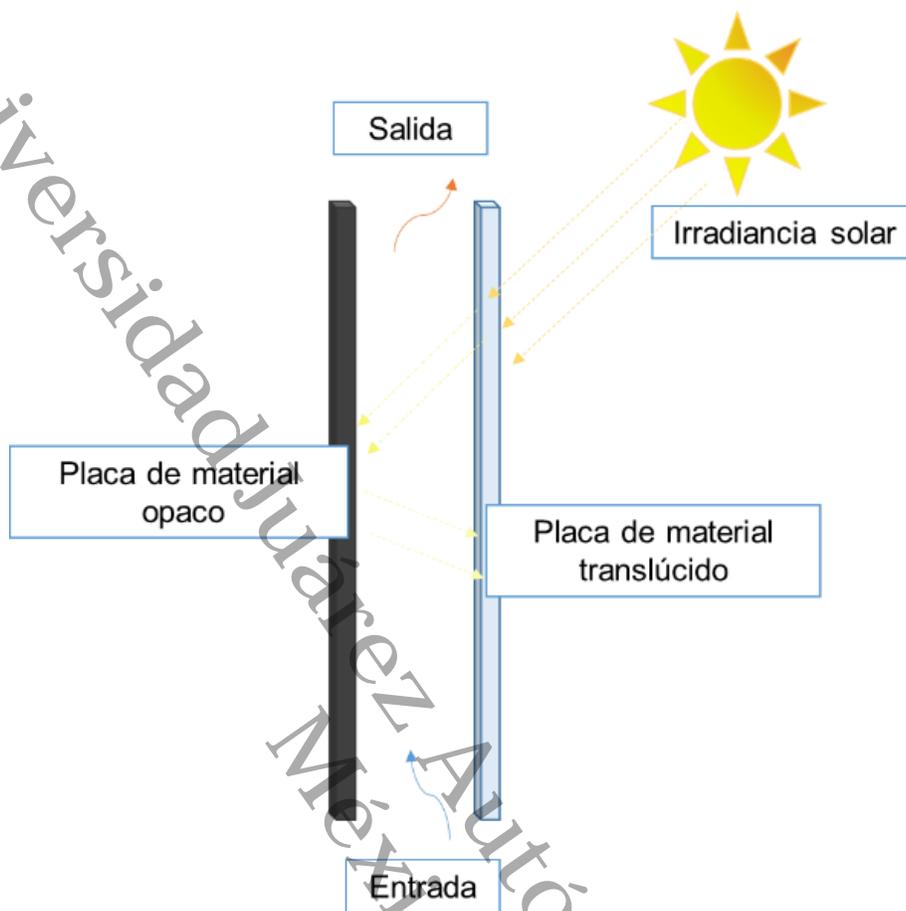
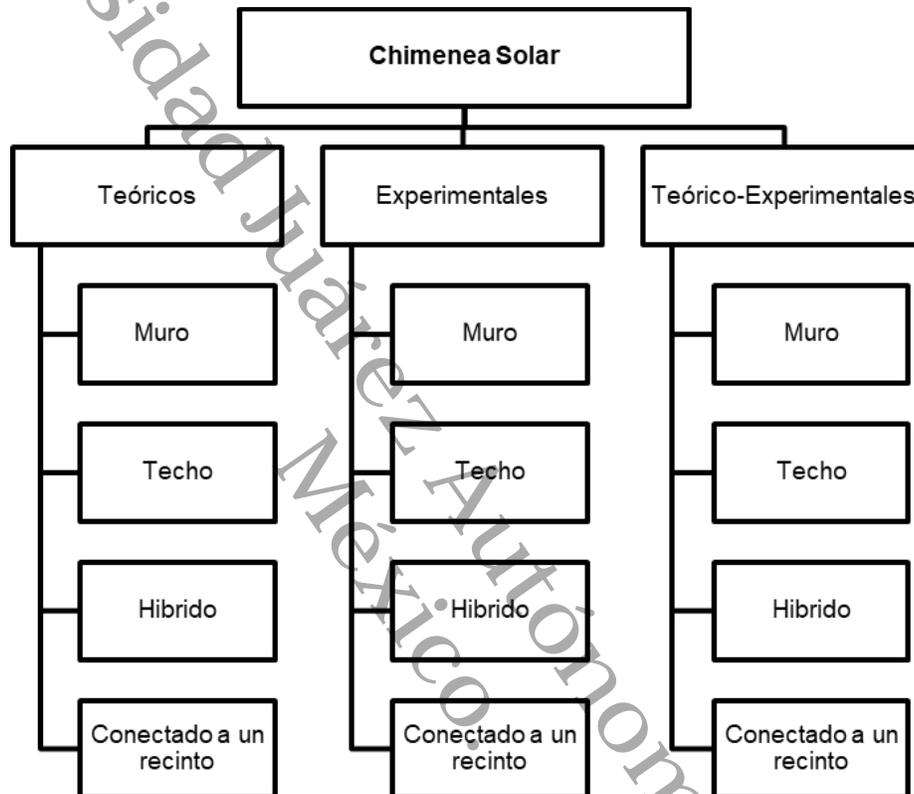


Figura 1.1 Esquema del modelo físico de una SC. Fuente: propia.

Existen diferentes tipos de configuraciones de una SC de acuerdo con las aplicaciones que se le den, estos sistemas pasivos se reportan en la literatura con estudios teóricos, experimentales y teóricos-experimentales, como se muestran en la Figura 1.2, principalmente se reportan como: muro, techo, híbrido y conectados a un recinto. La configuración híbrido representa la unión de dos sistemas pasivos o activos, es decir, la SC con: intercambiador tierra-aire (Li *et al.*, 2014), colector solar (Chantawong, 2017) y con sistema de aire acondicionado (Khedari *et al.*, 2003).

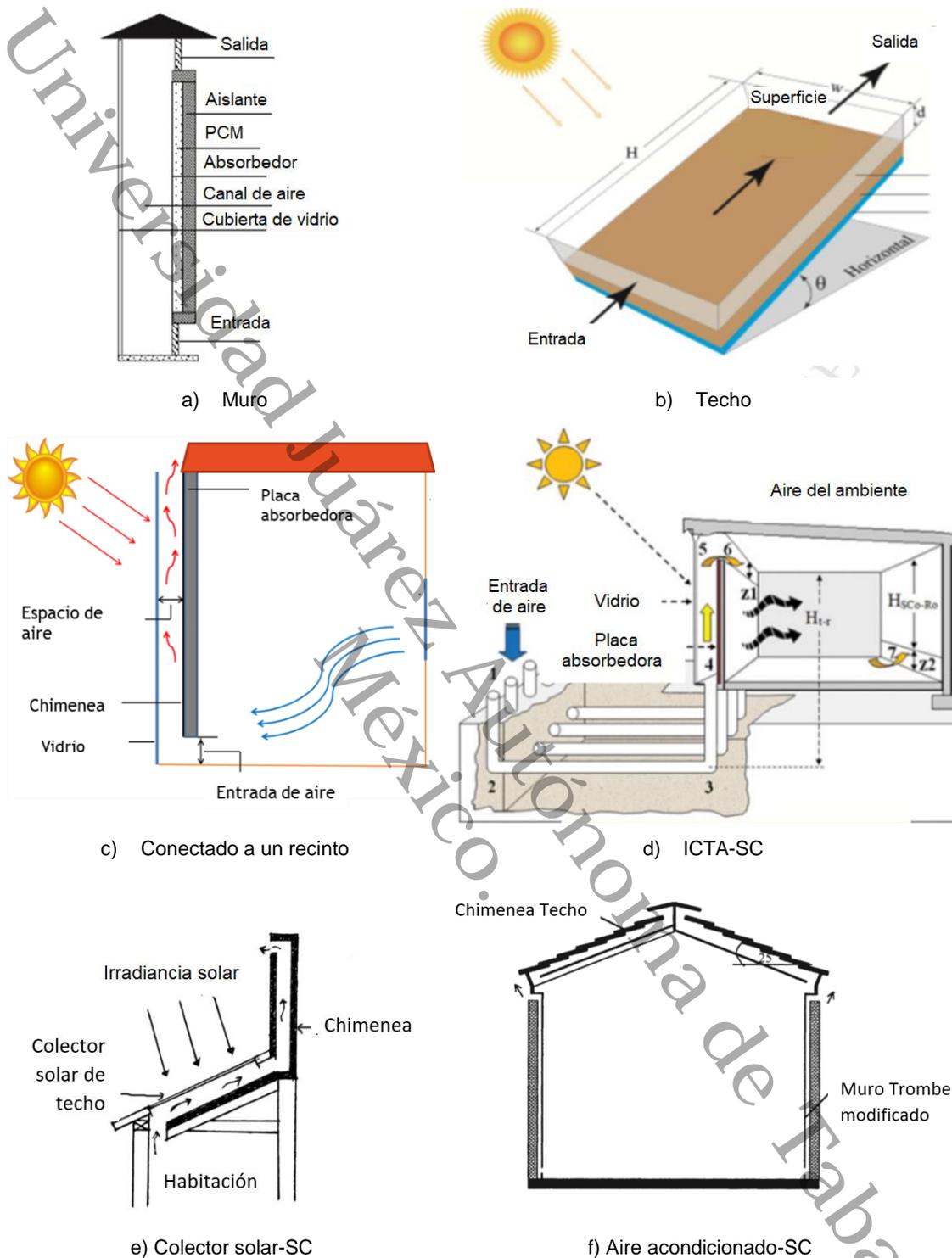
En la Figura 1.3 se presenta de forma esquemática los diferentes tipos de chimeneas reportadas en la literatura. Entre las que se encuentran la SC de muro

en configuración vertical o inclinada; la de techo; la conectada a un recinto; la híbrida con diferentes configuraciones, conectada a un intercambiador de calor tierra aire (ICTA), conectada a una chimenea de techo, conectada a un colector evaporador, conectada a un espacio con aire acondicionado.



**Figura 1.2** Clasificación de la SC. Fuente: propia.

En la Tabla 1.1 se presentan de forma resumida las principales características y resultados obtenidos de los estudios más relevantes. Como puede observarse en los datos de la Tabla 1.1, los autores generalmente consideran parámetros como: la irradiancia solar, la altura y ancho de la SC, la separación entre las placas, el flujo de calor por radiación, la relación entre la altura y la separación entre las placas o canal (H/G), el número de canales y el ángulo de inclinación. Por otra parte, la mayoría de los estudios son para SC vertical, y de los trabajos reportados donde se consideró la inclinación, la mayoría son estudios teóricos.



**Figura 1.3** Esquema de los principales tipos de SC. a) Muro. Fuente editada de: (Li y Liu, 2014), b) Techo. Fuente editada de: (Shi *et al.*, 2016), c) Conectado a un recinto. Fuente editada de: (Park and Battaglia, 2017), d) Intercambiador tierra-aire. Fuente editada de: (Haghighi y Maerefat, 2013), e) Colector solar. Fuente editada de: (Salleh y Yusoffb, 2016), f) Aire acondicionado. Fuente editada de: (Khedari et al., 2003).

Tabla 1.1 Tipos de SC y aplicaciones. Fuente: propia.

Tipo de chimenea	Autor	Tipo de trabajo			No. canales		Consideraciones	Dimensiones			Variables				Conclusión
		T	E	T-E	1	2		Alto (m)	Ancho (m)	Separación (m)	$\theta$ (°)	I (W m <sup>-2</sup> )	q (W)	G/H	
Muro	Saleem <i>et al.</i> , (2016)			x			Inclinado	0.6-2	0.4-1.8	0.1-0.35	30-75	150-750	-	-	Dimensiones óptimas 1.4 m alto, 0.6 m ancho, 0.2 m cavidad y 45° de inclinación.
	Arce <i>et al.</i> , (2009)		x				Vertical	4.5	1	0.3	90	0-800	-	-	La temperatura de la pared absorbedora y el vidrio tienen un comportamiento similar conforme aumenta la irradiancia. Obtuvieron un delta máximo de 7°.
	Jing <i>et al.</i> , (2015)		x				Vertical	2	1	0.4-1.2	90	200-400	-	0.2-0.6	H/G = 0.5 es la razón óptima que maximiza los flujos de aire en la SC.
	Zavala-Guillen <i>et al.</i> , (2018)	x				x	Vertical	1.5-2	-	0.05-0.2	90	0-700	-	-	Las medidas óptimas: 2 m de alto y 0.125 m de cavidad. Con una eficiencia térmica de 38.5% con una irradiancia de 700 W m <sup>-2</sup> .
	Liu <i>et al.</i> , (2015)		x				Vertical	1	1	0.1-0.6	90	120-958	-	0.1-0.6	El G/H se encuentra entre 0.2-0.3. La velocidad del aire aumenta cuando incrementa la intensidad de la radiación y la temperatura de la cavidad disminuye cerca de la salida.
	Sudprasert <i>et al.</i> , (2016)	x				x	Vertical	3	-	0.1-0.3	90	-	-	0.03-0.1	Sugieren una razón de H/G de 15:1.
	Bin <i>et al.</i> , (2017)		x			x	Vertical	1	1	0.3	90	-	780	-	-
Techo	Lai <i>et al.</i> , (2008)		x				Inclinado	-	0.2	0.025-0.085	30, 45, 60	650	-	-	Utilizar una barrera radiante ayuda a bloquear la ganancia de calor del techo hasta en un 20%, disminuyendo la carga de enfriamiento.
	Bansal <i>et al.</i> , (1993)	x				x	Inclinado	1.5	1.5	0.15	30	200-1000	-	-	Se obtuvo una ventilación 100-350 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> . El flujo de aire depende de la geometría de la cavidad y del comportamiento del aire en la cavidad.
	Thong <i>et al.</i> , (2007)	x				x	Inclinado	2	-	0.07-0.28	15-55	600	-	-	La ventilación aumenta cuando se incrementa el ángulo, la separación óptima fue de 0.14 m.

.... Continuación **Tabla 1.1** Tipos de SC y aplicaciones. Fuente: propia.

Tipo de chimenea	Autor	Tipo de trabajo			No. canales		Consideraciones	Dimensiones		Variables				Conclusión	
		T	E	T-E	1	2		Alto (m)	Ancho (m)	Separación (m)	θ (°)	I (W m <sup>-2</sup> )	q (W)		G/H
Conectado a un recinto	Ong y Chow (2003)			x			Vertical	2	0.45	0.1-0.3	90	0-800	-	-	El flujo másico incrementa con e incremento de la cavidad. Separación de cavidad de 0.3 m tuvo un mayor flujo másico.
	Kumar et al., (2017)	x			x		Vertical/Horizontal	1	-	0.1	0,90	-	-	-	La chimenea solar vertical mejora la velocidad del flujo de aire hasta 22 veces comparada con la horizontal.
	Siva et al., (2012)		x		x		Inclinado	0.4	1	0.05-0.1	30-60, 90	0-1000	-	-	El ángulo con mayor eficiencia y ganancia de temperatura fue de 50°.
	Gortel et al., (2012)		x		x		Inclinado	0.6	0.8	0.03	67-5	50-1500	500	-	La diferencia de temperatura, presión y flujo de calor en una canal de 0.03m, incrementan considerablemente la velocidad del aire.
	Jubear y Dhahi, (2018)	x			x	x	Inclinado	1	1	0.3	30, 45, 60	182.48-909	-	-	El uso de dos chimeneas a 45° aumenta la ventilación un 31.9%.
	Park y Battaglia (2017)	x			x		Vertical	1.25	0.75	0.3	90	500-1350	-	-	El diseño puede ser aplicado a un espacio con un ahorro del 8.8% de la energía eléctrica.
	Moosavi et al., (2018)		x			x	Vertical	8	17	0.8	90	-	-	-	La chimenea solar reduce hasta un 12% la carga de enfriamiento. Acoplada a un enfriamiento evaporativo disminuye la temperatura interior hasta 0.7°C.
Híbrida	Chungloo et al., (2009)		x			x	Celdas de enfriamiento-SC techo	3.8	1.55	0.12	45	0-1000	-	-	El sistema reduce de 2-4° C la temperatura del techo y de 0.5-0.7°C la temperatura en el interior del recinto.
	Haorong Li et al., (2014)		x			x	ICTA-SC	12.2	0.457	-	26	0-900	-	-	El sistema acoplado mejora la temperatura en el interior, en un rango de 21.3-25.1°C.
	Lucas et al., (2017)		x			x	Evaporador-PV-SC	-	-	-	45	0-1200	-	-	El sistema acoplado proporciona una eficiencia térmica del 30% y un eficiencia eléctrica de hasta 7.6%.
	Al Touma et al., (2016)		x			x	Evaporador pasivo-SC	0.5	0.8	0.07	-	175, 400	-	-	El sistema reduce las cargas de enfriamiento un 19.8%, obteniendo un ahorro de energía del 13.1%.

Como se puede observar en las tablas, los estudios teóricos son principalmente reportados debido a que permiten proponer diferentes configuraciones, dimensiones y condiciones de estudio, sin la limitación en cuanto a costos de construcción de los sistemas experimentales. Como ejemplo, Shi *et al.*, (2016) realizaron un modelo empírico de una chimenea solar de techo validado por datos experimentales. Los autores reportan que, el flujo de aire disminuye a una razón  $H/G$  mayor a 2.5 - 103.5, concluyendo que, el área de entrada y salida de la cavidad deben ser iguales para mejorar el flujo de aire y que el ángulo de inclinación es uno de los factores importantes que ayudan a una mejor absorción de la radiación solar en una chimenea solar de techo. Otros de los autores que reportaron un estudio teórico fueron Kumar *et al.*, (2017) en donde mediante un software de dinámica de fluido computacional analizaron y compararon una chimenea a escala horizontal y vertical, los autores encontraron que el ángulo óptimo de inclinación fue de  $4^\circ$ . Concluyendo que una chimenea solar vertical tiene una mayor ventilación de hasta un 275% comparada con una chimenea de tipo horizontal.

Por su parte, Haghighi y Maerefat, (2013) realizaron un análisis del diseño de un sistema de ventilación híbrido, compuesto por una chimenea solar y un intercambiador de calor tierra-aire (SC-ICTA), dicho estudio se enfocó en los efectos de la geometría y parámetros ambientales sobre el comportamiento del sistema. Los autores realizaron un modelo matemático por separado de la SC y del ICTA, en donde compararon los resultados con estudios experimentales de la literatura, bajo condiciones de estado estable en donde consideraron las fuerzas de flotación, un suelo homogéneo y que el recubrimiento del vidrio debe ser opaco para evitar la radiación infrarroja. Encontraron que la medida óptima de separación entre las placas deber ser 0.2 m. Con respecto al número de canales, Zavala-Guillén *et al.*, (2018) realizaron un análisis de una chimenea solar de doble canal para determinar la configuración que maximiza el flujo de aire, mediante un código basado en el método de volumen finito en donde

consideraron: turbulencia a convección natural, la radiación en la superficie de la chimenea y la separación que hay entre la pared absorbidora y el vidrio (material translúcido). De acuerdo con el estudio realizado por Zavala-Guillén *et al.*, (2018) las medidas óptimas para la altura de la chimenea son de 2 m y la separación entre las placas del canal es de 0.125 m.

Los trabajos experimentales, han sido poco reportados a pesar de sus limitaciones, sin embargo, varios autores realizaron estudios experimentales para comprobar su hipótesis. Entre los trabajos experimentales se encuentra el de Lai *et al.*, (2008) construyeron una chimenea solar de techo de doble capa, simulando la irradiancia solar con lámparas infrarrojas, y monitoreando las temperaturas y velocidad del flujo de aire utilizando termopares y anemómetros respectivamente. El estudio se realizó en estado estable, con tres diferentes ángulos de inclinación: 30°, 45° y 60°, con una separación entre las placas de 0.025 - 0.0856. Lai *et al.*, (2008) sugieren que la separación entre placas debe estar en 0.06 y 0.09 m. Por otra parte Jing *et al.*, (2015) propusieron un prototipo en el que las paredes de la chimenea se desplazaba para variar la separación desde 0.4 a 1.2 m, mientras que, la relación entre el canal y la altura (G/H) de la chimenea se varió de 0.2 a 0.6. Como resultado obtuvieron que al incrementar el flujo de calor hay un aumento en la velocidad del flujo de aire, encontrando que la separación entre las placas óptima fue de 1 m, en donde se obtuvieron los mayores flujos de aire. Respecto a los sistemas híbridos, Al Touma *et al.*, (2016) construyeron un sistema utilizando una chimenea solar con un evaporador de enfriamiento aplicado a una superficie de cristal para disminuir la temperatura en una oficina, obteniendo una atenuación en el efecto de la radiación. El experimento se realizó en una oficina con una ventana de cristal teniendo doble función, enfriar la ventana y optimizar el interior de la oficina. En el estudio se consideró la temperatura de entrada, la humedad relativa y la irradiancia solar. En conclusión, encontraron que este sistema puede ser usado para reducir las sensaciones térmicas de calor, con limitaciones en cuanto a la salida de humedad relativa.

Estos resultados, coinciden con los resultados obtenidos por Arce *et al.*, (2009), quienes reportan la construcción y análisis de una SC vertical a gran escala y bajo condiciones meteorológicas reales, en donde las medidas de la chimenea fueron 4.5 m de altura, 1 m de ancho, una separación de cavidad de 0.3 m y un H/G de 11. Los autores encontraron que la máxima diferencia de temperatura entre la entrada y salida fue de 7°C, para una irradiancia solar de 604 W m<sup>-2</sup>, con un flujo volumétrico en el rango de 50 - 374 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

Uno de los trabajos pioneros en el estudio teórico-experimental de la SC fue el de Ong y Chow, (2003). En este trabajo propusieron un modelo matemático predictivo acerca del comportamiento de una SC vertical, variando el comportamiento del ambiente y la geometría, para después estudiar y comparar el comportamiento de manera experimental. Las medidas del prototipo experimental fueron de 2 m de altura, 0.45 m ancho, con una separación de cavidad variable de 0.1 - 0.3 m con un intervalo de 0.1 m. Ong y Chow, (2003) obtuvieron velocidades entre 0.25 y 0.39 m s<sup>-1</sup> para una radiación de 650 W m<sup>-2</sup>. En este estudio observaron que cuando incrementa la separación de cavidad, la temperatura del aire disminuye, pero el flujo másico incrementa. Por lo tanto, concluyen que hay una mayor ventilación con una separación de cavidad mayor, para este caso de 0.3 m. En Saleem *et al.*, (2016) desarrollaron un modelo matemático a través de un balance de energía, para el análisis de diversos parámetros, donde calculan la temperatura del vidrio, la temperatura de la placa absorbidora y la velocidad del aire. Validaron el modelo con datos experimentales del modelo propuesto, en donde se encontraron las medidas óptimas para el sistema con un largo de 1.4 m, 0.6 m de ancho, una separación en la cavidad de 0.2 m, y un ángulo de inclinación de 45°. La tasa de flujo de aire fue de 0.019 - 0.033 m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup>. Los autores concluyen que este diseño de chimenea solar se puede aplicar a un clima cálido húmedo. Goriel *et al.*, (2012) analizaron el comportamiento del patrón de flujo y el flujo másico del aire de forma experimental en una chimenea solar, con una altura de 0.60 m, una separación

en la cavidad de 0.03 m, un ancho de 1 m, con un ángulo de inclinación de  $67.5^\circ$ , con un flux de calor de  $182.5 \text{ W m}^{-2}$  que fue simulado utilizando dos lámparas de halógeno de 500 W cada una. La misma configuración se utilizó para realizar una simulación en un software de dinámica de fluidos computacional, variando el flux de calor de 50 -  $1500 \text{ W m}^{-2}$ . En donde concluyeron que ambos métodos coinciden en los resultados obtenidos, sin embargo, sugieren construir un prototipo con mayores dimensiones.

Los autores reportan que al realizar un análisis teórico se puede predecir el comportamiento de una chimenea solar sin limitaciones, sin embargo, es importante realizar un análisis de manera experimental, para comparar los resultados y analizar el efecto que tienen las variables en el sistema. A pesar de lo complejo de reproducir un experimento, los autores reportan que es importante instrumentar el sistema, de tal manera que sea posible monitorear las principales variables de interés para una mayor comprensión del fenómeno de estudio.

Como resumen, considerando los aspectos destacados en la Tabla 1.1, se puede observar que en la mayoría de los trabajos utilizan la SC en los muros por su factibilidad de adaptarse a construcciones nuevas o en uso. De los artículos revisados acerca de chimeneas solares, se encontró que la radiación solar, la separación entre placas y el ángulo de inclinación son las variables que se analizan en común en diversos trabajos. Respecto a esto, se destaca lo siguiente:

- Las dimensiones de la SC se han reportado con medidas en tamaño real, cercanas a los 2 y 2.5 m de altura, con un ancho entre 0.6 - 1 m.
- Los autores de los trabajos revisados sugieren que entre menor sea la separación de la cavidad, habrá un mayor contacto del flujo de aire con las placas, para lo cual, proponen una separación entre placas de 0.03 - 0.3 m.

- También, sugieren variar el ángulo de inclinación de sistema, de tal manera que el sistema permita variar la cantidad de energía absorbida, considerando que sea de manera homogénea. Los ángulos podrían variarse en el intervalo de 0 a 90°.
- Finalmente, recomiendan contar con una instrumentación adecuada que permita el estudio de la transferencia de calor para cuantificar los flujos de calor en todo el sistema, así como, la medición de la temperatura de entrada, temperatura de salida y velocidad de entrada del aire.

Como puede verse, a partir de los comentarios anteriores, se puede decir que en general se recomienda: variar el ángulo de inclinación, variar la relación entre la separación de la cavidad y considerar el alto del sistema, así como, el efecto de la irradiancia solar. Sin embargo, los autores solo estudian el comportamiento del aire cuando se varía la apertura de la cavidad, y el ángulo de inclinación, no se ha realizado un estudio paramétrico donde consideren variar la potencia en ambas placas y con los diferentes ángulos de inclinación.

### 1.3 Objetivo general

Evaluar térmicamente una chimenea solar de un canal bajo condiciones de clima cálido-húmedo, mediante un análisis de transferencia de calor para obtener la eficiencia del sistema y evaluar su factibilidad como un sistema pasivo de ventilación.

#### 1.3.1 Objetivos particulares

- Proponer la configuración de una chimenea solar para condiciones de un clima cálido-húmedo, considerando la revisión de los aspectos más

importantes reportados en la literatura y una metodología de diseño estructurado.

- Construir e instrumentar un prototipo de chimenea solar, que permita cuantificar la temperatura, la velocidad del aire de entrada y los flujos de calor para analizar el comportamiento del flujo de aire en el sistema.
- Analizar el efecto de las variables: la energía suministrada (irradiancia solar), la separación de la cavidad, y el ángulo de inclinación de la chimenea solar.
- Determinar la eficiencia térmica del prototipo de chimenea solar para establecer la factibilidad de uso en edificaciones en un clima cálido-húmedo.

#### **1.4 Alcances del proyecto**

El prototipo desarrollado para realizar este trabajo cuenta con algunas secciones y características que delimitan su funcionalidad, las cuales se tomaron en cuenta de acuerdo con lo encontrado en trabajos previos realizados sobre chimeneas solares y se enlistan a continuación:

- El prototipo está diseñado para permitir variar un ángulo máximo de  $90^\circ$  con respecto a la horizontal.
- El prototipo cuenta con una cavidad que puede variar de 0 a 0.28 m.
- Las placas que se introducen en la estructura de la chimenea solar están limitadas a una altura de 2 m y un largo de 0.8 m.

### 1.5 Estructura de la tesis

A continuación, se describen los capítulos siguientes que conforman este documento de tesis:

- En el Capítulo 2, Marco teórico, se presenta la base teórica que sirve para entender y sustentar la parte matemática y experimental vista en los capítulos posteriores.
- En el Capítulo 3, Desarrollo de la chimenea solar, se presenta la metodología del proceso de diseño y construcción del prototipo desarrollado.
- En el Capítulo 4, Resultados y discusión, se presentan y analizan los resultados obtenidos en las pruebas experimentales realizadas.

Finalmente, se cuenta con la sección de Conclusiones y recomendaciones, en la cual se presentan las principales conclusiones obtenidas a partir de la realización de este trabajo de investigación y se establecen recomendaciones para trabajos futuros.

# Capítulo 2

## Marco teórico

En este capítulo se describen de manera general los conceptos y fundamentos de la transferencia de calor. Así como, el modelo físico y matemático para el análisis del comportamiento del fluido en el interior de la chimenea. Lo anterior, con el objetivo de contar con el fundamento teórico y matemático para los capítulos posteriores.

## 2.1 Fundamentos de la transferencia de calor

La energía es parte importante de las actividades que realizamos, existen varios tipos, una forma común es la *energía térmica*, que se transfiere como resultado de un gradiente de temperatura. La transferencia de energía de un sistema a otro es estudiada por la termodinámica, para analizar cómo y cuándo ocurre dicho intercambio de energía en un medio, lo que permite estudiar y predecir el comportamiento de la temperatura en ciertas situaciones como: calcular el tiempo en que una habitación tarda en enfriarse o calentarse; estimar las pérdidas de energía en la industria; modelar el comportamiento de la irradiación solar sobre las edificaciones; y diseñar partes de un automóvil, entre otros.

La cantidad de calor transferido por unidad de tiempo se llama *razón de transferencia* de calor,  $q$ . La razón de transferencia de calor por unidad de área,  $A$ , perpendicular a la dirección, se llama flux de calor ( $q''$ ) y se expresa con la Ecuación (1).

$$q'' = \frac{q}{A} \quad (1)$$

Existen tres tipos o mecanismos de transferencia de calor, conducción, convección y radiación, cada uno de estos se describirán a continuación.

### 2.1.1 Conducción

El fenómeno de transferencia de calor por conducción es la transferencia de energía de un medio (sólido, líquido, gas) a otro, mediante el contacto de sus moléculas de forma directa (Incropera y DeWitt, 2011). El mecanismo de transferencia de calor por unidad de tiempo es proporcional a un gradiente de temperatura y al área normal a la dirección de flujo. Lo anterior, se puede expresar mediante *Ley de Fourier* de la Ecuación (2).

$$q_{cond} = -\lambda(T)A \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

donde  $\lambda$  es la conductividad térmica. Mientras que  $dT$ , son los cambios de temperatura conforme cambia la distancia  $dx$ .

### 2.1.2 Convección

El fenómeno de transferencia de calor por convección se genera a causa del movimiento molecular de un fluido que entra en contacto con una superficie limitante, en presencia de un gradiente de temperatura (Incropera y DeWitt, 2011). *La Ley de enfriamiento de Newton* dice que el flujo de calor disipado por el movimiento molecular y global del fluido es proporcional a la diferencia de temperaturas de la superficie y del fluido en un área y se expresa de acuerdo con la Ecuación (3).

$$q_{conv} = hA (T_{sup} - T_{\infty}) \quad (3)$$

donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $T_{sup}$  es la temperatura de superficie y  $T_{\infty}$  es la temperatura del fluido alejado de la superficie.

La transferencia de calor por convección se clasifica en:

- **Convección natural.** La convección natural ocurre cuando el movimiento del fluido es resultado de los gradientes de densidades que este experimenta, al estar en contacto con una superficie de mayor temperatura y en presencia de un campo gravitacional.

-**Convección forzada.** La convección forzada ocurre cuando el movimiento de un fluido es resultado de la acción de agentes externos al sistema, como agentes meteorológicos, bombas, ventiladores u otros.

### 2.1.3 Radiación

Como se ha mencionado anteriormente, el calor puede propagarse mediante el contacto con una superficie o un fluido, así como también puede propagarse en el vacío absoluto mediante radiación, por lo que, no requiere de un medio material. La radiación es la propagación de energía mediante ondas electromagnéticas a diferentes longitudes, y es el tipo de transferencia de calor más rápido y que no sufre atenuaciones en el vacío. La radiación térmica es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura; todas las superficies con temperatura finita emiten energía. Sin embargo, sólo se considera radiación térmica a la que se ubica en una longitud de onda entre el rango de 0.1 y 100  $\mu m$ , que incluye una fracción de los rayos ultravioleta (UV), rayos visibles y rayos infrarrojos (IR) (Incropera y DeWitt, 2011).

El flujo de calor emitido por radiación por una superficie a una temperatura es expresado con la *Ley de Stefan-Boltzmann*, se puede representar con la Ecuación (4).

$$q_{rad} = \varepsilon \sigma A T_R^4 \quad (4)$$

donde  $\varepsilon$  es la emitancia de la superficie en un intervalo de  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann que equivale a  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$ , y  $T_R$  es la temperatura absoluta.

## 2.2 Primera Ley de la Termodinámica

De acuerdo con la primera ley de termodinámica la energía no se puede crear ni destruir, solo se transforma. El principio de conservación de energía para cualquier sistema implica que, la suma de la energía que entra debe ser igual a la energía que sale de un sistema, más los cambios en su energía interna, cinética y potencial, como se puede ver en la Ecuación (5). El término de generación de energía es la conversión de otra forma de energía a energía térmica. La velocidad a la que la energía térmica y mecánica ingresa más la energía térmica generada en el interior, menos la diferencia de la energía térmica y mecánica que sale del volumen de control debe ser igual a la energía almacenada en el volumen de control (Incropera y DeWitt, 2011).

$$E_e + E_g - E_s = \Delta E_{sistema} \quad (5)$$

Aunque la termodinámica estudia la interacción de la energía que se transforma en calor, no estudia la velocidad con la que esta se propaga. Sin embargo, la primera Ley de la termodinámica realiza un balance entre todas las velocidades de energía o los cambios de energía en el tiempo.

## 2.3 Modelo físico y matemático de la chimenea solar

En la Figura 2.1 se presenta un diagrama esquemático del modelo físico de una chimenea solar de un canal. En el modelo físico,  $G$  es la radiación solar global incidente sobre la superficie de una placa de material translúcido,  $\rho_m G$  es la energía reflejada que sale de la superficie de la placa translúcida, la cual, es la suma de la radiación reflejada por la placa translúcida más la energía reflejada desde el interior,  $\tau_m G$  es la energía transmitida a través de la placa translúcida y  $\alpha_m G$  es la energía absorbida por la placa translúcida. Por su parte,  $q_1$  es la

energía absorbida por la placa absorbidora,  $q_2$  es la energía absorbida por la placa translúcida al pasar la radiación solar a través de esta más la energía absorbida en las múltiples reflexiones interiores,  $q_r$  es el flujo de calor removido de la placa absorbidora por el flujo másico ( $\dot{m}$ ) de aire inducido por las fuerzas de flotación,  $q_p$  es el flujo de calor a través de la pared posterior de la placa absorbidora más el flujo de calor de las paredes laterales, y  $q_t$  es el flujo de calor desde el interior del canal al exterior de la placa translúcida por la diferencia de temperaturas.

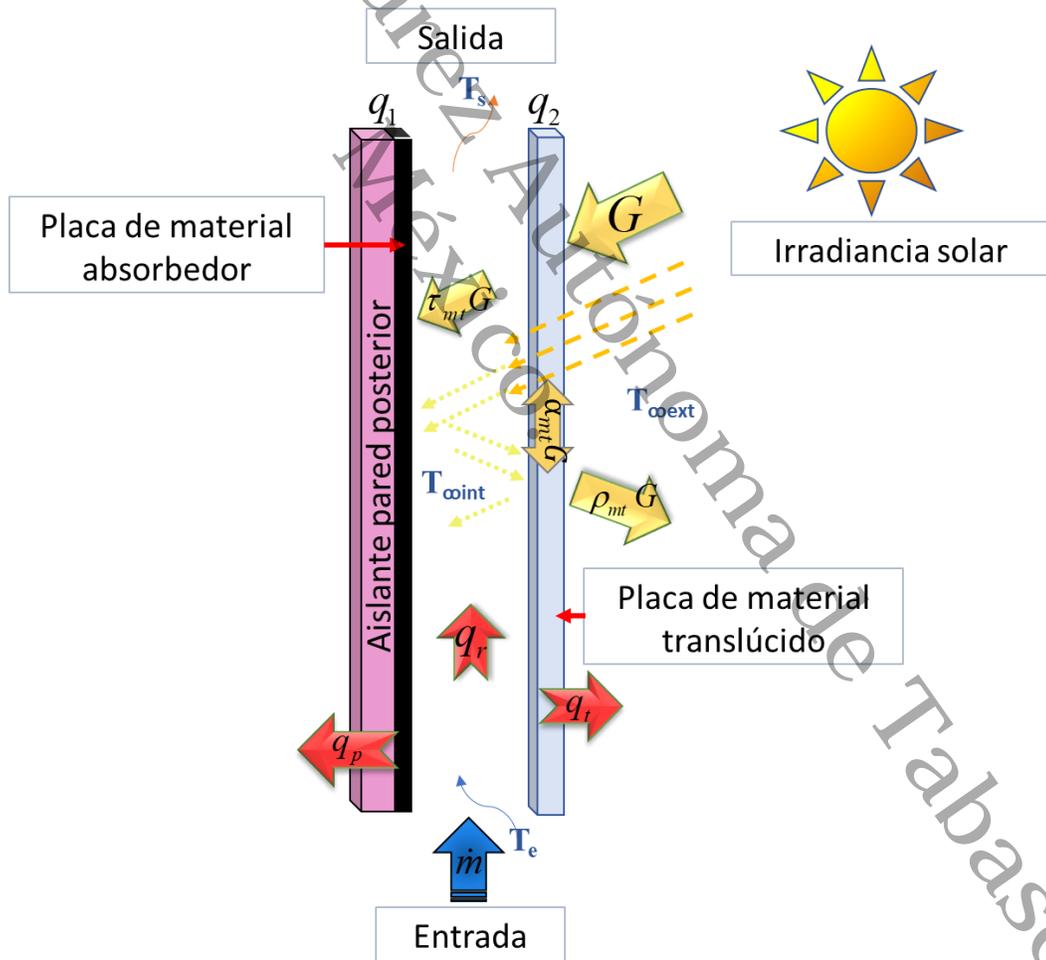


Figura 2.1 Modelo físico de una SC de un canal. Fuente: propia.

Considerando que las propiedades ópticas de un material translúcido son reflectancia ( $\rho_{mt}$ ), transmitancia ( $\tau_{mt}$ ) y absortancia ( $\alpha_{mt}$ ), y las de un material opaco son reflectancia ( $\rho_{ma}$ ) y absortancia ( $\alpha_{ma}$ ), en el entendido de que para ambos elementos sus propiedades son complementarias a la unidad. La energía reflejada se determina mediante la Ecuación (7).

$$\rho_{mt}G = G(\rho_{mt} + \tau_{mt}\rho_{ma}\tau_{mt} + \tau_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\tau_{mt} + \tau_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\tau_{mt} + \dots)G \quad (6)$$

$$\rho_{mt}G = G\left(\rho_{mt} + \tau_{mt}^2 \sum_{n=1}^{\infty} \rho_{ma}^n \rho_{mt}^{(n-1)}\right) \quad (7)$$

La energía absorbida por la placa de material translúcido y la placa de material absorbedor en términos de las propiedades ópticas pueden quedar expresadas con la Ecuación (9) y (11).

$$q_1 = (\tau_{mt}\alpha_{ma} + \tau_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\alpha_{ma} + \tau_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\alpha_{ma} + \tau_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\alpha_{ma} + \dots)GA_{mt} \quad (8)$$

$$q_1 = \left(1 + \sum_{n=1}^{\infty} \rho_{ma}^n \rho_{mt}^n\right)GA_{mt}\tau_{mt}\alpha_{ma} \quad (9)$$

$$q_2 = (\alpha_{mt} + \tau_{mt}\rho_{ma}\alpha_{mt} + \tau_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\alpha_{mt} + \tau_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\rho_{mt}\rho_{ma}\alpha_{mt} + \dots)GA_{mt} \quad (10)$$

$$q_2 = GA_{mt}\alpha_{mt}\left(1 + \tau_{mt} \sum_{n=1}^{\infty} \rho_{ma}^n \rho_{mt}^{(n-1)}\right) \quad (11)$$

Realizando un balance de energía en la placa absorbidora en estado estacionario o estable se tiene la Ecuación (12),

$$q_1 = q_p + q_r \quad (12)$$

donde el flujo de calor  $q_p$  se determina empleando la *Ley de Fourier*, mediante la Ecuación (13).

$$q_p = \lambda_m(T)A \frac{\Delta T}{L} \quad (13)$$

donde  $\lambda_m$  es la conductividad térmica del material del respaldo y paredes que forman la cavidad, A es el área,  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre las caras paralelas y L es el espesor.

Para el caso del flujo de calor  $q_t$  se desprecia la resistencia térmica de la placa de material translúcido por ser un material delgado, además, se consideran que los coeficientes convectivos-radiativos, en ambos lados del material translúcido, son de la misma magnitud. Por lo que,  $q_t$  se puede determinar mediante la Ecuación (14).

$$q_t = \frac{h}{2} A_{mt} (T_{\infty \text{int}} - T_{\infty \text{ext}}) \quad (14)$$

donde  $h$  es el coeficiente convectivo, igual para ambos lados de la placa de material translúcido y  $T_{\infty}$  representa las temperaturas de la corriente libre del fluido en ambos lados de la placa de material translúcido.

La energía absorbida para la placa translúcida se divide entre el interior y exterior, por mitad, por lo que se puede establecer un balance al interior de la chimenea en la Ecuación (15) como,

$$q_1 + \frac{q_2}{2} - q_p - q_t = \dot{m}C_p(T_s - T_e) \quad (15)$$

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico en el interior del canal,  $C_p$  es el calor específico evaluado a temperatura media entre la entrada y salida, y  $T_s - T_e$  es la diferencia de temperatura entre la entrada y salida.

Por su parte, la velocidad media en el canal se puede determinar mediante la Ecuación (16).

$$\bar{V}_e = \frac{\dot{m}}{\rho_{De}A_e} \quad (16)$$

donde  $\rho_{De}$  es la densidad evaluada en la temperatura de entrada y  $A_e$  es el área de entrada.

## 2.4 Número de Nusselt

El número de Nusselt es un número adimensional de la relación que existe entre el calor transferido por convección al fluido y por conducción, y se puede obtener mediante la Ecuación (17).

$$Nu = h \frac{L}{\lambda_F} \quad (17)$$

donde  $h$  representa el coeficiente convectivo,  $L$  la longitud característica y  $\lambda_F$  la conductividad térmica del fluido.

## 2.5 Eficiencia de la chimenea solar

De acuerdo con Zavala-Guillen *et. al.*, (2018) el flujo másico en el interior de una chimenea solar se puede calcular mediante la Ecuación (18).

$$\dot{m} = \rho_{De} \bar{V} A_s \quad (18)$$

donde  $\bar{V}$  es la velocidad media del aire,  $A_s$  es el área de salida de la cavidad y  $\rho_{De}$  es la densidad del aire.

Siguiendo con el modelo físico presentado para una chimenea solar de una cavidad y el balance realizado en la ecuación (15), el flujo másico también se puede calcular mediante la Ecuación (19).

$$\dot{m} = \frac{(q_1 + \frac{q_2}{2} - q_p)}{C(T_s - T_e)} \quad (19)$$

Una vez calculado el flujo másico, se puede determinar la eficiencia térmica para una chimenea solar reescrita de la siguiente manera (Ong y Chow, 2003) con la Ecuación (20).

$$\eta = \frac{\dot{m}C(T_s - T_e)}{IA_{Pabs}} \times 100 \quad (20)$$

donde  $I$  es la irradiancia solar y  $A_{Pabs}$  es el área de la placa absorbadora.

## 2.6 Cambios de aire por hora (ACH)

Para estudiar o analizar el comportamiento del flujo de aire en ventilación natural, se pueden calcular los cambios de aire por hora, por sus siglas en inglés ACH, con el flujo volumétrico mediante la Ecuación (21).

$$\text{ACH} = \frac{\dot{V}}{Q} \quad (21)$$

En donde  $\dot{V}$  es el flujo volumétrico y  $Q$  es el volumen del recinto o habitación.

# Capítulo 3

## Desarrollo de la chimenea solar

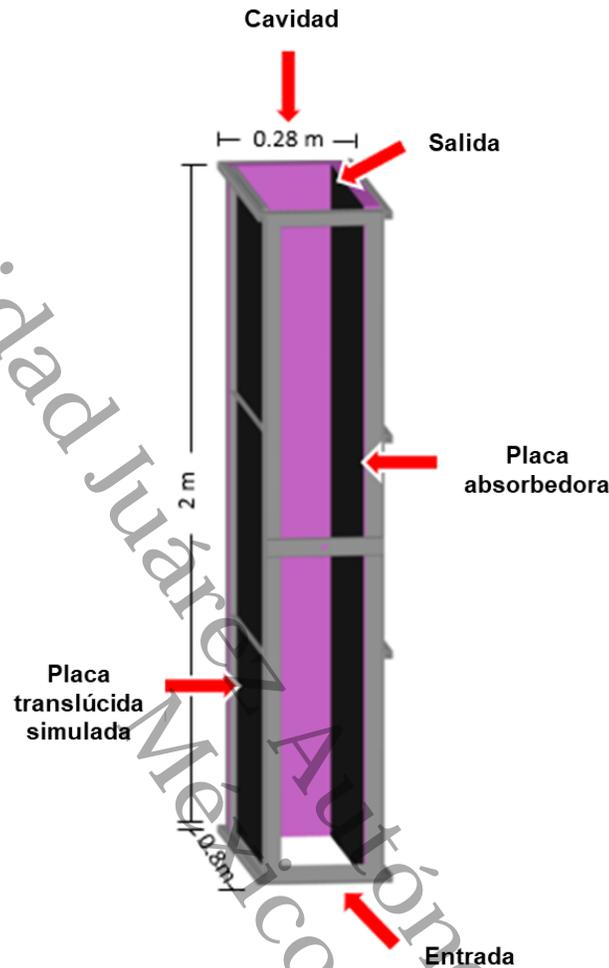
En este capítulo se presentan las consideraciones y especificaciones para el diseño, construcción e instrumentación de la chimenea solar, así como, el procedimiento experimental.

### 3.1 Diseño y construcción de la chimenea solar

Considerando el modelo físico de la Figura 2.1 para el diseño de una chimenea solar, se revisaron trabajos previos encontrados en la literatura, presentados en la Tabla 1.1. Entre los principales hallazgos reportados de mayor coincidencia entre los autores, se destaca la importancia de analizar el efecto que tiene la cantidad de irradiación solar que recibe la placa absorbidora, así como, el efecto del ángulo de inclinación en el comportamiento del fluido. Por otra parte, es importante comentar que las dimensiones reportadas como óptimas (Ong y Chow, 2003; Saleem *et al.*, 2016; Zavala-Guillén *et al.*, 2018) para las chimeneas solares son: de 0.45 m hasta los 2 m de altura y una separación de cavidad de 0.075 m hasta los 0.280 m.

El diseño de la chimenea solar se realizó utilizando una metodología de diseño estructurado. Esta metodología consiste en revisar el modelo físico del caso de estudio, así como, los requerimientos y restricciones a partir de lo reportado en la literatura, con el fin de definir el tipo y configuración de la chimenea solar. A partir de esto, se proponen alternativas funcionales que permitan solventar las condiciones de diseño requeridas, como son movilidad, suministro de energía, entre otros criterios.

Las dimensiones de la chimenea solar se consideraron de acuerdo con lo encontrado en la literatura, se diseñó de tal manera que el soporte de la estructura permita variar el ángulo de inclinación y la separación entre la placa absorbidora y la placa translúcida simulada, pudiendo variar: el ángulo con respecto a la horizontal desde 0 hasta 90° y la separación entre las placas del aire desde 0 hasta 0.280 m. La altura de la chimenea se consideró de 2 m y un ancho de 0.80 m como se puede ver en la Figura 3.1.



**Figura 3.1** Diseño de la chimenea solar. Imagen adaptada de Villar-Ramos *et al.*, (2018).

El desarrollo de la chimenea solar se dividió para su implementación en las siguientes secciones principales: 1) estructura principal, 2) soporte de la estructura, 3) paredes aislantes, 4) placa absorbedora y placa translúcida simulada. Cada sección de la chimenea fue diseñada por separado y los materiales de sus componentes fueron seleccionados adecuadamente para satisfacer los requerimientos de diseño buscando optimizar materiales y costos. Los diferentes materiales y sensores de la chimenea fueron evaluados y seleccionados mediante matrices considerando criterios como: disponibilidad en el mercado, costo, resistencia, estética, conductividad térmica, manejabilidad, entre otros. En el Anexo A, se presentan las matrices de evaluación y los criterios

considerados. En estas matrices de evaluación se eligieron también alternativas funcionales para el movimiento y fijación del sistema. Dentro de la selección de las diversas componentes se consideraron: el peso del material, mantenimiento, resistencia a altas temperaturas, costo, disponibilidad en el mercado, presión de trabajo entre otros.

De acuerdo con la matriz de evaluación (Anexo A), el acero galvanizado fue el material que presentó las mejores características de resistencia para soportar el peso del sistema. También, se seleccionaron los materiales para llevar a cabo la construcción, así como, los sensores e instrumentos de medición de las variables del sistema de estudio. Estos últimos tomando en cuenta el rango de temperatura, la precisión, la sensibilidad, costo y disponibilidad en el mercado. Respecto a los sensores de medición, se obtuvo que para los sensores de temperatura se seleccionó la termo-resistencia RTD PT1000 y el termopar tipo T. El RTD PT1000 es un sensor de dos hilos de clase B, de  $1000 \Omega$  con un rango de temperatura de  $-70$  a  $500^{\circ}\text{C}$  de acuerdo con la norma IEC751:1995, con una incertidumbre de  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ , mientras que el sensor seleccionado fue el cable de termopar Tipo T (cobre/constantan) con un rango de medición de  $-200$  a  $350^{\circ}\text{C}$  y una incertidumbre de  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ . Respecto a los instrumentos para el suministro de potencia eléctrica para simular el comportamiento de una cantidad de irradiancia solar incidente en la placa absorbadora y translúcida, se seleccionó la resistencia eléctrica de constantán de  $2.66 \Omega \text{ m}^{-1}$  y  $10.67 \Omega \text{ m}^{-1}$ .

### 3.1.1 Estructura principal

Para construir la estructura rectangular de la chimenea que se muestra en la Figura 3.2 se utilizaron y soldaron dos tramos de ángulo de acero de  $2''$  ( $0.0508 \text{ m}$ ) y  $2 \text{ m}$  de largo, y cuatro tramos de ángulo de acero de  $2''$  ( $0.0508 \text{ m}$ ) de  $0.35 \text{ m}$  de largo. Además, para la estructura se utilizaron dos tramos de PTR cuadrado de acero de  $2''$  ( $0.0508 \text{ m}$ ) y  $0.35 \text{ m}$  de largo, así como, se utilizaron seis tramos

de PTR de acero de 1" (0.0254 m) y 1 m de largo. Las secciones de PTR fueron unidos a la estructura principal con tornillos de sujeción. Además, se utilizaron seis secciones de varilla roscada de 1/4" (0.0063 m) y 0.25 m de largo para poder variar la separación entre placas de aire.



Figura 3.2 Estructura principal de la SC.

### 3.1.2 Soporte de la estructura

Para el soporte de la estructura de la chimenea mostrada en la Figura 3.3 se soldaron dos tramos de PTR cuadrado de acero de 2" (0.0508 m) y 1.20 m de largo con dos tramos de PTR cuadrado de acero de 2" (0.0508 m) y 0.14 m de largo. Para variar el ángulo de inclinación se utilizaron dos ejes de 0.15 m de acero de 1" (0.0254 m) y dos chumaceras de piso que fueron fijadas con tuercas y rondanas de 1/4" (0.0063 m) a la sección anterior. Para la base se utilizaron cuatro tramos de 1 m de PTR cuadrado de acero de 2" (0.0508 m) y dos tramos de 1.20 m de PTR cuadrado de acero de 2" (0.0508 m). Para mover el sistema

de un área a otra se fijaron 4 llantas a la parte inferior de la base del soporte de la estructura principal.



Figura 3.3 Soporte de la estructura principal de la S

### 3.1.3 Paredes aislantes

Como se puede observar en la Figura 3.4, para aislar la cavidad y cuantificar las pérdidas de calor hacia el exterior, se colocaron tres placas de poliestireno extruido (Foamular®) de 2" (0.0508 m) de espesor, con una conductividad térmica de  $0.0288 \text{ W m}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$  a  $24^{\circ}\text{C}$ . Para aislar la pared lateral derecha e izquierda se cortaron y colocaron dos placas de 0.35 m de largo y 2 m de altura, y para la pared posterior, que está detrás de la placa absorbidora, se utilizó una placa de 0.8 m de largo y 2 m de altura.

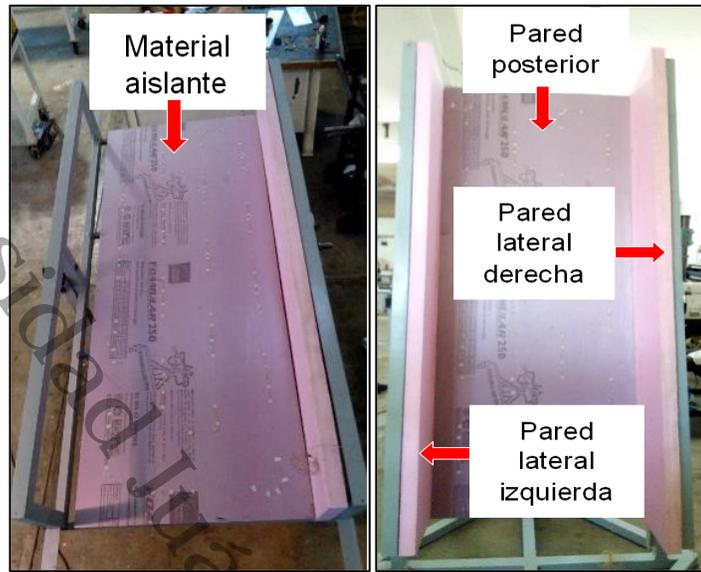


Figura 3.4 Aislamiento de las paredes posterior y laterales.

### 3.1.4 Placa absorbadora y placa translúcida simulada

Para la placa absorbadora y la placa translúcida simulada se utilizaron dos láminas de acero galvanizado calibre 18 y 16, respectivamente. Una de las caras de cada placa se instrumentó para simular la energía absorbida por la incidencia de la irradiancia solar, mientras que la otra cara en el caso de la placa absorbadora se pintó de color negro mate ( $\alpha = 0.94$ ) y para la otra cara de la placa translúcida simulada se pintó de color negro brillante ( $\alpha = 0.90$ ). En la Figura 3.5 se puede observar el proceso de corte y recubrimiento de las placas.

Para mantener fija la placa absorbadora dentro de la estructura principal se utilizaron cuatro tensores de doble armella para la parte superior e inferior de la estructura principal, sostenidos con cuatro secciones de ángulo de acero de 2" (0.0508 m) y 0.15 m de largo. La variación del ángulo de inclinación se diseñó e implementó mediante un sistema de giro con chumaceras, en donde es posible variar el ángulo desde 0 hasta 90°, con respecto a la horizontal. En la Figura 3.6 se puede observar la chimenea solar ensamblada, en vista lateral y frontal.



Figura 3.5 Corte y pintura de las placas absorbadora y translúcida simulada.



Figura 3.6 Chimenea solar ensamblada. a) Vista lateral y b) Vista frontal.

### 3.2 Instrumentación de la chimenea solar

Para medir las temperaturas en la placa absorbadora, en la placa translúcida simulada y en la entrada/salida del aire de la cavidad, se utilizaron sensores RTD PT1000 de clase B, los cuales, fueron calibrados considerando aspectos de la norma ASTM E-220. En el Anexo B, se puede observar la metodología que se siguió para la calibración de los sensores de temperatura. La placa absorbadora fue dividida en cuatro secciones, cada una de 0.8 m x 0.5 m, en cada sección se utilizó un sensor PT1000, mientras que, en la placa translúcida simulada se colocó un sensor en el centro para monitorear el comportamiento de la temperatura. Con el fin de monitorear el incremento de temperatura del fluido (aire) que pasa por la chimenea, se colocó un sensor PT1000 en la entrada y otro en la salida de la cavidad.

Para simular la irradiancia solar sobre la placa absorbadora se utilizaron 16 m de resistencia eléctrica de constantán de  $2.66 \Omega \text{ m}^{-1}$ , distribuida de manera uniforme en cada una de las secciones. La longitud de la resistencia fue calculada mediante la *Ley de Ohm*, i.e. podría llegar a simular una irradiancia máxima de  $500 \text{ W m}^{-2}$ . Después de colocar las resistencias en la placa absorbadora, las puntas fueron soldadas a cables de calibre 8 AWG de 2.5 m de largo, y estos a su vez fueron conectados a dos fuentes de corriente directa de la marca BK PRECISION 1673, con un suministro de potencia en el rango de 0 - 32 V y 0 - 6 A y un error de precisión menor a 0.1%. De igual manera se colocó una termopila en configuración de estrella con termopares de tipo T en cada una de las secciones en las que se dividió la placa absorbadora, cada una con 18 puntas. Esto con la finalidad de medir las diferencias de temperatura en cada sección de la placa absorbadora, respecto al centro.

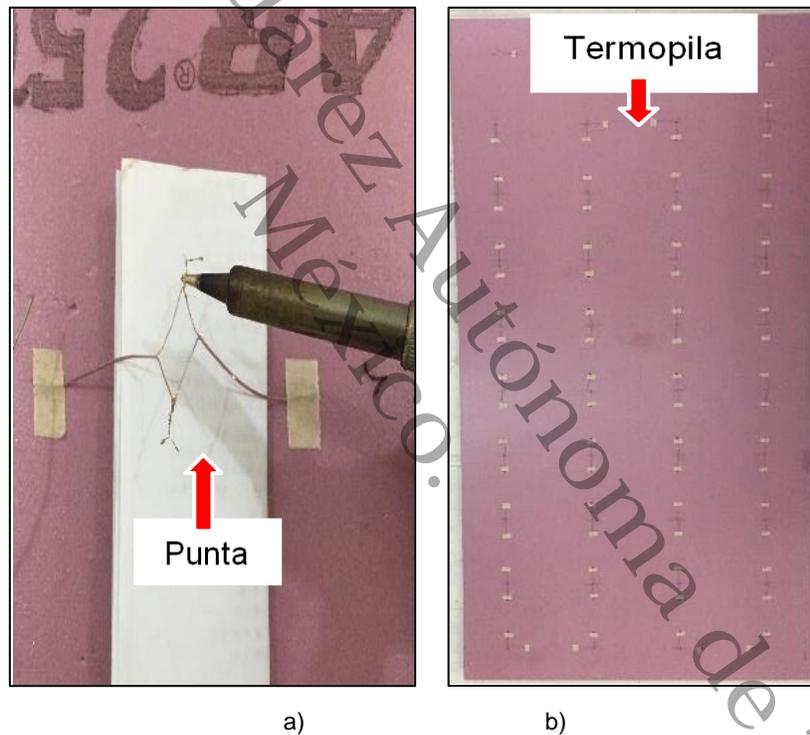
Por otra parte, para instrumentar la placa translúcida simulada, se utilizaron 15 m de resistencia eléctrica de constantán de  $10.67 \Omega \text{ m}^{-1}$ , la cual fue distribuida de

forma homogénea, sobre una cara de la placa dividida en cuatro secciones, cada una de 0.8 m x 0.5 m. La longitud de la resistencia fue calculada para suministrar la potencia que representaría la energía absorbida debido a la radiación solar i.e. por un material translúcido con una transmitancia en un rango de 0.80 - 0.89 y una absortancia 0.02 - 0.21. La alimentación de la resistencia eléctrica se realizó con una fuente de corriente directa de la marca GW INSTEK con un suministro en el rango de 0 - 32 V y 0 - 2 A, y un error de precisión menor a 0.1%. Por otra parte, para monitorear la temperatura promedio de esta placa, se le colocó en el centro un sensor de temperatura PT1000 y una termopila diferencial distribuida homogéneamente sobre la superficie de la placa, esta termopila fue elaborada utilizando termopar tipo T. En ambas placas, el cableado fue forrado con cinta industrial de la marca 3M®, para fijarlo a la superficie de cada una de las láminas, con el fin de asegurar el contacto con la lámina. En la Figura 3.7 se puede observar la instrumentación realizada en ambas placas.



**Figura 3.7** Instrumentación y recubrimiento de las placas.

Por otra parte, para calcular las pérdidas de calor que se presentaron hacia las paredes del sistema, las placas de material aislante fueron instrumentadas con transductores de flujo de calor implementados con termopilas de termopar tipo T (cobre-constantán). En la pared posterior se hizo un arreglo de 78 puntas, y para las paredes laterales, derecha e izquierda, se implementaron 9 puntas en cada una, en la Figura 3.8 se puede observar la instrumentación de las paredes. En la Figura 3.8 a) se puede observar la unión con soldadura de la punta, mientras que en la Figura 3.8 b) se puede observar la configuración de termopila en la pared posterior.



**Figura 3.8** Instrumentación de las paredes. a) Vista ampliada de punta, b) Termopila en pared posterior.

A lo largo de la cavidad, en el interior, se distribuyeron 12 termopares tipo T, calibrados bajo la norma ASTM E-220, para medir la temperatura del aire. Estos sensores se distribuyeron en tres secciones cada una con 4 termopares, en cada sección dos termopares se colocaron cerca de la capa límite hidrodinámica de la placa absorbadora y dos a la mitad de la separación entre las placas. Por otro

lado, para medir la velocidad del flujo de aire a la entrada de la cavidad se utilizó un anemómetro de hilo caliente de la marca Delta OHM con un rango de medición que va desde  $0-5 \text{ m s}^{-1}$ , con  $\pm 0.2 \text{ m/s}$  de incertidumbre. Para medir la diferencia de temperatura, a la entrada y salida de la cavidad se colocó una configuración de termopila diferencial elaborada con termopares tipo T, con un arreglo de 4 puntas, tanto en la entrada como en la salida, esto se puede observar en la Figura 3.9.

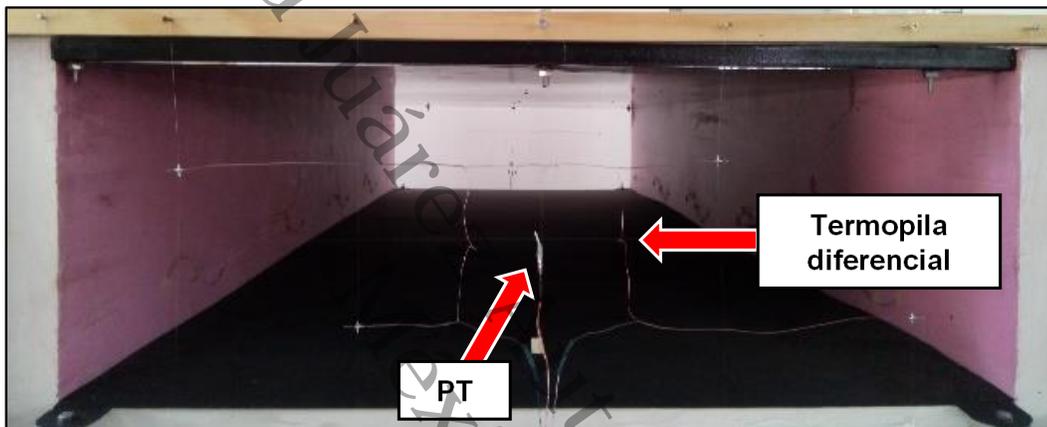


Figura 3.9 Vista inferior de la SC, a la entrada de la cavidad.

Finalmente, la adquisición de datos de todas las variables del sistema se realizó mediante tarjetas multiplexoras conectadas a un sistema de adquisición de datos de la marca Keysight 34972A de  $6 \frac{1}{2}$  dígitos. En la Tabla 3.1 se puede observar la configuración de cada uno de los canales del sistema de adquisición de datos, en donde se utilizaron dos tarjetas multiplexoras. Como puede observarse las señales adquiridas fueron de resistencia, temperatura y tensión eléctrica. En la Figura 3.10 se presenta un diagrama esquemático con la instrumentación de la chimenea solar, mientras que en la Figura 3.11 se presenta una imagen del arreglo experimental.

Tabla 3.1 Configuración de canales del sistema de adquisición de datos.

Número de canal	Descripción	Unidades
101-107	Sensores de temperatura tipo PT1000	Ohm
109-120	Sensores de temperatura Termopar tipo T	°C
201-203	Transductores de flujo de calor	V
204-209	Termopilas diferenciales	V
210	Anemómetro	V

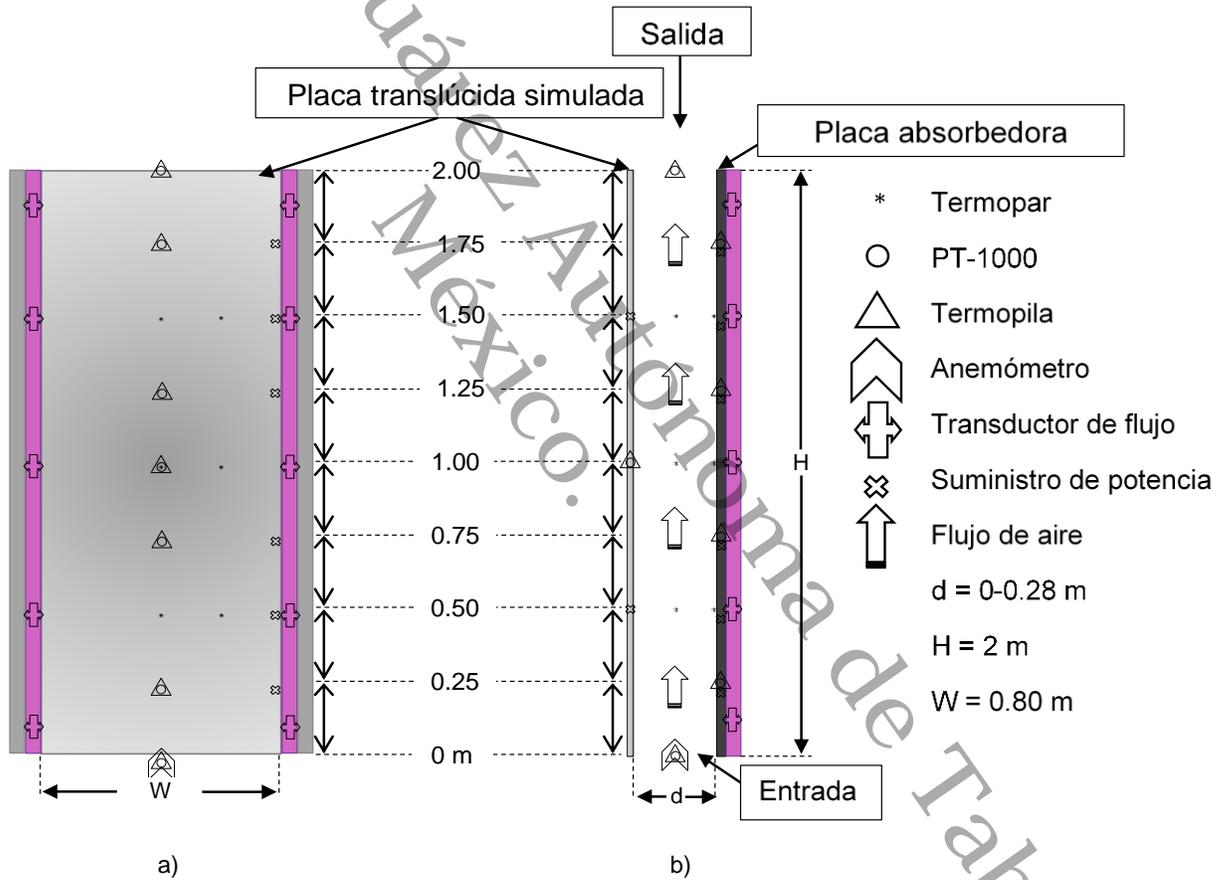


Figura 3.10 Diagrama esquemático de la SC. a) Vista frontal y b) Vista lateral. Fuente propia.

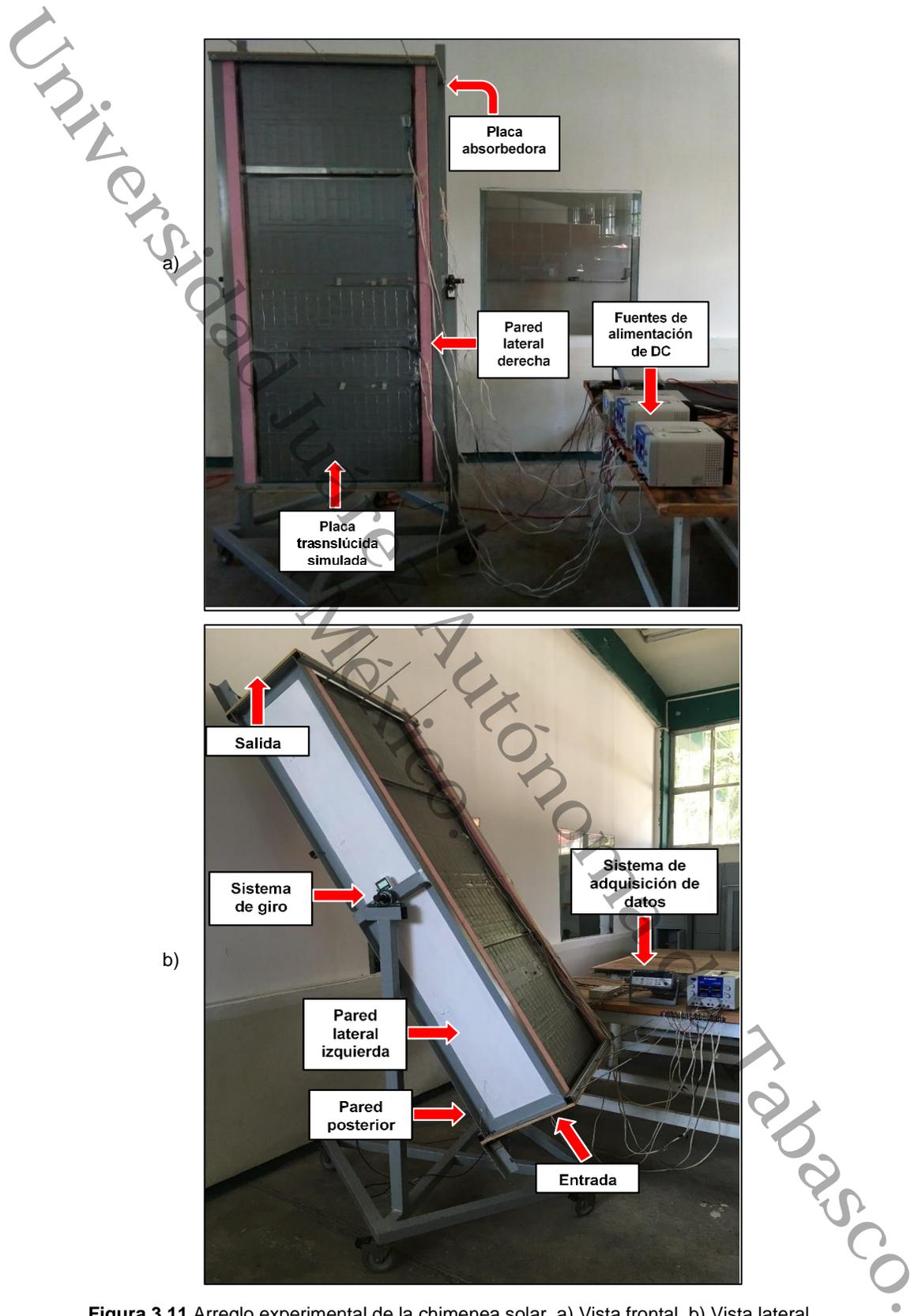


Figura 3.11 Arreglo experimental de la chimenea solar. a) Vista frontal, b) Vista lateral.

### 3.3 Diseño y procedimiento experimental

El diseño experimental para el desarrollo de este trabajo se presenta en la Figura 3.12. Como se muestra en la figura, el diseño consiste en un estudio paramétrico considerando las variables: separación entre las placas o separación de canal ( $d$ ), flujo de calor absorbido por la placa absorbidora ( $P_{Pabs}$ ), flujo de calor absorbido por la placa translúcida simulada ( $P_{Pts}$ ) y el ángulo de inclinación del sistema con respecto de la horizontal ( $\theta$ ).

Como se puede observar en la Figura 3.12, para el estudio paramétrico se consideró la separación entre las placas de 0.075 a 0.280 m con un intervalo de variación en promedio de 0.050 m, por otra parte, el ángulo de inclinación se varió de 15 a 90° con intervalos de 15 y 30°. Mientras que, la potencia de calentamiento suministrada a la placa absorbidora, se varió en un rango de 150 a 750 W, en donde, la máxima potencia de la placa absorbidora de 750 W, lo cual representa una irradiancia solar cercana a 500 W m<sup>-2</sup> en una pared vertical. Las potencias suministradas a la placa translúcida simulada fueron de 40 y 80 W, en donde la máxima potencia de calentamiento sobre la placa translúcida simulada de 80 W, que representa una irradiancia solar de 45 W m<sup>-2</sup> que simularía, i.e., la irradiancia total absorbida por un material translúcido con una transmitancia entre 0.80 - 0.85 y una absortancia de 0.06 - 0.11. Posteriormente, con el fin de realizar el estudio paramétrico se realizaron 120 pruebas considerando el diseño experimental de la Figura 3.12. Por ejemplo, en el diseño experimental se puede observar que la P1 corresponde a una separación entre placas de 0.075 m, a la cual se fijó una potencia de calentamiento en la placa absorbidora de 150 W y una potencia de calentamiento en la placa translúcida simulada de 40 W, y finalmente se fijó el ángulo de inclinación en 15°. Para el caso de P2 a P4 se fijaron las mismas condiciones de potencia de calentamiento y se cambiaron los ángulos de inclinación a 30, 60 y 90°, respectivamente. Por otra parte, para las pruebas P5 - P8, se fijó la potencia de 150 W a la placa absorbidora, mientras que, para la

placa translúcida simulada se fijó a 80 W, y se variaron los ángulos de inclinación a 15, 30, 60 y 90°, respectivamente. Posteriormente, se realizó la misma secuencia de pruebas para las distintas separaciones entre placas y potencias de calentamiento de la placa absorbidora. El procedimiento experimental que se siguió se describe en la Figura 3.13.

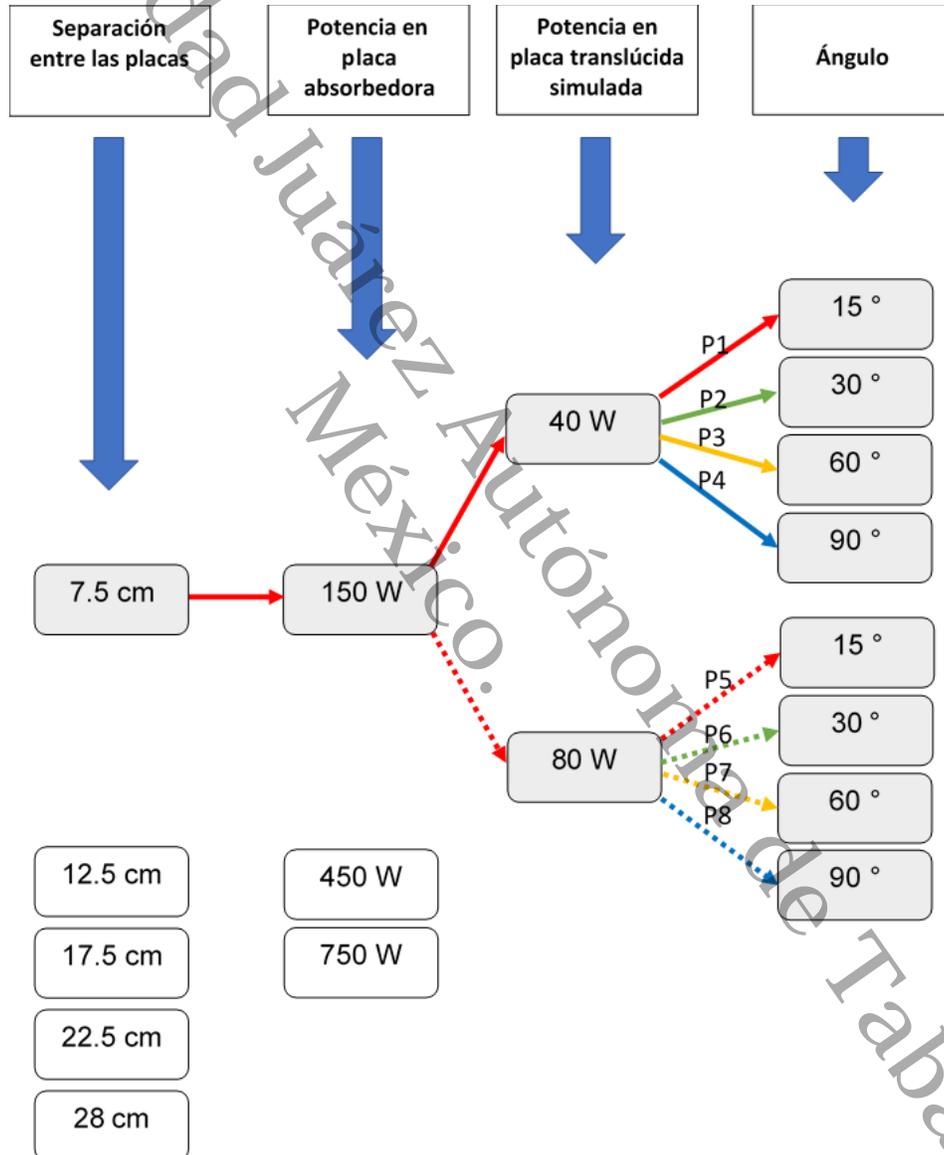


Figura 3.12 Diseño experimental. Fuente propia.

En la Figura 3.17 se presenta un diagrama del procedimiento experimental con los pasos a seguir para realizar las pruebas experimentales. Durante las pruebas experimentales, se varió el ángulo de inclinación, mientras se fijaron tres variables: separación entre las placas, potencia suministrada a la placa absorbadora y potencia suministrada a la placa translúcida simulada. El procedimiento fue el siguiente:

- **Paso 1.** Se fija la separación entre las placas.
- **Paso 2.** Se fija la potencia a suministrar a la placa translúcida simulada.
- **Paso 3.** Se fija la potencia a suministrar a la placa absorbadora.
- **Paso 4.** Se coloca la chimenea solar a un ángulo de inclinación con respecto a la horizontal.
- **Paso 5.** Se coloca y conecta el anemómetro.
- **Paso 6.** Se configura el sistema de adquisición de datos: el medio de almacenamiento de los datos, los canales con las unidades de medición, así como, el número de escaneos y por último el intervalo de medición.
- **Paso 7.** Se inicia el suministro de potencia a la placa translúcida simulada y absorbadora.
- **Paso 8.** Se inicia el escaneo y registro de los datos experimentales mediante en una memoria de almacenamiento externa, hasta que se realice el número de escaneos programados.
- **Paso 9.** Al terminar el número de escaneos, el multímetro se detiene, y se extrae la memoria de almacenamiento, en donde se encuentran los datos y se almacenan en un ordenador para ser procesados y analizados.

Realizados todos los pasos anteriores, se repiten los pasos del 4 al 9 para los ángulos de 30, 60 y 90°. Una vez que se han concluido las pruebas para los diferentes ángulos, se repiten los pasos del 3 al 9, para suministrar las potencias de 450 y 750 W en la placa absorbadora. Posteriormente, se repiten los pasos del 2 al 9, para un suministro de 80 W en la placa translúcida simulada.

Finalmente, se repiten los pasos del 1 al 9 para una separación de cavidad de 0.125, 0.175, 0.225 y 0.280 m. Lo anterior, para concluir con un total de 120 pruebas experimentales del análisis paramétrico. Para verificar la funcionalidad del prototipo de chimenea solar, se realizó una prueba experimental, llamada Prueba 0.

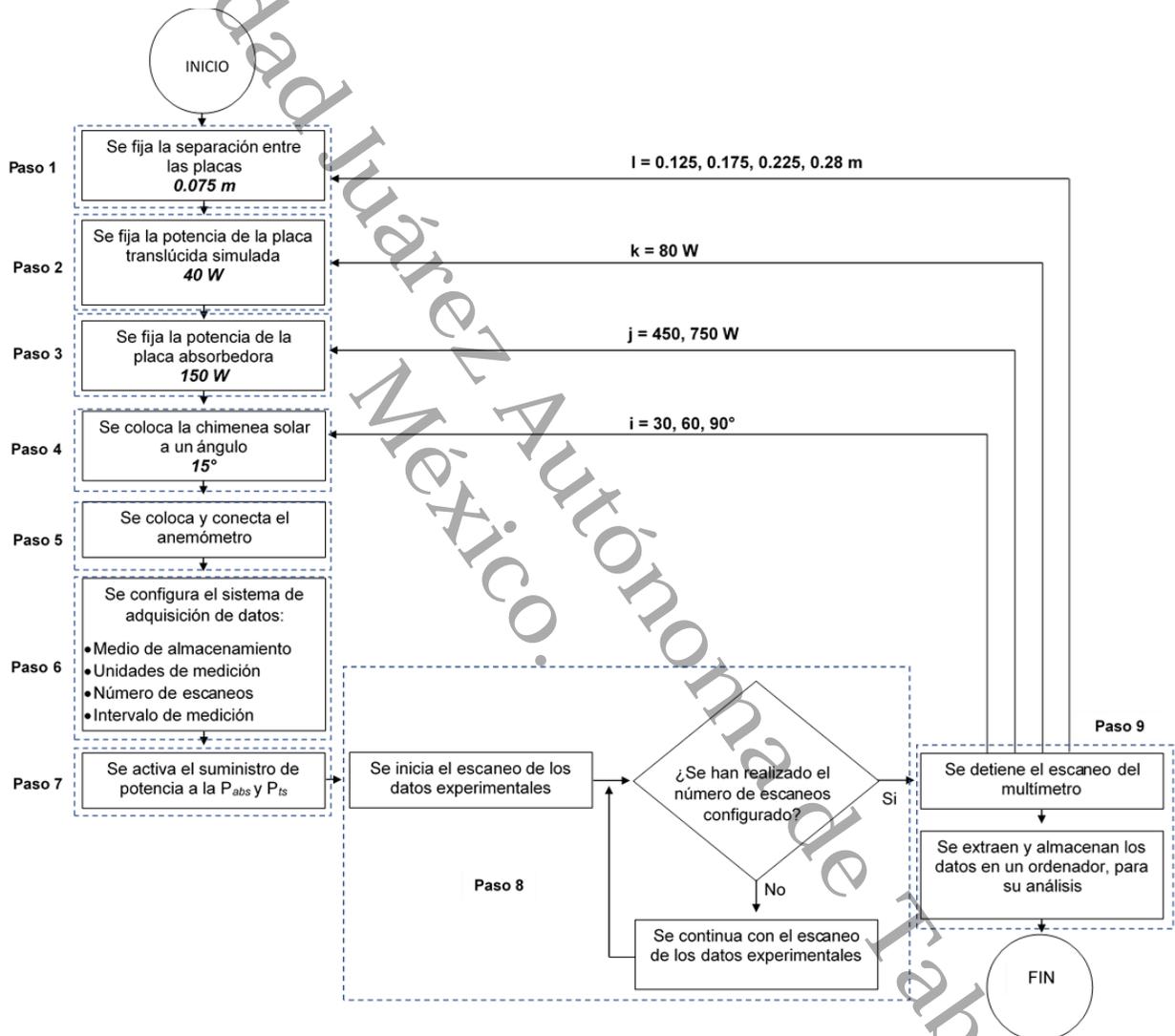


Figura 3.13 Diagrama de procedimiento experimental. Fuente propia.

# Capítulo 4

## Resultados y discusión

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos la prueba de funcionalidad y del conjunto de experimentos realizados en el prototipo de chimenea solar desarrollado en este trabajo, donde se analiza el comportamiento de la temperatura, la velocidad del aire de entrada, el flujo másico y el flujo de calor. Así como, el análisis y comparación de los resultados para determinar la eficiencia y factibilidad del uso de una chimenea solar como sistema pasivo de ventilación.

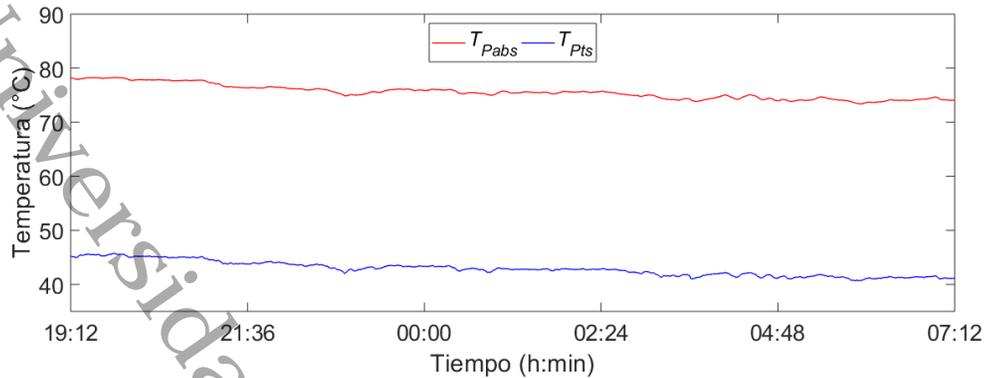
#### 4.1 Prueba de funcionalidad, Prueba 0

Los datos experimentales obtenidos de esta prueba de funcionalidad se procesaron y analizaron mediante el software Matlab® para obtener el comportamiento de las temperaturas y la velocidad del flujo de aire del sistema. A continuación, se muestran los resultados obtenidos bajo las condiciones que se muestran en la Tabla 4.1.

**Tabla 4.1** Condiciones de la prueba de funcionalidad, Prueba 0.

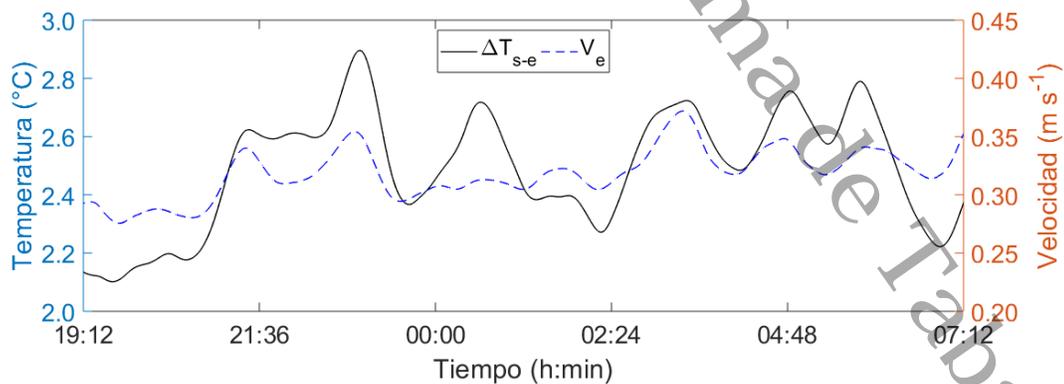
d (m)	$\theta$ (°)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)
0.280	90	750	80

En donde la potencia suministra a la placa absorbadora fue de 750 W, que simula una irradiancia absorbida por la placa de  $468.8 \text{ W m}^{-2}$ , y en el caso de la potencia suministrada a la placa translúcida simulada nos representaría una irradiancia absorbida de  $50 \text{ W m}^{-2}$ , i.e. un material translúcido con una transmitancia en el intervalo de 0.80 - 0.89 y una absorptancia de 0.02 – 0.21. En la Figura 4.1 se presenta el comportamiento de la temperatura promedio en la placa absorbadora ( $T_{Pabs}$ ) y la temperatura promedio de la placa translúcida simulada ( $T_{Pts}$ ), en un período de tiempo de 12 horas. En la figura se puede observar que la  $T_{Pabs}$  y la  $T_{Pts}$  se mantuvieron con pocas variaciones durante el tiempo de prueba, en el caso de  $T_{Pabs}$  esta se mantuvo dentro de un intervalo de  $73.3 - 78.5^\circ\text{C}$ , mientras que la  $T_{Pts}$  en un intervalo de  $40.2 - 45.9^\circ\text{C}$ . Una vez alcanzado el estado estable, se puede denotar un comportamiento decreciente de las temperaturas debido a la variación de la temperatura ambiente exterior, considerando que la prueba se realiza bajo condiciones ambientales transitorias. Sin embargo, se puede observar que la diferencia de temperatura promedio entre la  $T_{Pabs}$  y la  $T_{Pts}$  se mantuvo con cambios constantes en el tiempo, en promedio  $32.7^\circ\text{C}$ . Por lo que, esta diferencia de temperatura constante puede considerarse como alcanzar el estado estable.



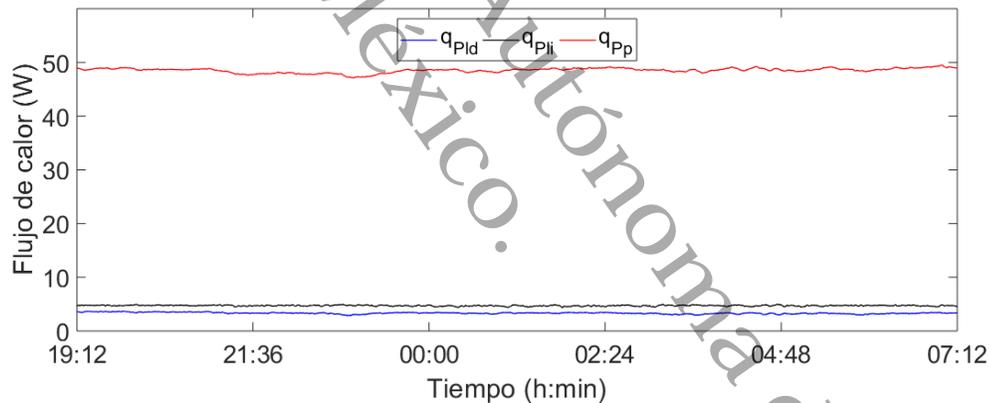
**Figura 4.1** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada.

En la Figura 4.2 se presenta el comportamiento de la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida ( $\Delta T_{s-e}$ ), y la velocidad de entrada del aire ( $V_e$ ). Como se puede observar, la diferencia mínima fue de  $2.0^{\circ}\text{C}$  y la máxima de  $2.9^{\circ}\text{C}$ . Mientras que, se obtuvo una velocidad del aire promedio mínima y máxima de  $0.23$  y  $0.41$   $\text{m s}^{-1}$ , respectivamente. Se pudo observar que el comportamiento de la velocidad del aire está ligado a la temperatura en el interior de la cavidad presentando tendencias similares, se puede decir que, para esta prueba, el comportamiento de la velocidad del aire es proporcional al comportamiento de la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida.



**Figura 4.2** Comparativo de la velocidad del aire a la entrada con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire.

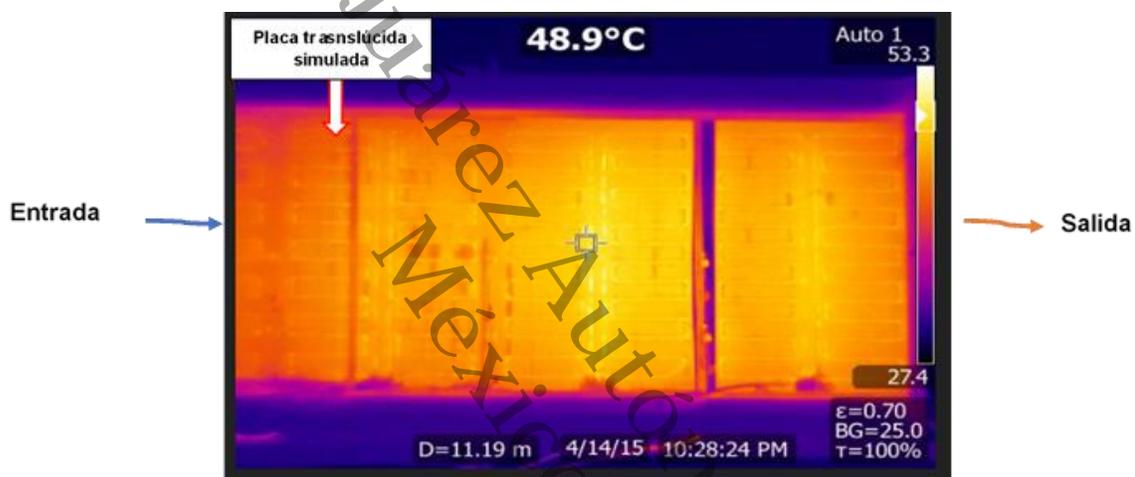
En la Figura 4.3 se presenta el comportamiento de los flujos de calor a través de las paredes con material aislante, pared lateral derecho ( $q_{Pld}$ ), pared lateral izquierda ( $q_{Pli}$ ) y la pared posterior de la placa absorbidora ( $q_{Pp}$ ). Se puede observar que el flujo de calor máximo fue de 3.80, 4.98 y 49.58 W, para  $q_{Pld}$ ,  $q_{Pli}$ , y  $q_{Pp}$  respectivamente. En las paredes laterales las pérdidas de calor pueden considerarse poco significativas considerando la potencia suministrada al sistema. Por otro lado, las pérdidas de calor en la pared posterior de la placa absorbidora presentaron valores cercanos a los 50 W, debido a que se encuentra en contacto directo con la placa absorbidora, que es la zona de suministro de energía. Estos valores de flujo de calor obtenidos son de interés porque permiten conocer con precisión la cantidad de energía que se transfiere al aire dentro de la cavidad y la que se pierde por las paredes del sistema, lo cual, permite cuantificar el efecto de las componentes en el sistema y su eficiencia térmica.



**Figura 4.3** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar.

Para verificar la homogeneidad de la temperatura en el sistema, se realizó la captura de una imagen con una cámara termográfica de marca Fluke con una incertidumbre de  $\pm 2^\circ\text{C}$ . En la Figura 4.4 se muestra la imagen termográfica de la placa translúcida simulada durante la Prueba 0. Como se puede observar en la imagen, la placa translúcida simulada alcanzó una temperatura de  $48.9^\circ\text{C}$ , este valor se encuentra en el rango de la temperatura máxima de la placa translúcida

simulada de  $45.9^{\circ}\text{C}$ . La diferencia entre la temperatura promedio obtenida por la cámara termográfica y las mediciones experimentales fue de  $3^{\circ}\text{C}$ , esto se debe al valor de la emitancia del material de la cinta con la que se recubrió la placa y a la incertidumbre de medición de la cámara termográfica. Por lo tanto, se pudo comprobar la homogeneidad de la temperatura en el sistema, en donde se puede observar que las pérdidas de calor a las orillas de la placa translúcida simulada son menores, por lo que, coinciden con los flujos de calor mostrados en la Figura 4.3.



**Figura 4.4** Termografía de la placa translúcida simulada. Imagen adaptada de Villar-Ramos *et al.*, (2018).

Los resultados obtenidos en la Prueba 0 muestran que en posición vertical ( $90^{\circ}$ ) la chimenea permite alcanzar una diferencia de temperatura máxima de  $2.9^{\circ}\text{C}$ , con un comportamiento similar en el tiempo con la velocidad de entrada de aire. Esto debido a que al entrar en contacto con las paredes de la cavidad muestra un incremento en su temperatura y velocidad a la salida, a causa de la cantidad de energía suministrada. También, se pudo observar que las pérdidas de calor hacia el exterior del sistema son mínimas, comparadas con la potencia suministrada al sistema. Los resultados obtenidos en esta prueba muestran el adecuado funcionamiento del sistema.

## 4.2 Estudio paramétrico

De acuerdo con el diseño experimental presentado en la Figura 3.16 se realizó un estudio paramétrico con un total de 120 pruebas experimentales. En la Tabla 4.2 se muestran las diferentes variantes con las que se realizaron las pruebas, siguiendo los pasos del diagrama de procedimiento experimental.

**Tabla 4.2** Condiciones de las pruebas experimentales para el estudio paramétrico.

No. De Prueba	d (m)	Potencia (W)		$\theta$ (°)
		Placa absorbidora*	Placa translúcida simulada	
1-24	0.075	150,450,750	40, 80	15, 30, 60, 90
25-48	0.125	150,450,750	40, 80	15, 30, 60, 90
49-72	0.175	150,450,750	40, 80	15, 30, 60, 90
73-96	0.225	150,450,750	40, 80	15, 30, 60, 90
97-120	0.280	150,450,750	40, 80	15, 30, 60, 90

\*Equivalencia en irradiancia solar en la placa absorbidora: 150 W ( $93.8 \text{ W m}^{-2}$ ), 450 W ( $281.3 \text{ W m}^{-2}$ ), 750 W ( $468.8 \text{ W m}^{-2}$ ).

Para cada prueba experimental se monitoreo: la temperatura en la placa absorbidora ( $T_{Pabs}$ ), la temperatura en la placa translúcida simulada ( $T_{Pts}$ ), la temperatura del aire de entrada a la cavidad ( $T_e$ ), la temperatura del aire en la salida de la cavidad ( $T_s$ ), la temperatura del aire en el interior de la cavidad ( $T_c$ ), la diferencia de temperatura del aire entre la entrada y la salida ( $\Delta T_{s-e}$ ), los flujos de calor a través de las paredes ( $q_{Pp}$ ,  $q_{Pli}$ ,  $q_{Pid}$ ) y la velocidad del aire a la entrada ( $V_e$ ).

En la Tabla 4.3 se presentan los valores promedio de las variables antes mencionadas para la separación entre placas (d) de 0.075 m para las diferentes potencias suministradas en la placa absorbidora y en la placa translúcida simulada, esto para cada ángulo de inclinación con respecto a la horizontal ( $\theta$ ), en donde se obtuvo el flujo volumétrico ( $\dot{V}$ ), la eficiencia térmica ( $\eta$ ) y el número de Nusselt (Nu). Como se puede observar en la Tabla 4.3, para esta separación de cavidad y una potencia en la placa translúcida simulada ( $P_{Pts}$ ) de 40 W, en

general se obtuvieron las máximas  $\Delta T_{s-e}$  para un ángulo de  $15^\circ$  y esta diferencia incrementa cuando la potencia en la placa absorbadora ( $P_{Pabs}$ ) incrementa. Mientras que, para los ángulos de  $30$ ,  $60$  y  $90^\circ$  los cambios en la  $\Delta T_{s-e}$  son poco significativas, menores a  $3^\circ\text{C}$ . Se pudo observar que a medida que se incrementa la  $P_{Pabs}$  de  $150$  a  $750$  W, la diferencia de la  $\Delta T_{s-e}$  entre los diferentes ángulos de inclinación incrementa, siendo de  $2.4^\circ\text{C}$  para  $150$  W,  $3.7^\circ\text{C}$  para  $450$  W y  $5.5^\circ\text{C}$  para  $750$  W, observándose en general las menores  $\Delta T_{s-e}$  para una inclinación de  $90^\circ$ . Este comportamiento se atribuye debido a que en el ángulo de  $90^\circ$  hay una menor resistencia con respecto a los otros ángulos por parte del aire al entrar a la cavidad y a que es menor el tiempo que pasa en el interior aumentando su velocidad. Este mismo comportamiento se observó en la Tabla 4.4 para una  $P_{Pts}$  de  $80$  W, y no se observaron incrementos significativos en los valores de las diferentes variables comparados con los obtenidos a una  $P_{Pts}$  de  $40$  W. Por otra parte, la diferencia máxima encontrada para  $\Delta T_{s-e}$  fue de  $5.8^\circ\text{C}$ , esto para una  $P_{Pabs}$  de  $750$  W y  $80$  W de  $P_{Pts}$  cuando se varía el ángulo de inclinación desde  $15$  a  $90^\circ$ . Es interesante observar que la  $T_c$  osciló entre  $32.3 - 45.5^\circ\text{C}$ , para el conjunto total de pruebas. Esto implica que con la variación de los ángulos y las diferentes  $P_{Pabs}$  y  $P_{Pts}$  se obtuvo una diferencia de  $13.2^\circ\text{C}$ .

Para esta separación de cavidad, se pudo observar que la  $V_e$  máxima fue de  $0.38$   $\text{m s}^{-1}$  y la mínima de  $0.05$   $\text{m s}^{-1}$ . En general, las  $V_e$  máximas se obtuvieron para el ángulo de  $90^\circ$ , mientras que, las velocidades mínimas para un ángulo de  $15^\circ$ . Se pudo observar que en general la  $V_e$  presenta un comportamiento inversamente proporcional al de la  $\Delta T_{s-e}$ , incrementando a medida que disminuye la  $\Delta T_{s-e}$ . En el caso de las pérdidas de calor a través de las paredes se observó el mismo comportamiento en el conjunto de pruebas, las máximas pérdidas de calor se presentaron en la parte posterior de la placa absorbadora y estas incrementaron, como era de esperarse, con el incremento de la potencia suministrada a la placa absorbadora.

Como se puede observar en la Tabla 4.3 y 4.4, el flujo volumétrico ( $\dot{V}$ ) aumenta conforme aumenta la  $V_e$ , siendo el valor mínimo y máximo 83.72 y 209.58  $m^3 h^{-1}$ , respectivamente. Las diferencias encontradas son mínimas al variar la potencia de la placa translúcida simulada. Por otra parte, se pudo observar que en el caso del número de Nusselt (Nu), que proporciona información sobre la rapidez con que se transfiere el calor, en general presenta un comportamiento de aumento con el aumento del flujo volumétrico, teniendo un comportamiento que depende del flujo de aire de entrada a la cavidad, este comportamiento concuerda con lo reportado por Zavala-Guillén *et al.*, (2018).

Con el conjunto de resultados obtenidos, se obtuvo una máxima eficiencia ( $\eta$ ) de 58.1% mientras que la mínima fue de 50.9%. Por lo tanto, se puede decir que, la  $\eta$  aumenta conforme aumentan las potencias suministradas a las placas.

**Tabla 4.3** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.075 m, para una potencia de 40 W en la placa translúcida simulada.

No. Prueba	$P_{Pabs}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pld}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ ( $m s^{-1}$ )	$\dot{V}$ ( $m^3 h^{-1}$ )	$\eta$ (%)	Nu
1	150	15	45.63	36.02	30.62	36.13	5.50	34.36	0.41	0.46	12.69	0.05	88.29	51.6	14.50
2	150	30	46.24	37.35	31.71	36.31	4.60	34.69	0.36	0.40	12.75	0.08	105.86	51.5	14.42
3	150	60	44.58	35.62	30.30	33.62	3.32	32.33	0.33	0.37	12.43	0.16	146.21	51.7	14.86
4	150	90	48.35	39.59	32.46	38.24	5.78	35.53	0.34	0.38	14.40	0.07	83.72	50.9	11.87
5	450	15	69.13	42.48	31.79	43.21	11.42	38.91	0.90	0.94	35.26	0.12	119.79	51.6	14.50
6	450	30	68.92	43.49	32.89	42.24	9.34	38.55	0.80	0.85	34.60	0.18	146.85	51.5	14.42
7	450	60	69.79	45.08	33.27	41.66	8.38	37.94	0.79	0.81	35.42	0.25	163.35	51.7	14.86
8	450	90	68.87	42.71	31.30	38.98	7.68	34.78	0.63	0.84	39.16	0.29	174.69	50.9	11.87
9	750	15	91.59	49.70	33.79	51.93	18.14	44.80	1.41	1.47	61.57	0.16	124.99	51.6	14.50
10	750	30	89.55	48.03	32.64	46.22	13.57	40.86	1.21	1.29	59.61	0.26	166.58	51.5	14.42
11	750	60	91.02	50.70	33.46	46.29	12.83	40.38	1.18	1.20	61.25	0.33	176.36	51.7	14.86
12	750	90	94.11	52.95	34.31	46.87	12.55	40.74	1.02	1.31	69.03	0.34	178.40	50.9	11.87

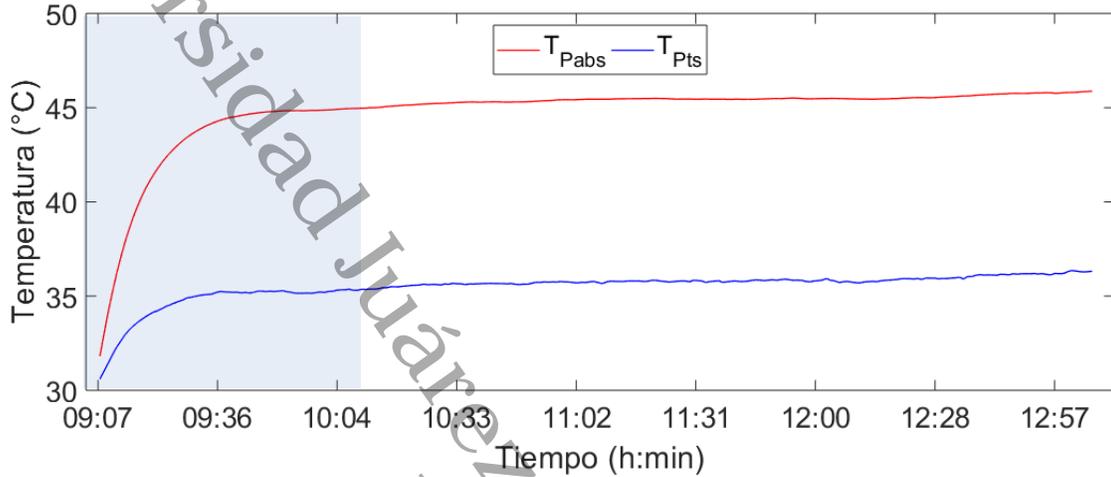
**Tabla 4.4** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.075 m, para una potencia de 80 W en la placa translúcida simulada.

No. Prueba	$P_{Pabs}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{PI d}$ (W)	$q_{PI i}$ (W)	$q_{PP}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ %	Nu
13	150	15	49.28	39.63	33.08	39.08	5.99	41.12	0.49	0.50	14.57	0.05	91.32	57.5	12.53
14	150	30	50.43	41.69	34.21	39.82	5.61	38.02	0.42	0.44	15.05	0.08	97.84	57.3	11.58
15	150	60	47.77	38.65	31.72	35.87	4.14	37.25	0.38	0.38	13.92	0.16	131.60	57.8	12.06
16	150	90	47.45	38.50	30.97	35.67	4.70	33.91	0.36	0.35	14.83	0.17	115.32	57.5	11.28
17	450	15	72.02	46.08	33.94	46.38	12.44	44.26	0.99	1.00	37.22	0.12	116.05	57.5	14.55
18	450	30	68.61	42.17	30.59	39.95	9.36	35.39	0.80	0.88	35.31	0.23	151.22	57.8	14.84
19	450	60	69.33	43.75	31.20	39.37	8.16	40.73	0.76	0.81	36.17	0.30	173.39	57.8	14.18
20	450	90	72.43	45.37	31.93	39.74	7.80	45.02	0.68	0.76	41.12	0.32	180.16	57.3	12.94
21	750	15	87.35	46.36	30.72	47.46	16.74	44.66	1.32	1.37	56.33	0.15	139.10	57.8	16.47
22	750	30	86.72	47.31	31.83	45.10	13.26	45.58	1.15	1.22	55.12	0.23	175.50	58.0	16.77
23	750	60	84.96	45.81	29.60	40.53	10.92	44.75	1.01	1.10	55.20	0.38	209.59	58.1	16.34
24	750	90	96.10	51.65	31.90	44.94	13.03	38.19	0.99	1.17	67.32	0.32	175.62	57.1	12.30

El comportamiento mostrado para las pruebas con separación de 0.075 m fue similar para el resto de las pruebas realizadas. Las tablas de resultados para las separaciones de 0.125, 0.175, 0.225 y 0.280 m se presentan en el Anexo C. En las siguientes secciones, se discuten en conjunto los resultados más relevantes de la parametrización del análisis de las pruebas experimentales.

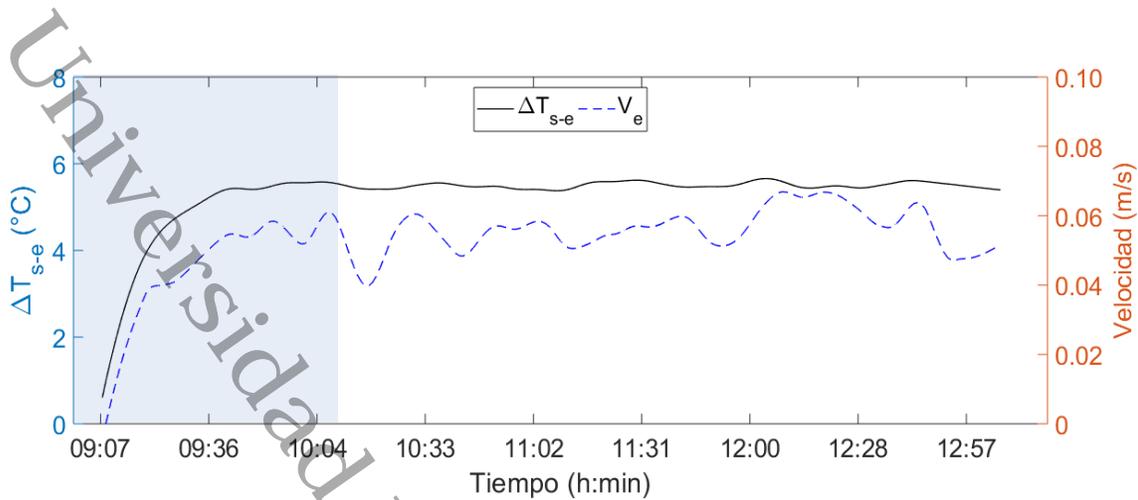
Para la Prueba 1 se fijaron los siguientes valores: una potencia de calentamiento de 150 W en la placa absorbadora, de 40 W en la placa translúcida simulada y con un ángulo de 15°. En la Figura 4.5 se presenta el comportamiento en estado transitorio de la  $T_{Pabs}$  y la  $T_{Pts}$  para la Prueba 1, se puede observar que las temperaturas alcanzaron el estado estable en un tiempo de aproximadamente 1 hora. Esto mismo se observó en las Figuras 4.5 y 4.6. Esto nos permitió establecer el tiempo de medición de las siguientes pruebas experimentales, con el fin de obtener los valores promedio considerando el estado estable. En la

Figura 4.5 se puede observar que la  $T_{Pabs}$  y  $T_{Pts}$  promedio fueron de 45.6 y 36.0°C respectivamente, en donde se encontró una diferencia de 9.6°C entre las placas durante el tiempo de prueba.



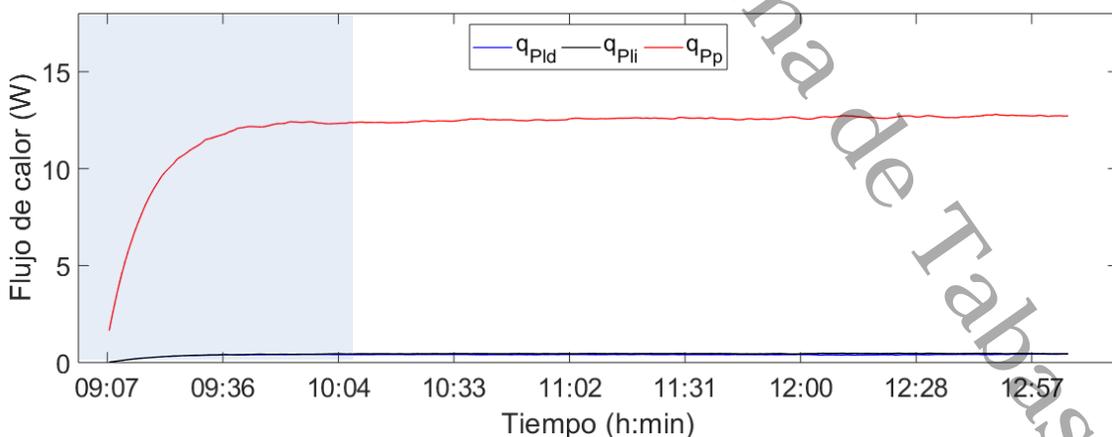
**Figura 4.5** Comportamiento de la  $T_{Pabs}$  y  $T_{Pts}$  para la Prueba 1.

Por otra parte, en la Figura 4.6 se puede observar que la  $\Delta T_{s-e}$  presentó un comportamiento constante en el tiempo, manteniendo un  $\Delta T_{s-e}$  promedio de 5.5°C. Mientras que la  $V_e$  oscila, de tal manera que disminuye cuando el  $\Delta T_{s-e}$  aumenta, en donde la velocidad promedio fue de 0.05 m s<sup>-1</sup>. Este comportamiento muestra como el fluido tiene un comportamiento constante, por lo que podría estar renovando el aire de un recinto de forma continua. La velocidad del aire está ampliamente ligada al cambio de temperatura, debido a que, al aumentar la temperatura en el interior, la densidad del aire disminuye y por efectos de la gravedad aumenta su velocidad.



**Figura 4.6** Comparativo de la  $V_e$  y  $\Delta T_{s-e}$ , para la Prueba 1.

En la Figura 4.7 se puede observar que las pérdidas de calor a través de las paredes laterales son casi 30 veces menores que la pérdida de calor a través de la pared posterior de la placa absorbidora. Esto se debe a que la mayor cantidad de calor se suministra a través de la placa absorbidora, sin embargo, a pesar de que la mayor cantidad de pérdida de calor se da a través de esta pared, la pérdida no es mayor al 8.46%. En la pared posterior se obtuvo un flujo de calor promedio de 12.69 W, mientras que en la pared lateral izquierda y derecha de 0.46 y 0.41 W, respectivamente.



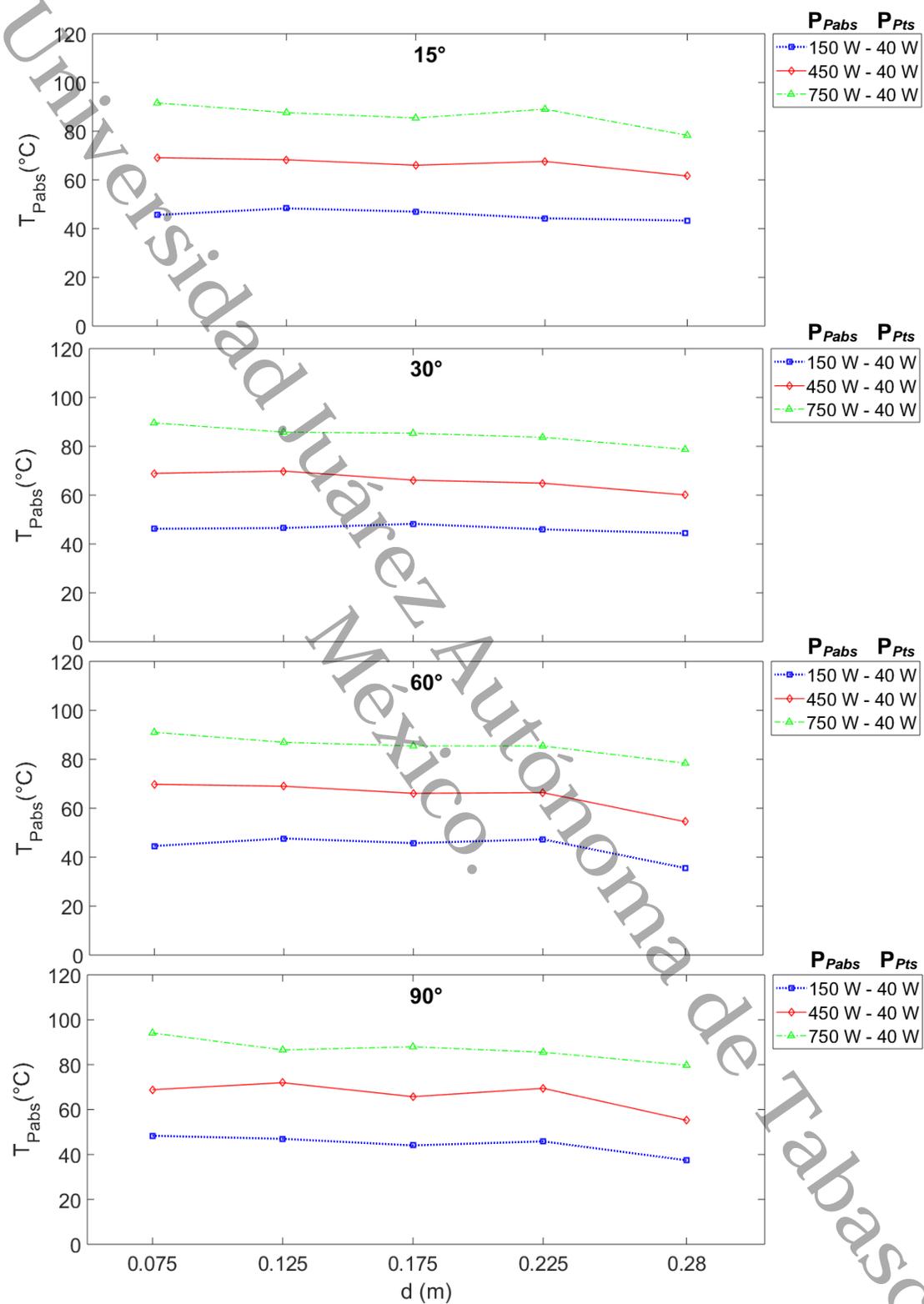
**Figura 4.7** Flujo de calor a través de las paredes de la cavidad para la Prueba 1.

### 4.2.1 Temperatura de placa absorbidora

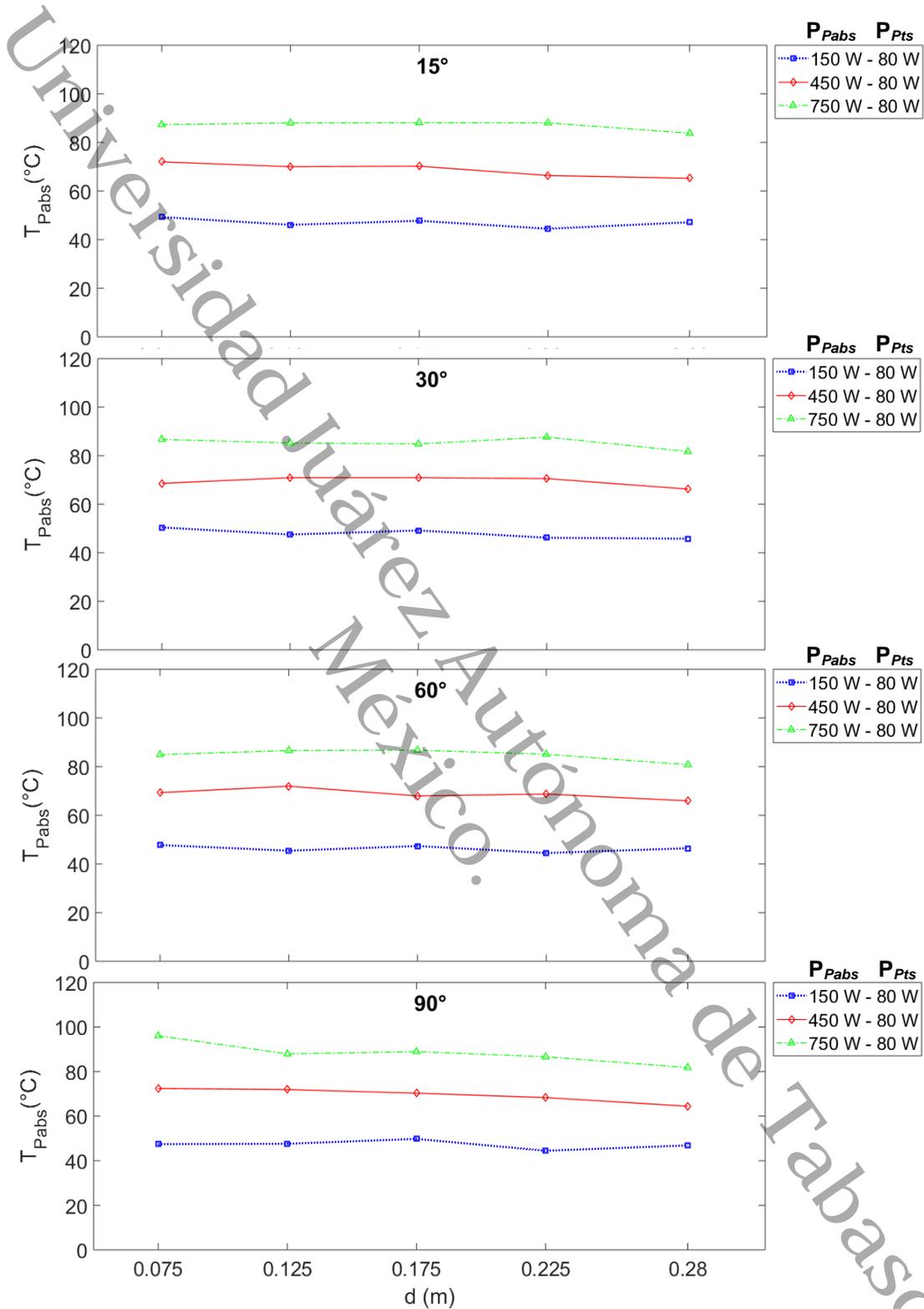
Considerando la zona de estado estable se obtuvieron los promedios de las variables del sistema para analizar y comparar los resultados de las 120 pruebas experimentales. Como se mencionó anteriormente, estos resultados promedios se presentan de forma concentrada en el Anexo C y de forma gráfica en el Anexo D para el espesor de 0.075 m. Sin embargo, con el fin de analizar los resultados en conjunto, se presenta en la Figura 4.8 el comportamiento de la  $T_{Pabs}$  promedio de acuerdo con el ángulo de inclinación, para las diferentes distancias de separación, las potencias de calentamiento de la placa absorbidora y la potencia de calentamiento para la placa translúcida simulada.

Como se puede ver en la Figura 4.8 el comportamiento de la  $T_{Pabs}$  disminuye a medida que incrementa la separación entre las placas incrementa a medida que aumenta la  $P_{Pabs}$ . Este comportamiento se debe a que, al incrementar la separación entre las placas se incrementa el flujo volumétrico, de tal manera que ayuda a la renovación de aire en el interior. Por otra parte, al variar el ángulo de inclinación se pudo notar que los comportamientos son similares, observándose un cambio más significativo a partir de la separación de 0.225 m. Esto implica que de 0.075 hasta 0.225 m no hay cambios significativos en el comportamiento de la  $T_{Pabs}$ , esto concuerda con lo reportado por Zhang y Shi (2018) que reporta separaciones óptimas del canal de la chimenea en 0.2 - 0.3 m.

En la Figura 4.9, se presenta el comportamiento de la temperatura promedio de la placa absorbidora de acuerdo con los diferentes ángulos, las potencias suministrada a la placa absorbidora y una potencia de 80 W suministrada a la placa translúcida simulada, en donde se puede observar un comportamiento similar al de la Figura 4.8, con una tendencia decreciente de la temperatura de la placa absorbidora, de tal manera, que no se encontró una variación significativa entre el suministro de las potencias en la placa translúcida simulada de 40 y 80 W.

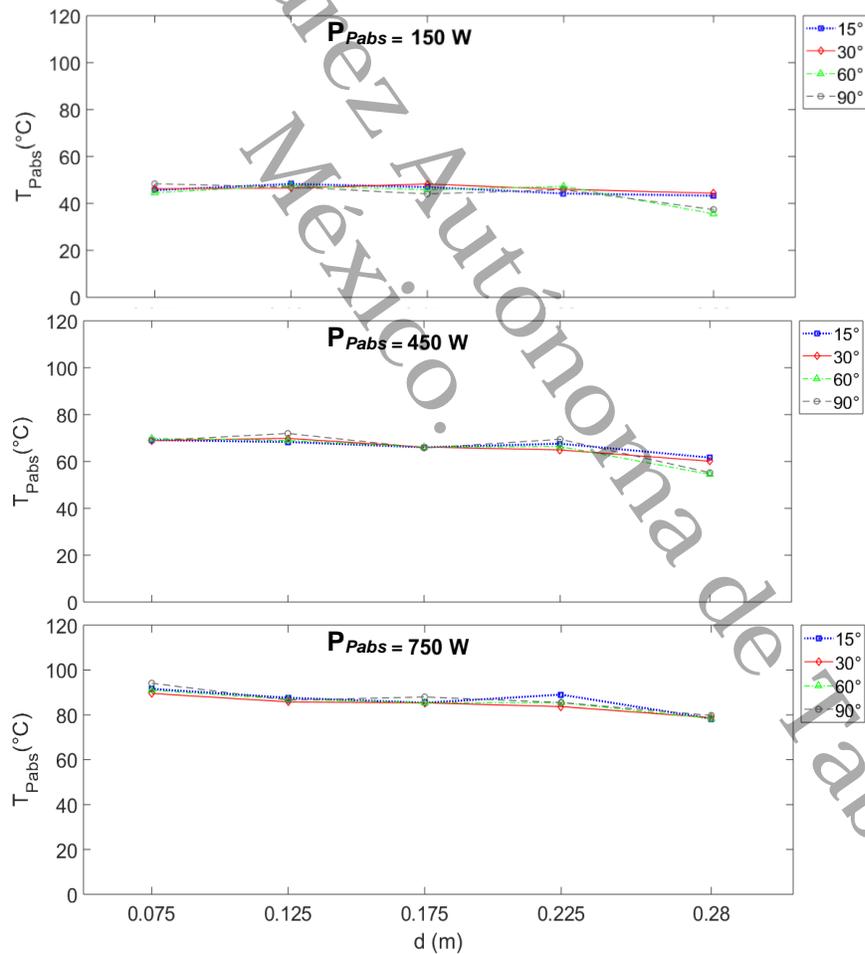


**Figura 4.8** Comportamiento de la temperatura de la placa absorbadora, para una potencia de 40 W en la placa translúcida simulada, en función del ángulo de inclinación.



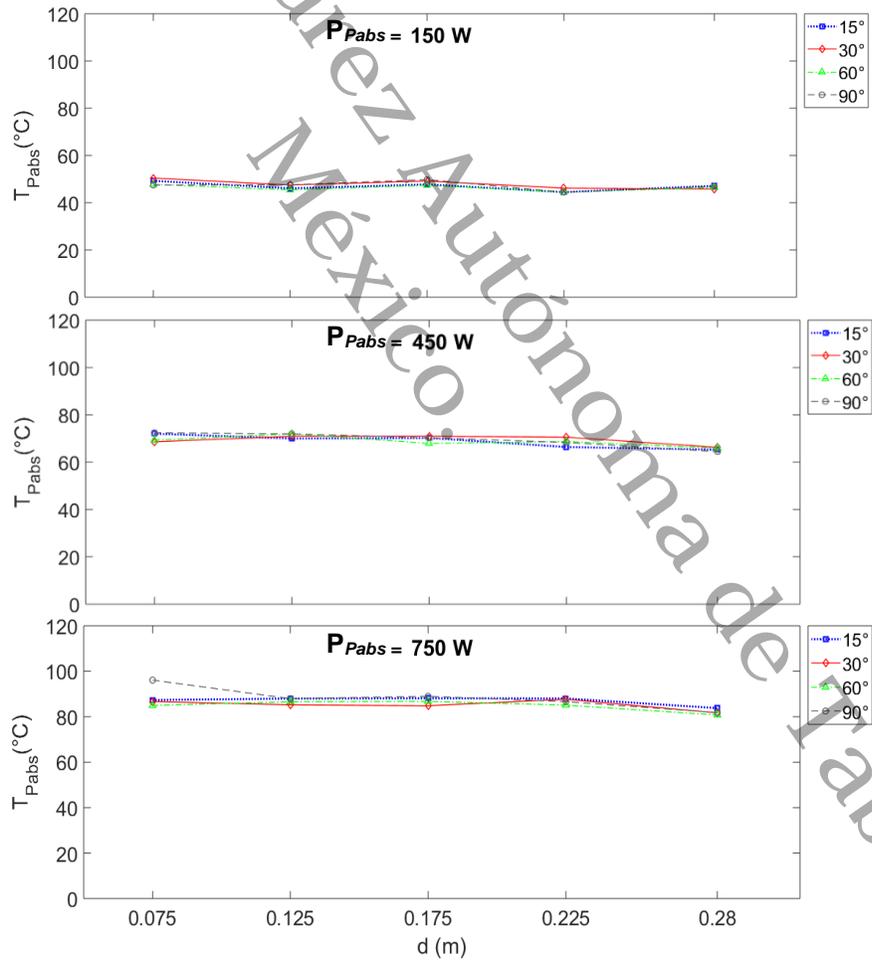
**Figura 4.9** Comportamiento de la temperatura de la placa absorbadora, para una potencia de 80 W en la placa translúcida simulada, en función del ángulo de inclinación.

En la Figura 4.10 se puede observar el comportamiento de la temperatura promedio de la placa absorbidora de acuerdo con las diferentes potencias suministradas, para una potencia de 40 W en la placa translúcida, en donde se presentan los diferentes ángulos, con las diferentes separaciones entre las placas. Como se puede observar, al cambiar de ángulo de inclinación de 15 a 90° no hay cambios significativos en la temperatura de la placa absorbidora, pero se puede notar que, a partir de la separación de cavidad de 0.175 m, se observan los mayores cambios para los diferentes ángulos, en donde también podemos observar que los ángulos de 60 y 90° presentan un comportamiento similar, con una disminución en la temperatura.



**Figura 4.10** Comportamiento de la temperatura de la placa absorbidora, para una potencia de 40 W en la placa translúcida simulada, en función de la potencia suministrada a la placa absorbidora.

Por otra parte, en la Figura 4.11 se presentan las temperaturas para la placa absorbedora con una potencia suministrada de 80 W en la placa translúcida, en la que se observa un comportamiento similar al de la Figura 4.9, donde la temperatura en la placa absorbedora tiende a decrecer con diferencias poco significativas. Sin embargo, se puede observar en la Figura 4.11, que a pesar de que se duplicó la potencia de calentamiento de la placa translúcida, que implicaría que la muestra absorbió más energía, no se observan cambios significativos en la temperatura de la placa absorbedora, por lo que este efecto de absorción de energía solo se ve reflejado en la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida, como se observa en las Tablas 4.3 y 4.4.



**Figura 4.11** Comportamiento de la temperatura de la placa absorbedora, para una potencia de 80 W en la placa translúcida simulada, en función de la potencia suministrada a la placa absorbedora.

En las gráficas de las Figuras de la 4.8 a la 4.11, se pudo observar un comportamiento similar al estudio reportado por Siva Reddy *et al.*, (2012), en donde la temperatura de la placa absorbedora incrementa cuando se incrementa el suministro de potencia de 150 a 750 W, y que al variar el ángulo de inclinación de 15 a 90° con respecto de la horizontal, no hay un cambio significativo en la temperatura de la placa absorbedora.

#### 4.2.2 Diferencias de temperatura

En la Figura 4.12 se observan las diferencias de temperatura del aire en la entrada y la salida de la cavidad con respecto al ángulo de inclinación, con las diferentes potencias suministradas a la placa absorbedora y la placa translúcida simulada, y, además con las diferentes separaciones entre las placas. Se puede observar que las diferencias de temperatura del aire se mantuvieron en el rango de 0.8 y 18.1 °C, en donde, las diferencias de temperaturas máximas se observan en la separación de cavidad de 0.075 a 0.175 m. Además, se puede observar que al incrementar la separación de cavidad de 0.075 a 0.28 m la  $\Delta T_{s-e}$  disminuye. Este comportamiento se puede observar al cambiar las potencias suministradas a la placa absorbedora, como para las potencias suministradas para la placa translúcida simulada, con respecto a los diferentes ángulos de inclinación. Es importante destacar que no se observaron diferencias significativas cuando se varía la potencia de calentamiento en la placa translúcida.

Este comportamiento muestra que después de 0.175 m en la  $\Delta T_{s-e}$  no se observan cambios importantes, lo que indica que no se obtiene un beneficio sustancial en el calentamiento del aire para un espesor de cavidad por arriba de este. Lo anterior, debido a que cuando incrementa el espesor de la cavidad se pierden los efectos de la fricción del fluido sobre la superficie, generado por la capa límite.

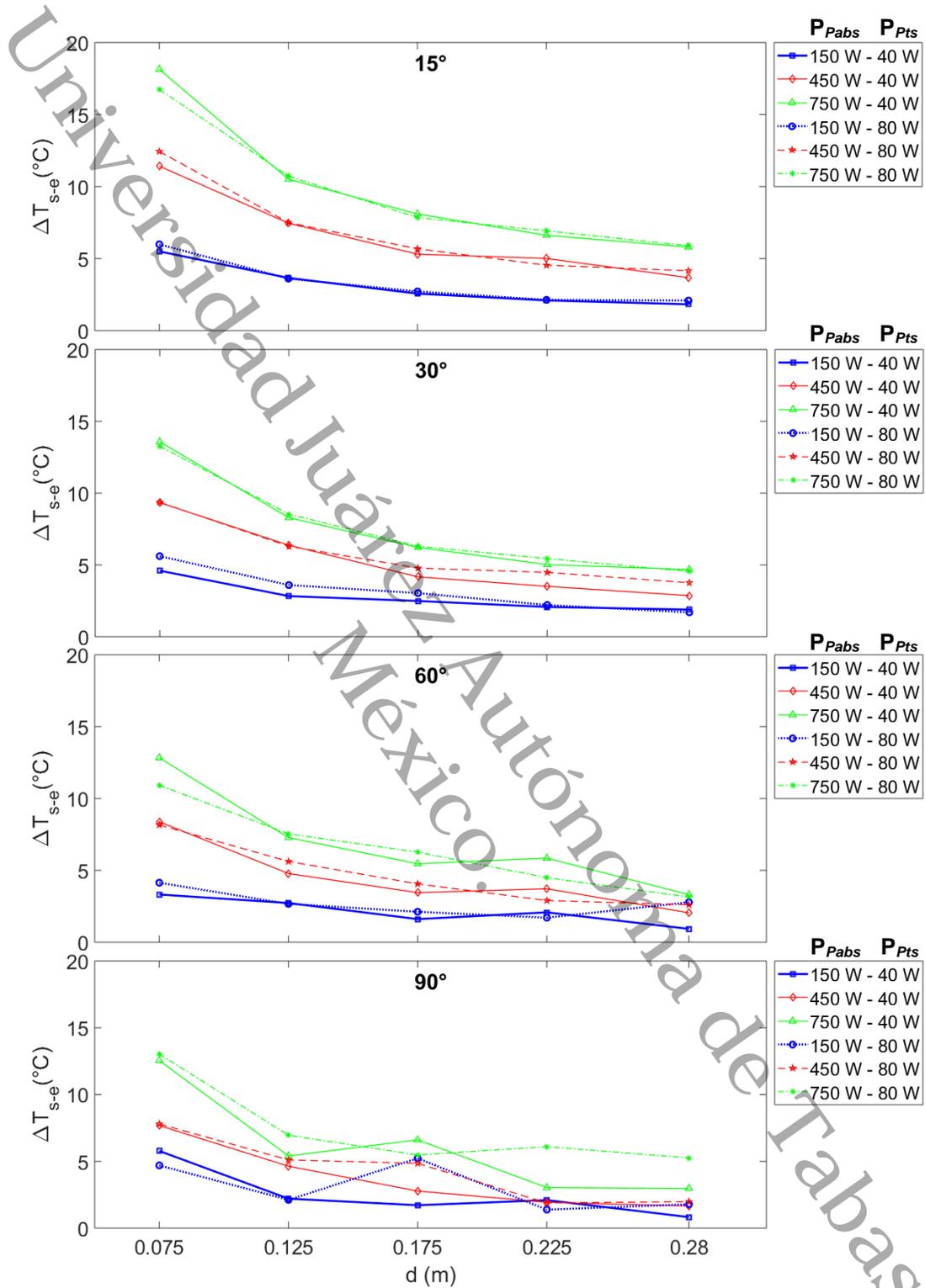
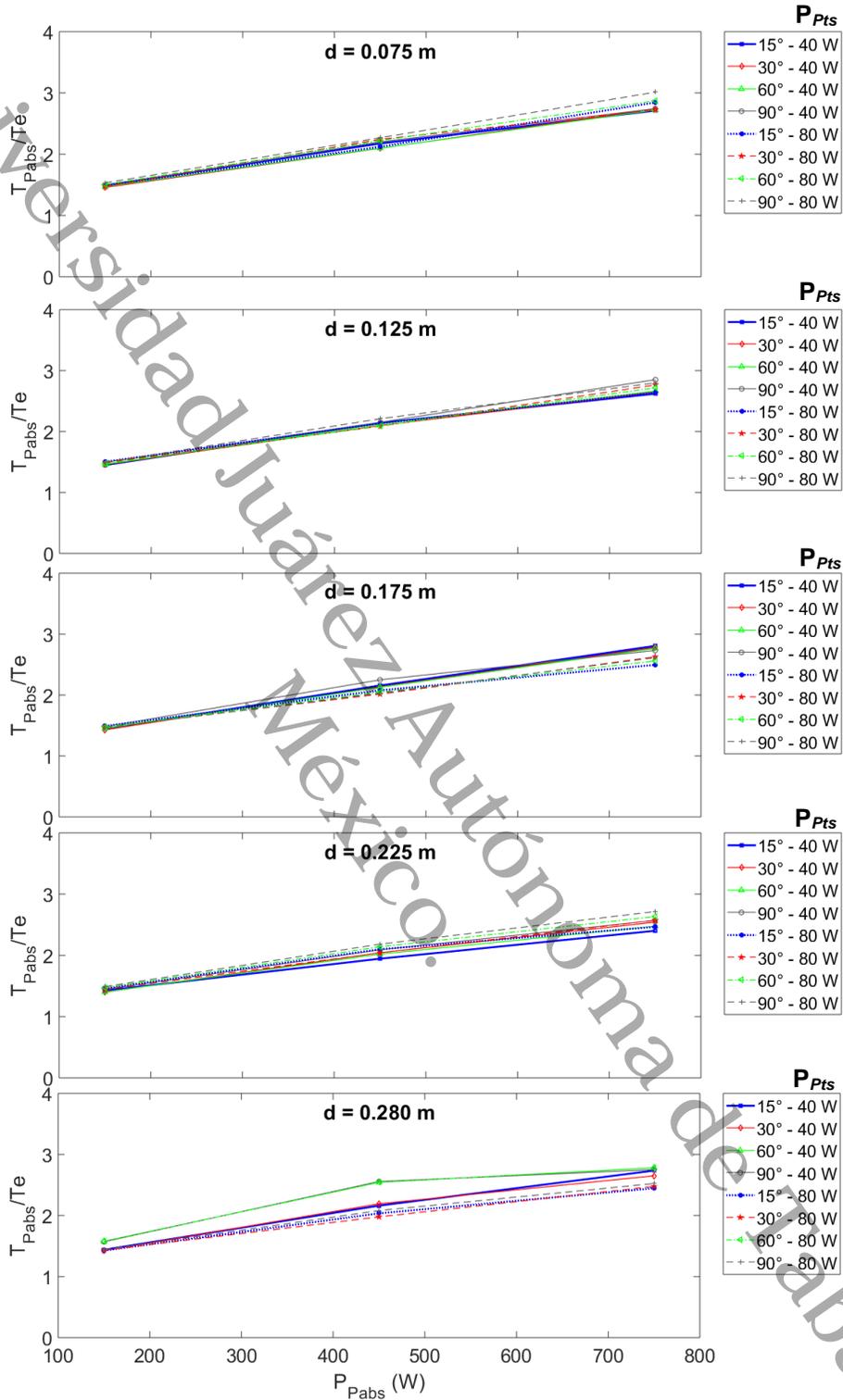


Figura 4.12 Comportamiento de la  $\Delta T_{s-e}$  del aire para una potencia de placa translúcida de 40 y 80 W, en función del ángulo de inclinación con respecto de la horizontal.

Por otra parte, con respecto al ángulo de inclinación se puede observar que hay mayor estabilidad en el comportamiento del fluido para los ángulos de 15 y 30°, mientras que, a medida que se incrementa el ángulo hacia la vertical se observaron variaciones de la  $\Delta T_{s-e}$ . Estos cambios se deben a que, en posición vertical, la fuerza de gravedad sobre el fluido ocasiona que exista turbulencia debido a las fuerzas de flotación.

#### 4.2.3 Razón de cambio $T_{Pabs}/T_e$

En la Figura 4.13 se presenta el comportamiento entre la temperatura media de la placa absorbadora y la temperatura de entrada del aire ( $T_e$ ), cuando se varían las potencias de calentamiento en la placa absorbadora con los diferentes ángulos de inclinación, para cada una de las separaciones entre las placas. En la figura, se puede observar que al suministrar una potencia mayor en la placa absorbadora, la razón de cambio aumenta de 1.4 a 3.0 como lo reportan Ong y Chow, (2003) y tiene un ligero descenso al incrementar la separación de cavidad de 0.075 a 0.280 m. Este comportamiento se puede observar en las diferentes separaciones entre las placas, en donde los ángulos de 60 y 90° tienen un ligero aumento con respecto a los otros ángulos para las diferentes potencias de calentamiento de la placa translúcida. Sin embargo, cuando aumentamos la potencia en la placa translúcida simulada de 40 a 80 W, no hay un aumento significativo con los diferentes ángulos de inclinación. Estos resultados indican que a medida que se incrementa la potencia en la placa absorbadora la temperatura media incrementa y como consecuencia se esperaría una mayor remoción de calor de la cavidad debido a las fuerzas de flotación.

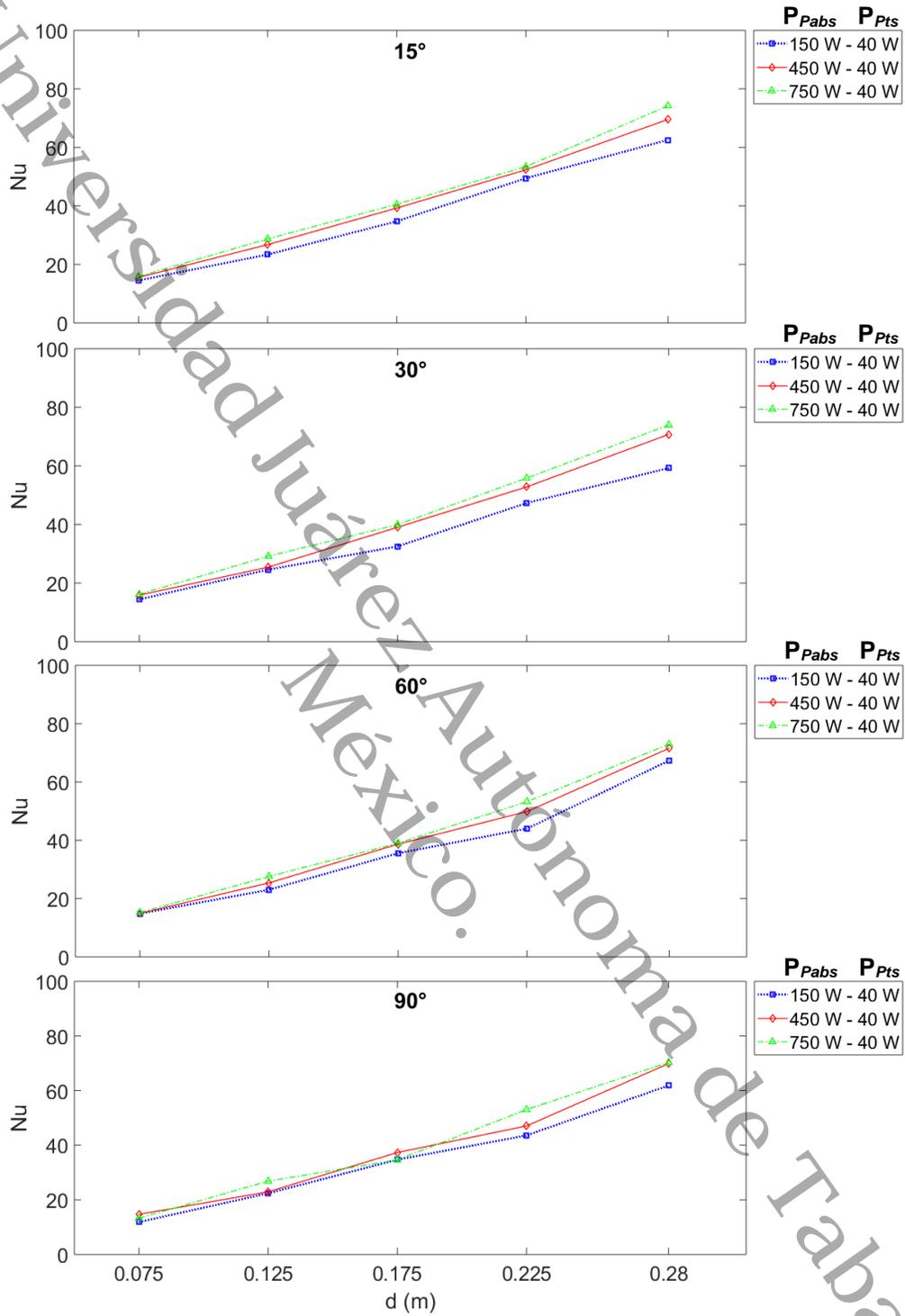


**Figura 4.13** Razón de cambio con respecto a las diferentes separaciones entre las placas, con las diferentes potencias de suministro en la placa absorbadora.

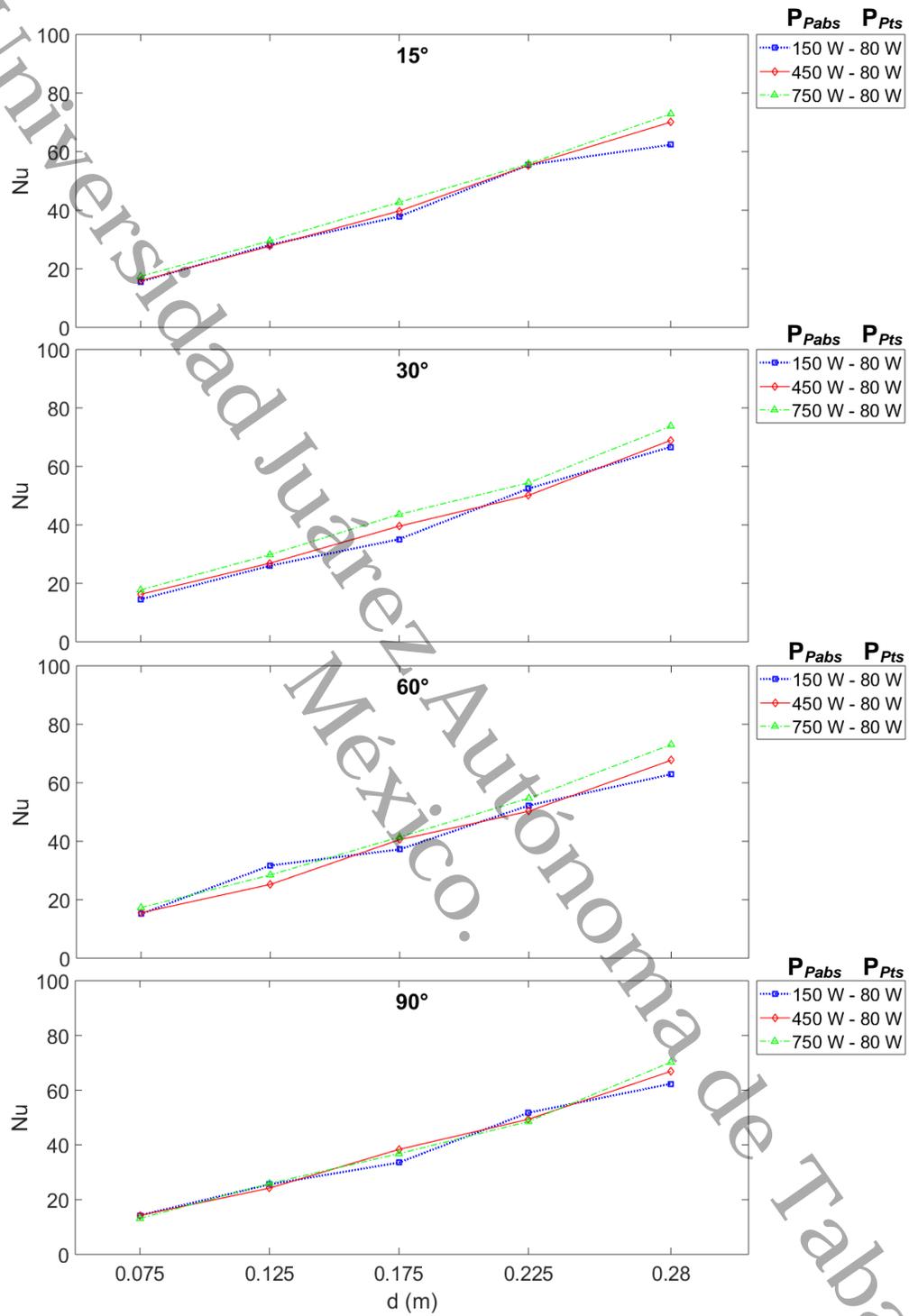
#### 4.2.4 Comportamiento del Nu

El número de Nusselt ( $Un$ ) en la cavidad se determinó con la Ecuación 17, en la Figura 4.14 y 4.15 se puede observar el comportamiento del número de Nu con respecto a los ángulos de inclinación con las diferentes potencias suministradas a la placa absorbedora y translúcida simulada. En las figuras podemos observar como el número de Nu promedio en el interior de la cavidad, tiene un incremento al incrementar la separación entre las placas de 0.075 a 0.280 m, en donde, se observa un comportamiento similar para cada uno de los ángulos.

El número de Nu representa la transferencia de calor por convección, así para los valores más altos, se puede ver que se encuentran cuando la separación de cavidad incrementa, esto quiere decir que hay una mayor remoción del flujo de calor en el interior de la cavidad, debido al flujo de calor que se transfiere al aire, teniendo así una mayor velocidad de salida del aire de la cavidad. Los valores del número de Nu para esta cavidad de encuentran en un rango 11.58 y 74.14, en donde los mayores valores se encuentran en la separación de cavidad de 0.280 m.



**Figura 4.14** Comportamiento del número de Nusselt con los diferentes ángulos de inclinación y una potencia en la placa translúcida de 40 W.



**Figura 4.15** Comportamiento del número de Nusselt con los diferentes ángulos de inclinación y una potencia en la placa translúcida de 80 W.

#### 4.2.5 Eficiencia

La eficiencia térmica ( $\eta$ ) fue determinada mediante la Ecuación 20, para este trabajo experimental se consideró a la irradiancia como la suma de las potencias suministradas a la placa absorbedora y translúcida simulada. En la Figura 4.16 y 4.17 se muestra la eficiencia térmica para las diferentes separaciones entre las placas, con las potencias suministradas en la placa absorbedora y placa translúcida simulada, para cada ángulo de inclinación. Se puede observar que, a 40 W en la placa translúcida simulada, se comienzan a notar los cambios en la eficiencia cuando se varía el ángulo de inclinación, al igual que el espesor de la cavidad. Sin embargo, se observó el valor más alto de eficiencia a partir de un espesor de 0.175 m, en donde, a partir de ese valor se mantuvo constante. Mientras que a una potencia de 80 W en la placa translúcida simulada se son menos significativos los cambios. Este comportamiento coincide con lo reportado por Harris y Helwig, (2007), en donde, se obtiene un 5% más de eficiencia con un ángulo de  $60^\circ$  que con un ángulo de  $90^\circ$ . Este comportamiento se debe a que, el fluido pasa mayor tiempo en el interior de la cavidad removiendo una mayor cantidad de calor, esto coincide con los valores de las diferencias de temperatura entre la entrada y salida de la cavidad, en donde los valores para  $60^\circ$  son mayores con respecto a los de una inclinación de  $90^\circ$ . La eficiencia térmica se mantuvo en general en un rango de 47.1 y 60.2%.

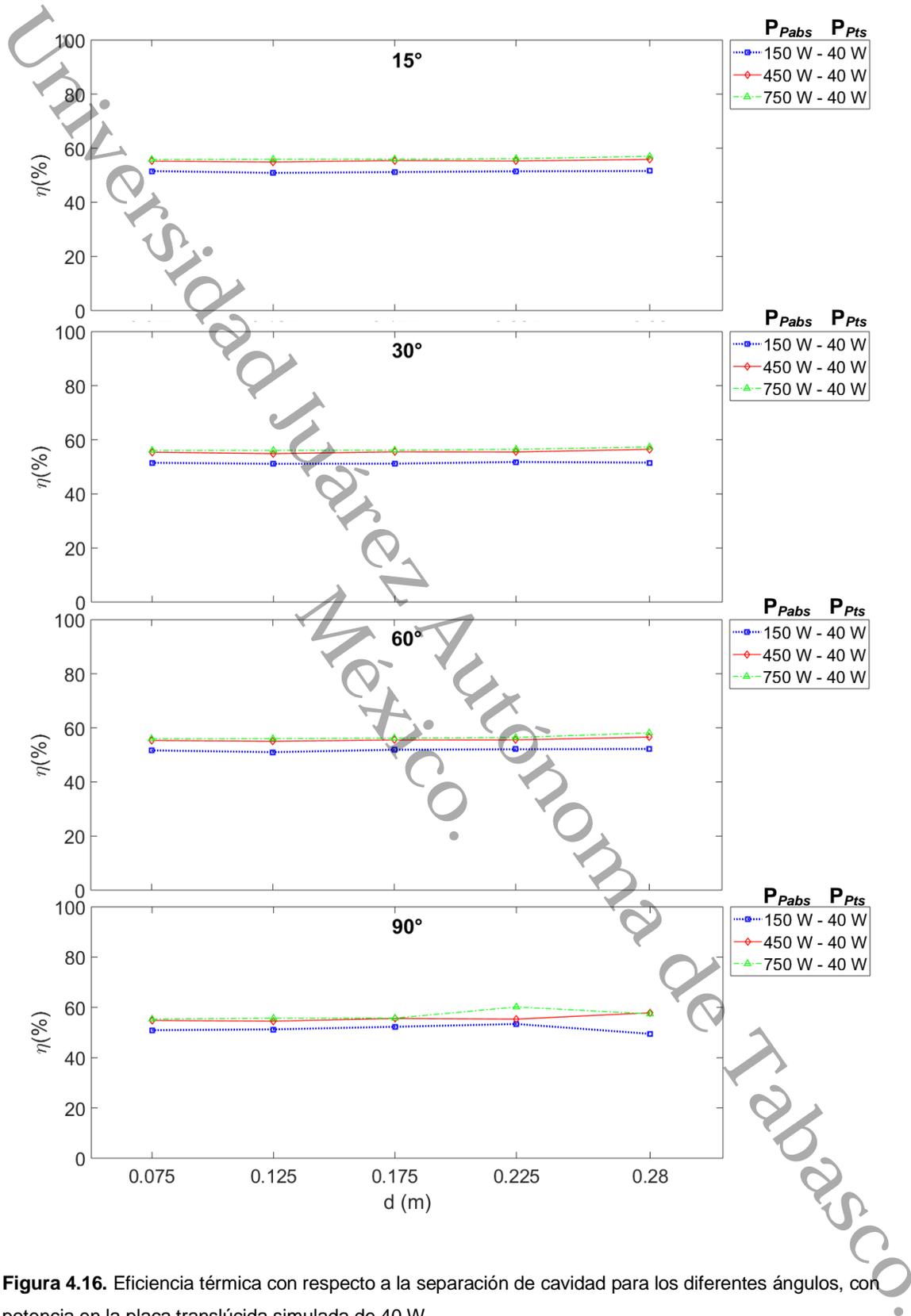


Figura 4.16. Eficiencia térmica con respecto a la separación de cavidad para los diferentes ángulos, con potencia en la placa translúcida simulada de 40 W.

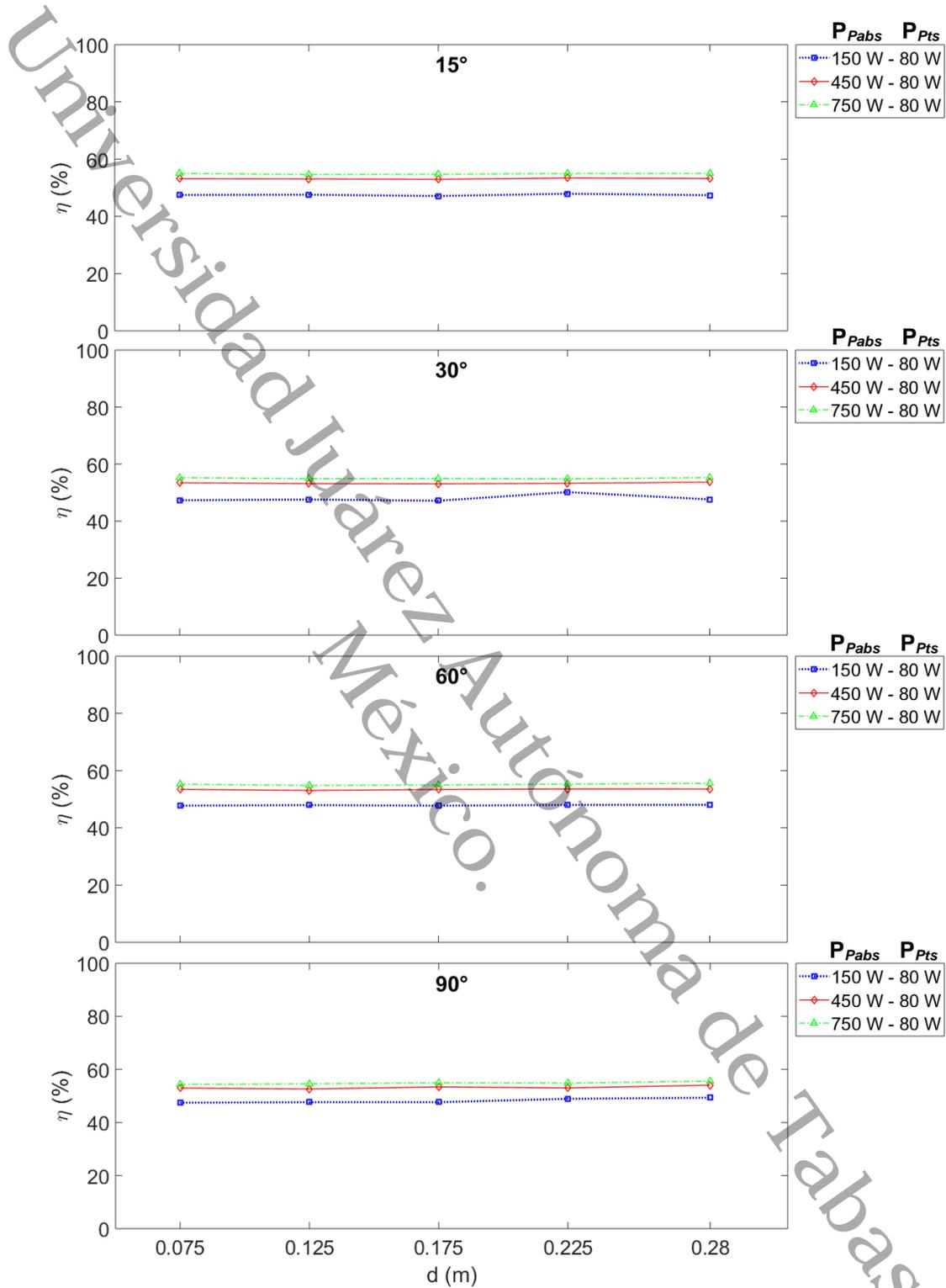


Figura 4.17. Eficiencia térmica con respecto a la separación de cavidad para los diferentes ángulos, con potencia en la placa translúcida simulada de 80 W.

#### 4.2.6 Cambios de aire por hora (ACH)

De acuerdo con los autores Hosien y Selim, (2017) es importante conocer la razón de los cambios de aire por hora entre el volumen de la habitación que se requiere ventilar por convección natural. Para calcular los cambios de aire por hora se utilizó la Ecuación 21, en la cual, se consideró  $27 \text{ m}^3$  (como volumen de una habitación o recinto, este espacio podría corresponder a una habitación promedio de  $3 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 3 \text{ m}$ ). En la Figura 4.18 y 4.19 se muestran los resultados obtenidos, en donde, se puede observar que la razón de cambio aumenta al variar el ángulo de inclinación de  $15$  a  $90^\circ$ , y aumenta cuando la separación aumenta de  $0.075$  a  $0.280 \text{ m}$ . Lo anterior implica que a medida que se incrementa el espesor de la cavidad puede removerse hasta 5 veces más aire, mientras que, cuando se varía el ángulo de  $15$  a  $90^\circ$  puede incrementarse a casi dos veces la remoción de aire de un espacio o recinto. Por lo que, si se busca remover aire de un recinto con rapidez, esto se lograría a un espesor de  $0.280 \text{ m}$  y  $90^\circ$ , que sería, por ejemplo, una fachada vertical de una edificación con una remoción de aire máxima de  $30.29 \text{ h}^{-1}$ , a  $450 \text{ W}$ .

Considerando los datos reportados por Siva Reddy *et al.*, (2012) los cuales se presentan en la Tabla 4.5, se puede observar que los valores obtenidos de ACH para el conjunto de pruebas realizadas aplican para diferentes recintos de la lista de la tabla, como, por ejemplo, en hospitales, cocinas o lavanderías.

**Tabla 4.5** ACH para diferentes lugares de trabajo. Fuente: adaptada de Siva Reddy *et al.*, (2012).

Lugar de trabajo	ACH	Lugar de trabajo	ACH
Sala de reunión	4-8	Hospitales-área esterilizada	15-25
Panadería	20-30	Hospitales-sala	6-8
Banco	4-8	Cocina-domestica	15-20
Baño	6-10	Cocina-comercial	20-30
Cuarto de carga de batería	6-8	Laboratorio	6-15
Dormitorio	2-4	Lavandería	10-15
Cuarto de billar	6-8	Lavandería	10-30
Cuarto de caldera	15-30	Lavabos	6-15
Cafetería y café-bar	10-12	Teatro de conferencia	5-8
Comedores	8-12	Biblioteca	3-5
Bodega	3-10	Sala de estar	3-6
Iglesia	1-3	Casa tipo seta (Mushroom houses)	6-10
Cine y teatro	10-15	Oficina	6-10
Club	10-12	Tienda de pintura	10-20
Cuarto de compresor	10-20	Cuarto oscuro de fotografía y Rayos X	10-15
Lechería	8-10	Bar público	10-15
Salón de baile	8-12	Estudio de grabación	10-12
Tintorería	20-30	Sala de control de grabación	12-25
Unidades de galvanización	10-12	Restaurante	8-12
Cuarto de máquinas	15-30	Salón de clase	5-7
Entrada principal o corredor	3-5	Tienda y sala de exposición	8-12
Fábrica y taller	8-10	Ducha	15-20
Fundición	15-30	Bodega y almacén	3-6
Cochera	6-8	Tina de baño	10-15
Casas de cristal	25-60	Baño	6-10
Peluquería	10-15	Taller de soldadura	15-30

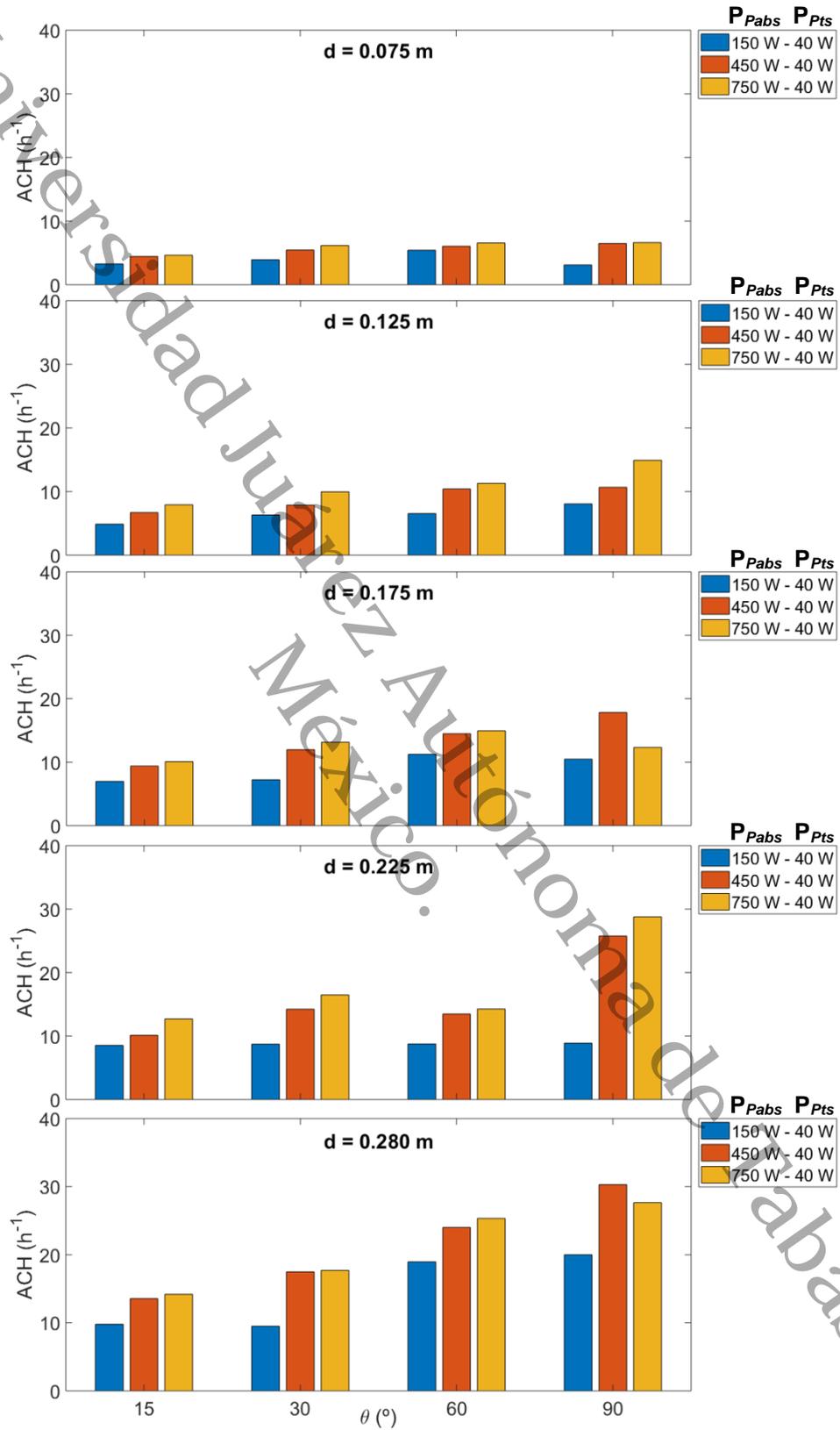


Figura 4.18 Cambios de aire por hora para una potencia en la placa translúcida simulada de 40 W

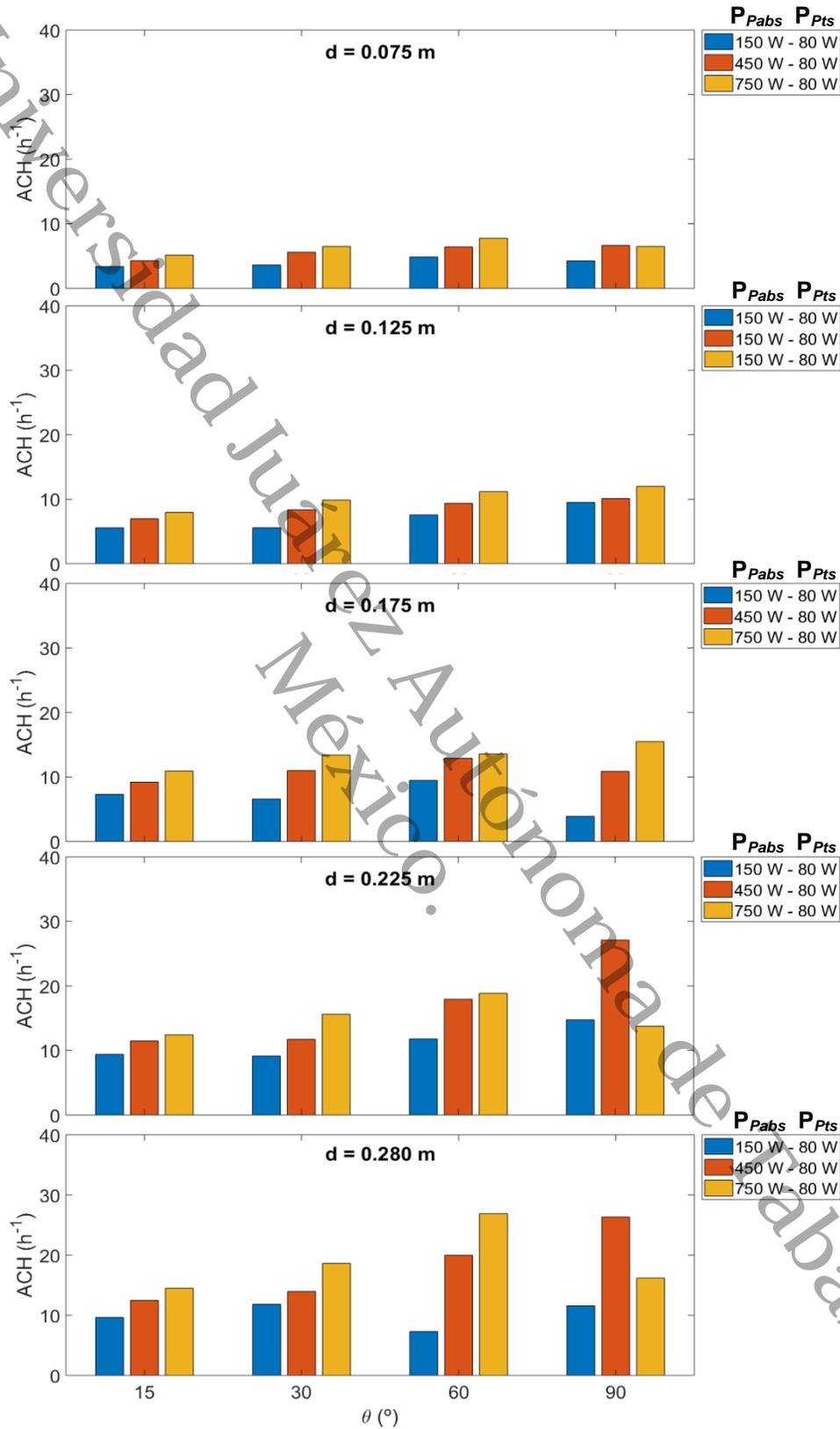


Figura 4.19 Cambios de aire por hora para una potencia en la placa translúcida simulada de 80 W.

Los resultados obtenidos a partir del análisis del conjunto de resultados de este trabajo, sugieren que podría obtenerse una mayor diferencia de temperaturas variando el ángulo de inclinación, y se encontró que a  $15^\circ$  se obtienen los valores máximos, esto coincide con lo reportado por Zhang y Shi, (2018) quienes indican que el ángulo de inclinación es uno de los factores que tienen mayor influencia sobre el comportamiento de la chimenea solar. También, pudo observarse que la variación de la potencia de energía suministrada a la placa translúcida simulada (40 W y 80 W) no presentó en general diferencias significativas en el comportamiento del fluido y de la eficiencia. Este hallazgo no ha sido reportado por otros autores, debido a que no se han realizado estudios donde se simule la variación de la energía absorbida por un material translúcido. Por otra parte, se pudo observar que cuando se varió la separación en la cavidad, se obtuvieron los mayores cambios de aire, sin embargo, la diferencia de temperatura disminuyó. Lo anterior, debido a que al aumentar la separación entre las placas el fluido pierde contacto directo con las placas, estas observaciones también las reporta Ong y Chow, (2003).

Los resultados obtenidos mediante el estudio paramétrico, en este trabajo de tesis, pueden proporcionar información para la selección de la configuración de una chimenea solar dependiendo de la aplicación que busque el usuario. Lo que implica que el usuario podrá diseñar su chimenea solar seleccionando la apertura de la cavidad para obtener valores específicos de ACH del recinto, así como, una diferencia de temperatura del aire removido. Además, los resultados obtenidos permitieron definir la factibilidad del uso de la chimenea solar como sistema pasivo de ventilación y a través del análisis paramétrico, se obtuvo información para escalar el sistema a un prototipo más grande dependiendo de los requerimientos de confort térmico, lo cual pueda contribuir a disminuir la temperatura interior en las edificaciones.

## Conclusiones y recomendaciones

### Conclusiones

En este trabajo se diseñó e instrumentó una configuración de chimenea solar de un canal para evaluar su eficiencia y factibilidad como un sistema pasivo de ventilación en edificaciones, el estudio se realizó bajo condiciones de un clima cálido-húmedo. A partir del análisis de los resultados obtenidos se obtuvo:

#### *Del análisis de la temperatura*

- Se encontró que las temperaturas de la entrada/salida del aire a la cavidad, las temperaturas de las placas y la temperatura del aire en el interior de la cavidad tienen un comportamiento ligado al incremento del suministro de potencia que simula la irradiancia solar, tal como lo menciona Liu *et al.*, (2015). El incremento de temperaturas se hizo notable al variar la potencia en la placa absorbadora de 150 a 750 W. Sin embargo, al incrementar la potencia en la placa translúcida simulada de 40 a 80 W (absorción de irradiancia solar en el intervalo de 50 a 168 W m<sup>-2</sup> para un material translucido con transmitancia de 0.80 – 0.89), no se observó un incremento significativo en las temperaturas del sistema.
- Con respecto a la variación del ángulo de inclinación de 15 a 90° (con respecto de la horizontal), se pudo observar que los máximos valores de temperatura en el sistema se encontraron en un ángulo de 15°. Como lo menciona Shi *et al.*, (2016), Harris y Helwig (2007), este hallazgo es relevante si se requiere aprovechar la mayor cantidad de irradiancia solar en el sistema, ya que es uno de los factores importantes para la mayor absorción de irradiancia solar. Por el otro lado si buscamos incrementar las renovaciones de aire en un recinto, el ángulo de 90° fue el que presentó los más altos valores de flujo volumétrico.

- Con respecto a la separación de la cavidad de 0.075 a 0.280 m, se encontró que se tienen los valores de temperatura más altos cuando la separación entre las placas es menor, esto debido a que el fluido tiene un mayor contacto con la capa térmica de las placas. Se pudo observar que las mayores  $\Delta T_{s-e}$  se encontraron para una apertura de cavidad menor a los 0.175 m.

#### *De la velocidad del aire*

- Se encontró que la  $V_e$  varía de 0.01 a 0.38 m s<sup>-1</sup> y muestra un incremento con el incremento de la separación de la cavidad de 0.075 a 0.280 m, esto coincide con lo reportado por Ong y Chow, (2003), que al incrementar la separación de entre las placas aumenta la ventilación, tal es el caso de Saleem *et al.*, (2016) que encontraron una ventilación óptima en la separación ente las placas de 0.20 m.
- Al variar el ángulo de inclinación de 15 a 90°, los máximos valores de  $V_e$  se encontraron en el ángulo de 90°. Esto se debe al efecto que tiene la gravedad sobre las fuerzas de flotación y que al encontrarse de forma vertical el fluido tiene menor dificultad para entrar en la cavidad.

Los resultados obtenidos de las 120 pruebas experimentales nos muestran que con el uso de una chimenea solar se pueden obtener diferencias de temperatura de hasta 18.14°C, si lo que se requiere es remover un mayor flujo de calor en el interior de la habitación, esto se puede lograr con una chimenea con menor separación entre las placas. Sin embargo, se pudo observar que se remueve un mayor flujo de aire con una separación entre las placas mayor de 0.175 m, en donde los cambios de aire por hora son 5 veces mayores comparados con una menor separación, esto se reduciría a que tardaría menos tiempo en enfriarse una habitación ( Goriel *et al.*, 2012; Liu *et al.*, 2015; Ong y Chow, 2003; Tong y Li, 2014). Por lo que, con este trabajo se determinó que, si la chimenea solar se acopla a un recinto o habitación con las dimensiones propuestas, se podría

obtener una mayor remoción del flujo de calor en el interior, y así contribuir en la disminución de temperatura.

Como resultado de la evaluación térmica de la chimenea solar se obtuvo un conjunto de datos que permitirían al usuario definir condiciones de separación entre las placas y ángulo de inclinación para utilizar la chimenea solar con un material translucido, i.e. un vidrio claro de 3 mm, para remover aire de un recinto para utilizar la chimenea solar como un sistema pasivo de ventilación con una eficiencia máxima de 60.2 %. Los resultados confirman la factibilidad del uso de la chimenea solar como un sistema pasivo de ventilación. Además, los resultados del estudio paramétrico proporcionan información que puede ser utilizada no solo para la implementación de una chimenea solar en una edificación, sino también, para utilizarla para otras aplicaciones donde sea de interés el calentamiento de aire, como por ejemplo secado solar, techos ventilados, entre otras.

### **Recomendaciones para trabajos futuros**

- Se recomienda realizar el estudio experimental de la chimenea solar acoplado a un recinto bajo condiciones de clima cálido-húmedo, con el fin de evaluar su comportamiento para un volumen de fluido.
- Se recomienda cambiar la geometría de la placa absorbadora, para analizar el efecto que tiene la placa absorbadora sobre el flujo de aire en el interior de la cavidad.
- Se recomienda continuar el estudio analizando el efecto de la absorción de la placa absorbadora en áreas localizadas, considerando un sombreado sobre el sistema in situ.
- Se recomienda continuar el estudio variando el área de salida de la cavidad con el fin de analizar su efecto en los ACH, e implementar un doble canal para evaluar el incremento de la eficiencia del sistema al aprovechar el flujo de calor que se pierde por la parte posterior de la placa absorbadora.

## Referencias

- Al-Kayiem, H.H., Sreejaya, K.V., Chikere, A.O., 2018. Experimental and numerical analysis of the influence of inlet configuration on the performance of a roof top solar chimney. *Energy Build.* 159, 89–98.
- Al Touma, A., Ouahrani, D., Haghighi, A.P., Maerefat, M., H. Wang, C. Lei, 2018. Performance assessment of evaporatively-cooled window driven by solar chimney in hot and humid climates. *Sol. Energy* 10, 187–195.
- Arce, J., Xaman, J.P., Alvarez, G., Jiménez, M.J., Heras, M.R., 2009. A Parametric Study of Conjugate Heat Transfer of Solar Chimney. *ASME 2009 3rd Int. Conf. Energy Sustain.* Vol. 1 605–612.
- ASTM E220-02, Standard Test Method for Calibration of Thermocouples By Comparison Techniques, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2002, [www.astm.org](http://www.astm.org)
- Bansal, N.K., Mathur, R., Bhandari, M.S., 1993. Solar Chimney for Enhanced Stack. *Build. Environ.* 28, 373–377.
- Bassiouny, R., Korah, N.S.A., 2009. Effect of solar chimney inclination angle on space flow pattern and ventilation rate. *Energy Build.* 41, 190–196.
- Bin, L., Meixia, W., Qi, W., Shaoli, M., Bennacer, R., 2017. Effect of the Position of the Phase Change Material (PCM  $\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ ) on the Solar Chimney Effect. *Energy Procedia* 139, 462–467.
- Biwole, P.H., Woloszyn, M., Pompeo, C., 2008. Heat transfers in a double-skin roof ventilated by natural convection in summer time. *Energy Build.* 40, 1487–1497.
- Chantawong, P., 2017. Natural Ventilation Using Glazed Solar Chimney and Hot Water Collector Production. *Energy Procedia* 117, 893–900.
- Chungloo, S., Limmeechokchai, B., 2009. Utilization of cool ceiling with roof solar chimney in Thailand: The experimental and numerical analysis. *Renew. Energy* 34, 623–633.
- Goriel, K., Avakian, V., Huynh, B.P., 2012. Study of natural ventilation flow in a

- room fitted with a solar chimney. ASME 2012 Int. Mech. Eng. Congr. Expo. Vol. 1 1–9.
- Haghighi, A.P., Maerefat, M., 2013. Design guideline for application of earth-to-air heat exchanger coupled with solar chimney as a natural heating system. *Int. J. Low-Carbon Technol.* 10, 294–304.
- Harris, D.J., Helwig, N., 2007. Solar chimney and building ventilation. *Appl. Energy* 84, 135–146.
- Hosien, M.A., Selim, S.M., 2017. Effects of the geometrical and operational parameters and alternative outer cover materials on the performance of solar chimney used for natural ventilation. *Energy Build.* 138, 355–367.
- Incropera, F., DeWitt, D., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*, seventh. ed.
- Jing, H., Chen, Z., Li, A., 2015. Experimental study of the prediction of the ventilation flow rate through solar chimney with large gap-to-height ratios. *Build. Environ.* 89, 150–159.
- Jubear, A.J., Ghareer, A.D., 2018. Numerical Investigations on Solar Chimney Inclination Angle for Room Ventilation. *Int. J. Eng. Technol.* 7, 1–9.
- Kalkan, N., Dağtekin, İ., 2016. Passive cooling technology by using solar chimney for mild or warm climates. *Therm. Sci.* 20, 2125–2136.
- Khanal, R., Lei, C., 2011. Solar chimney-A passive strategy for natural ventilation. *Energy Build.* 43, 1811–1819.
- Khedari, J., Rachapradit, N., Hirunlabh, J., 2003. Field study of performance of solar chimney with air-conditioned building. *Energy* 28, 1099–1114.
- Kumar, J., Raj, A., Sharma, H.M., 2017. Enhancement of Natural Ventilation using Solar Chimney : A Numerical Investigation. *Int. J. Adv. Eng. Res. Sci.* 4, 252–257.
- Lai, C. ming, Huang, J.Y., Chiou, J.S., 2008. Optimal spacing for double-skin roofs. *Build. Environ.* 43, 1749–1754.
- Li, H., Yu, Y., Niu, F., Shafik, M., Chen, B., 2014. Performance of a coupled cooling system with earth-to-air heat exchanger and solar chimney. *Renew.*

- Energy 62, 468–477.
- Li, Y., Liu, S., 2014. Numerical study on thermal behaviors of a solar chimney incorporated with PCM. Energy Build. 80, 406–414.
- Liu, B., Ma, X., Wang, X., Dang, C., Wang, Q., Bennacer, R., 2015. Experimental study of the chimney effect in a solar hybrid double wall. Sol. Energy 115, 1–9.
- Lucas, M., Aguilar, F.J., Ruiz, J., Cutillas, C.G., Kaiser, A.S., Vicente, P.G., 2017. Photovoltaic Evaporative Chimney as a new alternative to enhance solar cooling. Renew. Energy 111, 26–37.
- Mokheimer, E.M.A., Shakeel, M.R., Al-Sadah, J., 2017. A novel design of solar chimney for cooling load reduction and other applications in buildings. Energy Build. 153, 219–230.
- Monghasemi, N., Vadiiee, A., 2017. A review of solar chimney integrated systems for space heating and cooling application. Renew. Sustain. Energy Rev. 1–16.
- Moosavi, L., Zandi, M., Bidi, M., 2018. Experimental study on the cooling performance of solar-assisted natural ventilation in a large building in a warm and humid climate. J. Build. Eng. 19, 228–241.
- Neves, L. de O., Silva, F.M. da, Neves, L. de O., Silva, F.M. da, 2017. Análise paramétrica de chaminés solares visando à otimização de desempenho em climas típicos do território brasileiro. Ambient. Construído 17, 163–182.
- OECD, IEA, 2018. Global Energy & CO2 Status Report 2017. <http://www.iea.org/geco/>
- Ong, K.S., Chow, C.C., 2003. Performance of a solar chimney. Sol. Energy 74, 1–17.
- Park, D., Battaglia, F., 2017. Development of a Predictive Equation for Ventilation in a Wall-Solar Chimney System. J. Sol. Energy Eng. 139, 031001 1-031001 9.
- Rabani, Mehran, Kalantar, V., Rabani, Mehrdad, 2017. Heat transfer analysis of a Trombe wall with a projecting channel design. Energy 134, 943–950.
- Radosavljevic, J.M., Lambic, M.R., Mihajlovic, E.R., Djordjevic, A. V., 2014.

- Estimation of Indoor Temperature for a Direct-Gain Passive Solar Building. *J. Energy Eng.* 140, 04013007.
- Ratanachotinun, J., Kasayapanand, N., Hirunlabh, J., Visitsak, S., Teekasap, S., Khedari, J., 2016. A design and assessment of solar chimney of bioclimatic house wall and roof for construction in the housing market of Thailand. *Build. Serv. Eng. Res. Technol.* 37, 694–709.
- Saleem, A.A., Bady, M., Ookawara, S., Abdel-Rahman, A.K., 2016. Achieving standard natural ventilation rate of dwellings in a hot-arid climate using solar chimney. *Energy Build.* 133, 360–370.
- Salleh, E., Yusoffb, W.F.M., 2016. Experimental investigation of a combined roof solar collector and vertical stack in enhancing stack effect ventilation in hot and humid climate.
- Schmid, Wolfgang, A., Lazos Martínez, R.J., 2000. Guide to estimate the measurement uncertainty, Centro Nacional de Metrología. México.
- Shi, L., Zhang, G., Cheng, X., Guo, Y., Wang, J., Chew, M.Y.L., 2016. Developing an empirical model for roof solar chimney based on experimental data from various test rigs. *Build. Environ.* 110, 115–128.
- Shi, L., Zhang, G., Yang, W., Huang, D., Cheng, X., Setunge, S., 2018. Determining the influencing factors on the performance of solar chimney in buildings. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 88, 223–238.
- Siva Reddy, V., Premalatha, M., Ranjan, K.R., 2012. Experimental studies on solar chimney for enhanced ventilation. *Int. J. Sustain. Energy* 31, 35–42.
- Su, Y., Zhao, B., Lei, F., Deng, W., 2016. Numerical modelling of effect of channel width on heat transfer and ventilation in a built-in PV-Trombe wall. *J. Phys. Conf. Ser.* 745, 032069.
- Sudprasert, S., Chinsorranant, C., Rattanadecho, P., 2016. Numerical study of vertical solar chimneys with moist air in a hot and humid climate. *Int. J. Heat Mass Transf.* 102, 645–656.
- Thong, T.B., Quaen, L.M., Seng, O.K., 2007. Simulations of Flow in a Solar Roof Collector Driven by Natural Convection . 16th Australas. Fluid Mech. Conf. 667–670.

- Tong, S., Li, H., 2014. An efficient model development and experimental study for the heat transfer in naturally ventilated inclined roofs. *Build. Environ.* 81, 296–308.
- Villar-ramos, M.M., Aguilar-castro, K.M., Macias-melo, E. V, Méndez-torres, Z., Santos-lázaro, E.D., Serrano-arellano, J., 2018. Tema A4 Termofluidos : Sistemas Pasivos de Ventilación “ Diseño , construcción y evaluación de una chimenea vertical de un canal para aplicaciones en edificaciones ”. SOMIM, TF14–TF20.
- Zamora, B., Kaiser, A.S., 2010. Numerical study on mixed buoyancy-wind driving induced flow in a solar chimney for building ventilation. *Renew. Energy* 35, 2080–2088.
- Zavala-Guillén, I., Xamán, J., Hernández-Pérez, I., Hernández-López, I., Gijón-Rivera, M., Chávez, Y., 2018. Numerical study of the optimum width of a diurnal double air-channel solar chimney. *Energy* 147, 403–417.
- Zhang, G., Shi, L., 2018. Improving the performance of solar chimney by addressing the designing factors. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* 168.

# Anexo A

Selección de material e  
instrumentación

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.

## A.1 Selección del material

Para seleccionar el material de la chimenea solar se utilizó una metodología de diseño estructurado, donde se evaluó el material considerando diferentes criterios de funcionalidad, como facilidad de instalación, mantenimiento, temperatura de trabajo, costos, entre otros. En la Tabla A.1.1 se pueden observar la descripción de los valores de calificación, mientras que, en la Tabla A.1.2 se describen los criterios de evaluación de los materiales de la estructura y soporte, del sistema de movimiento, las paredes aislantes, la placa absorbidora y la placa translúcida.

**Tabla A.1.1** Descripción de valores de calificación.

Calificación	Descripción
1	Pésimo
2	Regular
3	Adecuado
4	Muy adecuado
5	Excelente

**Tabla A.1.2** Descripción de criterios de evaluación de las tablas de materiales.

Criterios de evaluación	Disponibilidad
Disponibilidad	Se refiere a la disponibilidad en el mercado y con las medidas deseadas.
Costo	Se refiere al costo del material en el mercado.
Presión de trabajo	Se refiere a la presión máxima de trabajo continuo del material.
Estética	Se refiere agradable a la vista.
Conductividad térmica	Se refiere a la conductividad térmica del material.
Mantenimiento	Se refiere al costo y períodos de mantenimiento.
Corrosión	Se refiere a que tan resistente es el material a la corrosión.
Temperatura de trabajo	Se refiere a la temperatura máxima de trabajo continuo del material.
Facilidad de instalación	Se refiere si el material es maleable para hacer uniones y colocar en un lugar fácil de instalar.
Peso del material	Se refiere a que tan pesado es el material (peso específico).
Manejabilidad	Se refiere a la operabilidad del material.

En la Tabla A.1.3 se pueden observar los materiales considerados para la construcción de la estructura principal y soporte de la chimenea, en donde, el material que destacó fue el acero galvanizado, ha sido uno de los materiales más utilizados en la construcción de prototipos de chimenea solar por su disponibilidad en el mercado y las temperaturas de trabajo.

**Tabla A.1.3** Matriz de decisión del material de estructura y soporte de la chimenea solar.

Estructura y soporte												
Ponderación	5	4	5	4	5	5	5	5	4	4	5	TOTAL
Criterios de evaluación	Disponibilidad	Costo	Presión de trabajo	Estética	Conductividad térmica	Mantenimiento	Corrosión	Temperatura de trabajo	Facilidad de instalación	Peso del material	Manejabilidad	
Acero galvanizado	5	4	5	4	4	4	1	5	4	4	4	<b>204</b>
Acero inoxidable	2	2	5	4	4	4	4	5	4	5	4	<b>200</b>
Madera	4	5	2	1	1	1	4	2	5	3	5	<b>151</b>
Concreto	5	4	5	5	3	2	5	5	3	4	2	<b>199</b>

En la Tabla A.1.4 se observa que para variar el ángulo de inclinación se seleccionó la chumacera, como sistema de movimiento para la chimenea solar.

**Tabla A.1.4** Matriz de decisión del material del sistema de movimiento de la chimenea solar.

Sistema de movimiento												
Ponderación	5	4	5	5	5	5	5	5	5	4	5	TOTAL
Criterios de evaluación	Disponibilidad	Costo	Presión de trabajo	Estética	Conductividad térmica	Mantenimiento	Corrosión	Temperatura de trabajo	Facilidad de instalación	Peso del material	Manejabilidad	
Chumacera	5	4	5	4	4	3	2	5	5	4	4	<b>217</b>
Polea	5	4	5	3	4	4	2	5	4	4	4	<b>212</b>

En la Tabla A.1.5 se muestran los materiales considerados para aislar las paredes térmicamente, en donde se seleccionó el poliestireno extruido (Foamular®) por sus propiedades de manejabilidad, costo, peso, entre otras. Para seleccionar el material de la placa absorbedora, se evaluaron los materiales en la Tabla A.1.6, donde se puede observar que el material que destacó fue el acero galvanizado. Mientras que en la Tabla A.1.7, se obtuvo que el acero galvanizado era el material que mejor se adaptaba a los rangos de temperatura que se trabajaría en el presente estudio, como material para simular la placa translúcida.

**Tabla A.1.5** Matriz de decisión del material de las paredes aislantes.

Paredes aislantes												
Ponderación	5	4	5	4	5	4	4	5	4	3	4	TOTAL
Criterios de evaluación	Disponibilidad	Costo	Presión de trabajo	Estética	Conductividad térmica	Mantenimiento	Corrosión	Temperatura de trabajo	Facilidad de instalación	Peso del material	Manejabilidad	
Poliestireno extruido (Foamular®)	5	5	5	5	4	3	4	5	5	5	5	218
Lana mineral	5	4	5	4	4	4	4	5	5	5	5	214
Espuma de poliuretano	5	5	2	2	4	2	5	3	4	5	3	169

**Tabla A.1.6** Matriz de decisión del material de la placa absorbedora.

Placa absorbedora												
Ponderación	5	4	5	4	5	4	4	5	4	4	5	TOTAL
Criterios de evaluación	Disponibilidad	Costo	Presión de trabajo	Estética	Conductividad térmica	Mantenimiento	Corrosión	Temperatura de trabajo	Facilidad de instalación	Peso del material	Manejabilidad	
Acero galvanizado	5	4	5	4	5	4	1	5	4	4	4	204
Madera	5	5	2	4	1	4	4	3	5	4	4	179
Concreto	5	4	5	4	3	3	2	5	3	4	2	180
Acrílico	5	4	3	4	2	2	4	1	4	5	4	167

Tabla A.1.7 Matriz de decisión del material de la placa translúcida simulada.

Placa translúcida												
Ponderación	5	4	5	4	5	4	4	5	5	4	5	TOTAL
Criterios de evaluación	Disponibilidad	Costo	Presión de trabajo	Estética	Conductividad térmica	Mantenimiento	Corrosión	Temperatura de trabajo	Facilidad de instalación	Peso del material	Manejabilidad	
Acero galvanizado	5	5	5	4	5	4	1	5	4	4	4	212
Vidrio	5	4	4	5	4	4	4	4	3	3	3	195
Acrílico	5	4	4	4	4	4	4	4	5	4	4	210

## A.2 Selección de la instrumentación

Para seleccionar los sensores de temperatura que se colocaron en los diferentes puntos de la chimenea solar, así como el dispositivo que suministra la potencia a la placa absorbidora y la placa translúcida simulada. En la Tabla A.2.1 se puede observar la descripción de los criterios considerados en la instrumentación de la chimenea solar criterios de evaluación considerados.

Tabla A.2.1 Descripción de criterios de evaluación de la instrumentación de la chimenea.

Criterios de evaluación	Disponibilidad
Disponibilidad	Se refiere a la disponibilidad en el mercado y con las medidas deseadas.
Rango de temperatura	Se refiere al rango de temperatura que se desea medir.
Precisión	Se refiere a la incertidumbre y precisión de la lectura.
Estabilidad	Se refiere a la estabilidad de la variable a medir.
Facilidad de instalación	Se refiere a la facilidad de instalación en una superficie o lugar.
Uso en exterior	Se refiere a la resistencia a las condiciones climáticas, entre otras.
Velocidad de respuesta	Se refiere a la velocidad con la que mide la variable de respuesta.
Sensibilidad	Se refiere a la variación en la variable de expuesta.
Manejabilidad	Se refiere a la operabilidad del dispositivo
Rango de potencia	Se refiere al rango de potencia de trabajo.
Costo	Se refiere al costo del dispositivo en el mercado.

Los valores otorgados a la ponderación son los mismos que en la Tabla A1.1. La resistencia (RTD) fue el dispositivo que presento las mayores ventajas, por lo cual, se seleccionó como sensor de temperatura, esto se puede observar en la Tabla A.2.2.

**Tabla A.2.2** Matriz de evaluación de los sensores de temperatura.

Sensores de temperatura										
Ponderación	5	4	4	4	4	5	5	4	3	TOTAL
Criterios de Evaluación	Disponibilidad	Rango de temperatura	Precisión	Estabilidad	Facilidad de instalación	Uso en exterior	Velocidad de respuesta	Sensibilidad	Costo	
Termopar	5	5	5	4	4	5	5	4	5	<b>178</b>
Termo-resistencia (RTD)	5	5	4	5	5	5	4	5	4	<b>178</b>
Termistor	5	3	4	3	5	4	4	5	4	<b>157</b>
LM35	5	4	3	4	5	3	4	4	4	<b>152</b>

En la Tabla A.2.2 se puede observar que como dispositivo para simular la energía absorbida por la placa absorbidora y la placa translúcida simulada, se seleccionó la resistencia eléctrica, por su rango de potencia y facilidad de instalación

**Tabla A.2.3** Matriz de evaluación del dispositivo de calentamiento solar.

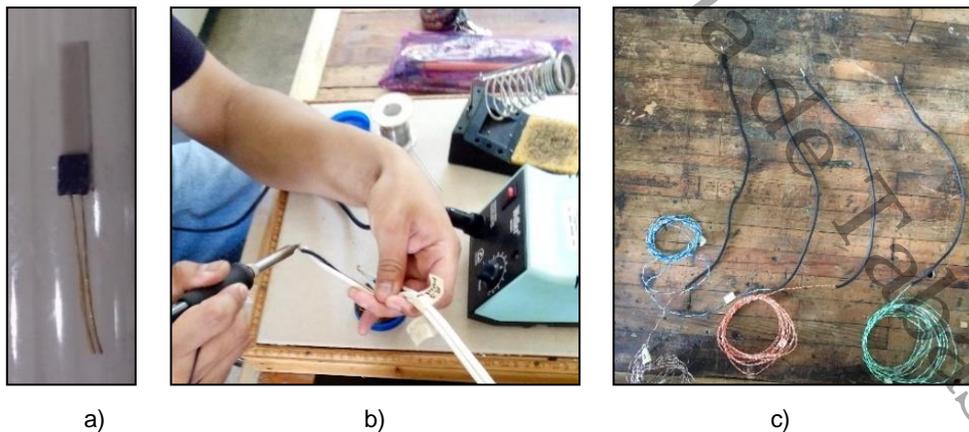
Calentamiento solar										
Ponderación	5	5	4	5	5	4	5	5	4	TOTAL
Criterios de Evaluación	Disponibilidad	Temperatura de trabajo	Precisión	Estabilidad	Facilidad de instalación	Uso en exterior	Manejabilidad	Rango de potencia	Costo	
Lámpara	5	3	2	3	4	4	4	3	5	<b>134</b>
Resistencia eléctrica	4	4	4	4	5	4	4	5	4	<b>153</b>

# Anexo B

Calibración de sensores de  
temperatura

## B.1 Calibración de sensores RTD

Para el estudio se calibraron siete sensores de temperatura RTD de platino de 1000  $\Omega$  (RTDPT1000): PT1, PT2, PT3, PT4, PT5, PT6 y PT7. Los sensores fueron adaptados e implementados para utilizarse en las diferentes secciones del prototipo. En la Figura B.1.1 se pueden observar las adaptaciones realizadas a los sensores de temperatura RTD de platino de 1000  $\Omega$  (RTDPT1000). Cada sensor fue unido mediante soldadura a un cable tipo UTP, aislado con tubo termoretráctil (thermofit) con el fin de prevenir un corto circuito. Dichos sensores fueron conectados en las terminales de la tarjeta multiplexora de la Figura B.1.2, y a su vez, la tarjeta fue conectada a un sistema de adquisición de datos de 6  $\frac{1}{2}$  dígitos de la marca "KEYSIGHT 34972A", como se puede ver en la Figura B.1.3. Para el proceso de calibración, los sensores se introdujeron en la cavidad de un baño revuelto o baño térmico de marca "PolyScience PP15RCAL-A11B" con un rango de trabajo de -30 a 200°C y una incertidumbre de  $\pm 0.005^\circ\text{C}$ , que se puede observar en la Figura B.1.4 a), en donde fueron colocados bajo una temperatura fija. Por otro lado, en la Figura B.1.4 b) se puede observar el arreglo que se utilizó para la calibración de dichos sensores.



**Figura B.1.1** Preparación del sensor. a) Sensor RTDPT1000, b) Soldadura, c) Aislamiento.



**Figura B.1.2** Tarjeta multiplexora.



**Figura B.1.3** Sistema de adquisición de datos.



a)



b)

**Figura B.1.4** Calibración. a) Baño revuelto o baño térmico, b) Proceso de calibración.

La temperatura de estudio para la calibración de los sensores que se utilizó se encuentra en el rango de 10 - 70°C, con intervalos de 30°C; en donde se realizaron mediciones de temperatura, bajo condiciones de temperatura del sensor de referencia del baño térmico de aproximadamente 10, 40 y 70°C. La adquisición de datos de estos sensores se realizó con un intervalo de 1 minuto, con 60 repeticiones, es decir, por un período de 1 hora para cada prueba. El proceso de calibración se realizó de manera ascendente (A) y descendente (D) con las temperaturas antes mencionadas, con un total de 6 pruebas.

Con las mediciones de temperatura obtenidas se analizó el conjunto de datos y se realizaron cálculos de la media (m) y la desviación estándar (s) para cada uno de los sensores. Lo anterior, considerando como referencia la temperatura del sensor interno del baño térmico. En la Tabla B.1.1 se muestra un concentrado de con los cálculos de los valores obtenidos. En la tabla se puede observar la media (m) y la desviación estándar (s) para cada sensor calibrado, así como, las temperaturas de calibración. Puede observarse que para cada temperatura de calibración existen dos valores, por ejemplo, 10.19°C y 10.21°C, esto se debe a que se registró la temperatura del sensor interno del baño térmico en dos casos, cuando la calibración se realiza de forma ascendente y cuando se realiza de forma descendente, es decir, de 10 a 70 °C y de 70 a 10°C respectivamente. Los valores presentados en la tabla para los diferentes sensores se encuentran representados en valores de resistencia, que es la señal de salida obtenida de los RTD por el sistema de adquisición de datos.

**Tabla B.1.1** Medias y desviaciones estándar para cada sensor RTD, en  $\Omega$ .

		PT1		PT2		PT3		PT4		PT5	
	°C	m	s	m	s	m	s	m	s	m	s
A	10.19	1042.61	0.010	1042.72	0.008	1039.94	0.010	1042.62	0.009	1039.94	0.010
D	10.21	1042.64	0.006	1042.78	0.004	1039.95	0.006	1042.56	0.005	1039.95	0.006
A	39.76	1158.43	0.020	1158.73	0.013	1155.60	0.013	1158.61	0.013	1155.60	0.013
D	39.75	1158.37	0.005	1158.66	0.004	1155.53	0.004	1158.57	0.004	1155.53	0.004
A	69.45	1273.29	0.041	1273.71	0.021	1270.41	0.030	1273.76	0.029	1270.41	0.030
D	69.43	1273.28	0.019	1273.65	0.017	1270.36	0.017	1273.74	0.017	1270.36	0.017
		PT6		PT7							
	°C	m	s	m	s						
A	10.19	1039.84	0.007	1042.85	0.012						
D	10.21	1039.85	0.005	1042.88	0.008						
A	39.76	1155.95	0.005	1158.39	0.008						
D	39.75	1155.91	0.004	1158.30	0.004						
A	69.45	1271.15	0.011	1273.13	0.015						
D	69.43	1271.10	0.015	1272.94	0.021						

Ascendente (A), Descendente (D), media (m), desviación estándar (s).

Por otra parte, con las mediciones obtenidas de los sensores, se obtuvo un ajuste lineal de los datos obtenidos por el sistema adquirente y los datos reales que

proporcionó el sensor del baño térmico, en donde estos datos fueron graficados y posteriormente, se obtuvieron los polinomios de 1er. y 2do. grado, empleando el software Matlab ®. Estos polinomios son las ecuaciones de trabajo de cada uno de los sensores para convertir la señal de salida de resistencia a valores de temperatura, correlacionando la resistencia a la temperatura medida con un RTD de referencia, este último es el sensor interno del baño térmico. Además, se obtuvo el error estándar de estimación (por sus siglas en inglés SSE), el cual posteriormente se usará para el ajuste del valor de temperatura medida para aproximarlos al valor real. En la Tabla B.1.2 se presenta un concentrado de los polinomios de ajuste y el SSE para cada RTD. En donde se puede observar, que el polinomio con menor error es el polinomio de 2do. orden.

**Tabla B.1.2** Polinomios de ajuste y error estándar de estimación para cada sensor RTD.

Nombre del sensor	Polinomio de 1er orden $y = ax + b$		SSE	Polinomio de 2do orden $y = ax^2 + bx + c$			SSE
	a	b		a	b	C	
	PT1	0.256	-257.6	0.04153	1.322e-05	0.226	-240.0
PT2	0.256	-257.4	0.04613	1.394e-05	0.224	-238.8	0.00005
PT3	0.257	-257.2	0.04300	1.349e-05	0.225	-239.3	0.00018
PT4	0.256	-257.1	0.03929	1.273e-05	0.226	-240.1	0.00071
PT5	0.257	-257.2	0.03626	1.239e-05	0.228	-240.8	0.00022
PT6	0.256	-256.2	0.04169	1.319e-05	0.225	-238.7	0.00020
PT7	0.257	-258.3	0.03592	1.232e-05	0.228	-241.9	0.00043

En la Tabla B.1.3 se muestra la incertidumbre calculada para cada sensor RTD en °C. Estos cálculos se realizaron considerando la Guía para estimar la incertidumbre de la medición del CENAM (Schmid y Martínez, 2000), tomando en cuenta la incertidumbre de medición reportada en la hoja de datos del fabricante del sistema de adquisición de datos, la incertidumbre proporcionada por la hoja de datos del baño térmico, así como, el SSE, la media y la desviación estándar calculadas de cada sensor RTD. También, se utilizó el polinomio de ajuste de 2do. orden de cada sensor, obtenidos en la calibración. Con lo anterior, se obtuvo una incertidumbre combinada de tipo A y B, la cual se presenta en la Tabla 3.4.

**Tabla B.1.3** Incertidumbre de los sensores RTD.

<b>Nombre del sensor</b>	<b>Incertidumbre, ± (°C)</b>
<b>PT1</b>	0.21217
<b>PT2</b>	0.19641
<b>PT3</b>	0.20001
<b>PT4</b>	0.20351
<b>PT5</b>	0.20408
<b>PT6</b>	0.19204
<b>PT7</b>	0.19737

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.  
México.

## B.2 Calibración de Termopares

Para los sensores de temperatura distribuidos en el interior de la cavidad, se utilizaron 12 sensores de termopar tipo T entre 2.95 y 4.25 m: T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7, T8, T9, T10, T11 y T12. Al igual que los sensores RTDPT1000, el proceso de calibración fue llevado a cabo con el mismo procedimiento, norma e instrumentos. Las temperaturas de referencia que se tomaron fueron en el rango de 10 a 50°C con un intervalo de 20°C, de manera ascendente y descendente, obteniendo 6 pruebas de calibración para cada sensor. La adquisición de datos de estos sensores se realizó con un intervalo de 1 minuto, con 60 repeticiones, para cada prueba. En la Tabla B.2.1 se muestran los valores obtenidos en °C, en donde se calculó la media (m) y la desviación estándar (s) de cada termopar. Después de realizar las mediciones, estos datos fueron graficados y posteriormente se obtuvieron los coeficientes de los polinomios de 1er. y 2do. Orden, así como, el SSE. Este último utilizando el software Matlab ®. En la Tabla B.2.2 se presenta un concentrado de los polinomios de ajuste y el SSE para cada termopar.

Tabla B.2.1 Medias y desviaciones estándar para cada termopar, en °C.

	°C	T1		T2		T3		T4		T5		T6	
		m	s	m	S	m	s	m	s	m	s	m	s
A	10.29	9.65	0.022	9.62	0.025	9.46	0.030	9.51	0.037	9.67	0.035	9.74	0.037
D	10.00	9.71	0.022	9.80	0.023	9.61	0.021	9.62	0.018	9.69	0.019	9.78	0.022
A	29.92	29.33	0.017	29.32	0.015	29.33	0.019	29.37	0.019	29.37	0.022	29.39	0.022
D	29.91	29.39	0.017	29.37	0.019	29.42	0.021	29.45	0.019	29.44	0.019	29.42	0.017
A	49.64	49.27	0.032	49.25	0.029	49.43	0.030	49.42	0.034	49.29	0.033	49.25	0.032
D	49.50	49.41	0.014	49.32	0.019	49.59	0.018	49.57	0.017	49.44	0.018	49.35	0.018
	°C	T7		T8		T9		T10		T11		T12	
		m	s	m	S	m	s	m	s	m	s	m	s
A	10.29	9.60	0.040	9.89	0.035	9.81	0.030	9.81	0.023	10.00	0.023	10.18	0.042
D	10.00	9.70	0.022	9.91	0.020	9.75	0.024	9.93	0.021	9.88	0.024	9.99	0.020
A	29.92	29.47	0.025	29.51	0.029	29.56	0.027	29.65	0.030	29.72	0.027	29.78	0.028
D	29.91	29.50	0.021	29.51	0.024	29.59	0.026	29.60	0.025	29.63	0.025	29.65	0.028
A	49.64	49.48	0.030	49.30	0.032	49.46	0.028	49.56	0.028	49.49	0.021	49.46	0.017
D	49.50	49.63	0.018	49.38	0.018	49.65	0.023	49.61	0.019	49.53	0.018	49.52	0.017

Ascendente (A), Descendente (D), media (m), desviación estándar (s).

**Tabla B.2.2** Polinomios de ajuste y error estándar de estimación para cada termopar.

Nombre del sensor	Polinomio de 1er orden $y = ax + b$		SSE	Polinomio de 2do orden $y = ax^2 + bx + c$			SSE
	a	b		a	b	c	
T1	0.994	0.584	0.09906	-0.0005	1.025	0.267	0.04328
T2	0.996	0.536	0.09901	-0.0005	1.027	0.210	0.04096
T3	0.986	0.798	0.11690	-0.0005	1.016	0.489	0.06157
T4	0.987	0.749	0.09485	-0.0005	1.014	0.475	0.05169
T5	0.993	0.576	0.08391	-0.0004	1.020	0.302	0.04218
T6	0.997	0.461	0.07520	-0.0005	1.025	0.172	0.03003
T7	0.988	0.658	0.08722	-0.0004	1.014	0.385	0.04531
T8	0.999	0.297	0.06349	-0.0004	1.026	0.024	0.06349
T9	0.991	0.494	0.08668	-0.0004	1.014	0.251	0.05425
T10	0.992	0.395	0.06214	-0.0004	-0.000	0.141	0.02764
T11	0.996	0.271	0.04264	-0.0003	1.013	0.090	0.02544
T12	1.000	0.094	0.06828	-0.0003	1.020	-0.117	0.04545

En la Tabla B.2.3 se muestra la incertidumbre calculada para cada termopar en °C, en la que se utilizó el polinomio de 2do. orden. Estos cálculos se realizaron considerando la Guía para estimar la incertidumbre de la medición del CENAM (Schmid y Martínez, 2000), tomando en cuenta la incertidumbre proporcionada por la hoja de datos del fabricante del sistema de adquisición de datos, la incertidumbre proporcionada por la hoja de datos del baño térmico, el error estándar de estimación, la media, la desviación estándar de cada termopar, así como, tomando en cuenta el polinomio de ajuste de 2do. orden de cada sensor, obtenidos en la calibración.

**Tabla B.2.3** Incertidumbre de los termopares.

Nombre del sensor	Incertidumbre, ± (°C)	Nombre del sensor	Incertidumbre, ± (°C)
T1	0.45809	T7	0.48234
T2	0.44905	T8	0.48952
T3	0.46820	T9	0.45462
T4	0.47715	T10	0.43726
T5	0.46646	T11	0.41938
T6	0.46116	T12	0.49370

# Anexo C

Resultados experimentales para  
la separación de cavidad de  
0.125, 0.175, 0.225 y 0.280 m

**Tabla C.1** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.125 m, para una  $P_{Pts}$  de 40 W.

No. Prueba	d (m)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pid}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ %	Nu
25	0.125	150	40	15	48.31	38.92	33.32	36.99	3.66	35.85	0.59	0.68	14.66	0.07	131.60	50.9	23.37
26	0.125	150	40	30	46.55	37.01	31.91	34.74	2.83	33.98	0.49	0.62	13.58	0.13	170.40	51.1	24.59
27	0.125	150	40	60	47.64	38.07	32.57	35.31	2.73	34.56	0.52	0.61	14.24	0.17	176.01	51.0	23.03
28	0.125	150	40	90	46.97	36.83	31.38	33.60	2.21	45.92	0.50	0.59	15.35	0.18	217.26	51.3	22.38
29	0.125	450	40	15	68.29	42.00	31.92	39.38	7.46	37.41	1.20	1.49	37.26	0.18	180.61	54.9	26.75
30	0.125	450	40	30	69.84	44.46	33.28	39.66	6.37	38.11	1.18	1.28	37.60	0.21	212.03	54.9	25.44
31	0.125	450	40	60	68.99	43.58	32.51	37.30	4.78	36.47	1.10	1.18	37.40	0.32	280.90	55.0	25.38
32	0.125	450	40	90	71.95	45.92	33.44	38.09	4.64	37.27	1.07	1.25	41.65	0.26	287.76	54.5	22.92
33	0.125	750	40	15	87.62	47.90	33.44	43.96	10.51	40.55	1.81	1.99	59.87	0.23	213.63	55.9	28.72
34	0.125	750	40	30	85.79	46.56	32.40	40.69	8.29	38.88	1.49	1.87	58.01	0.33	268.88	56.1	29.16
35	0.125	750	40	60	86.94	48.17	32.64	39.93	7.28	38.42	1.57	1.72	59.89	0.37	304.97	56.0	27.60
36	0.125	750	40	90	86.58	45.69	30.37	35.79	5.41	35.40	1.28	1.82	65.06	0.38	402.80	55.7	26.83

**Tabla C.2** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.125 m, para una  $P_{Pts}$  de 80 W.

No. Prueba	d (m)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pid}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ %	Nu
37	0.125	150	80	15	46.10	36.58	30.63	34.24	3.61	33.69	0.61	0.69	13.59	0.08	150.07	47.6	28.19
38	0.125	150	80	30	47.50	38.75	31.87	35.48	3.60	34.90	0.56	0.64	14.23	0.10	150.65	47.6	26.01
39	0.125	150	80	60	45.44	35.41	30.83	33.50	2.67	32.76	0.45	0.52	12.89	0.16	204.35	48.0	31.70
40	0.125	150	80	90	47.61	38.53	31.79	33.91	2.12	34.21	0.47	0.58	14.67	0.22	256.22	47.6	25.58
41	0.125	450	80	15	70.00	44.10	32.79	40.29	7.50	39.29	1.28	1.44	36.83	0.18	188.79	53.1	27.72
42	0.125	450	80	30	70.93	46.09	33.98	40.28	6.30	40.00	1.16	1.30	37.08	0.24	225.60	53.1	26.89
43	0.125	450	80	60	71.94	47.77	34.38	40.00	5.62	39.87	1.13	1.21	37.99	0.30	252.60	53.1	25.23
44	0.125	450	80	90	71.96	45.87	32.57	37.68	5.11	38.82	0.97	1.25	41.75	0.27	272.65	52.6	24.22
45	0.125	750	80	15	88.00	48.80	33.32	44.05	10.73	41.55	1.82	2.05	61.01	0.20	214.89	54.6	29.53
46	0.125	750	80	30	85.23	46.12	30.83	39.37	8.54	37.54	1.58	1.84	58.52	0.32	266.45	54.9	29.80
47	0.125	750	80	60	86.62	48.43	31.86	39.41	7.54	37.84	1.57	1.82	59.77	0.37	301.71	54.8	28.48
48	0.125	750	80	90	87.97	48.63	31.44	38.41	6.96	37.00	1.25	1.86	64.53	0.38	324.12	54.5	25.87

**Tabla C.3** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.175 m, para una  $P_{Pts}$  de 40 W.

No. Prueba	d (m)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pid}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ (%)	Nu
49	0.175	150	40	15	46.96	37.79	32.52	35.09	2.57	33.78	0.78	0.88	12.99	0.07	188.16	51.2	34.71
50	0.175	150	40	30	48.26	39.77	33.79	36.28	2.49	34.93	0.70	0.82	13.39	0.10	194.97	51.2	32.51
51	0.175	150	40	60	45.75	36.52	31.55	33.16	1.61	32.28	0.62	0.71	11.91	0.19	303.26	51.9	35.55
52	0.175	150	40	90	44.05	34.98	29.77	31.50	1.72	30.77	0.66	0.74	12.54	0.13	282.78	52.3	34.71
53	0.175	450	40	15	66.03	40.25	30.62	35.94	5.31	33.21	1.51	1.79	32.78	0.16	253.50	55.4	39.26
54	0.175	450	40	30	66.15	40.67	30.98	35.16	4.17	32.92	1.43	1.66	32.82	0.23	323.00	55.5	39.04
55	0.175	450	40	60	66.10	40.87	31.07	34.52	3.45	32.63	1.32	1.61	33.12	0.32	390.89	55.5	38.67
56	0.175	450	40	90	65.76	38.92	29.23	32.02	2.78	31.17	1.19	1.57	36.36	0.34	481.12	55.6	37.33
57	0.175	750	40	15	85.41	44.30	30.43	38.53	8.10	34.48	2.36	2.80	57.63	0.19	272.09	56.0	40.55
58	0.175	750	40	30	85.35	45.15	30.68	36.90	6.22	33.64	2.16	2.51	57.15	0.23	354.62	56.2	39.93
59	0.175	750	40	60	85.47	45.99	30.89	36.36	5.46	37.04	2.11	2.44	58.65	0.29	403.62	56.2	39.01
60	0.175	750	40	90	87.96	49.02	32.20	38.82	6.61	35.71	2.12	2.78	63.61	0.20	332.55	55.7	34.65

**Tabla C.4** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.175 m, para una  $P_{Pts}$  de 80 W.

No. Prueba	d (m)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pid}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ (%)	Nu
61	0.175	150	80	15	47.75	38.24	32.01	34.73	2.72	33.48	0.85	1.04	14.85	0.01	197.81	47.1	37.84
62	0.175	150	80	30	49.18	40.40	33.30	36.34	3.04	34.77	0.81	0.98	15.37	0.09	177.94	47.1	35.09
63	0.175	150	80	60	47.36	38.63	32.06	34.19	2.12	32.99	0.70	0.80	13.98	0.18	255.83	47.7	37.21
64	0.175	150	80	90	49.79	41.81	34.07	39.31	5.23	36.44	0.73	0.86	14.28	0.02	105.26	47.6	33.55
65	0.175	450	80	15	70.22	44.61	33.80	39.49	5.68	54.98	1.70	1.97	38.10	0.15	248.31	53.0	39.73
66	0.175	450	80	30	70.96	46.26	35.22	40.01	4.78	51.65	1.52	1.82	38.08	0.25	296.97	53.1	39.56
67	0.175	450	80	60	67.95	44.15	33.17	37.23	4.06	35.42	1.40	1.70	35.89	0.28	348.42	53.4	40.54
68	0.175	450	80	90	70.30	46.31	34.59	39.45	4.85	36.73	1.34	1.77	38.41	0.20	293.63	53.4	38.35
69	0.175	750	80	15	88.12	50.33	35.31	43.17	7.85	39.43	2.40	2.74	59.13	0.21	294.80	54.7	42.72
70	0.175	750	80	30	84.84	46.66	32.29	38.59	6.30	35.52	2.14	2.47	56.67	0.32	362.11	54.9	43.59
71	0.175	750	80	60	86.76	49.76	33.89	40.16	6.27	36.91	2.06	2.49	57.56	0.32	367.00	55.0	41.46
72	0.175	750	80	90	88.98	51.26	34.05	39.54	5.48	36.72	1.93	2.66	63.14	0.32	418.18	55.0	36.81

**Tabla C.5** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.225 m, para una  $P_{Pts}$  de 40 W.

No. Prueba	d (m)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pid}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ %	Nu
73	0.225	150	40	15	44.23	35.85	31.01	33.11	2.10	31.99	0.95	1.07	11.95	0.09	230.32	51.5	49.47
74	0.225	150	40	30	46.00	38.13	32.87	34.95	2.07	33.79	0.97	1.04	12.59	0.09	235.37	51.8	47.34
75	0.225	150	40	60	47.30	39.41	33.69	35.78	2.08	34.37	0.89	0.94	12.79	0.13	236.12	52.1	44.02
76	0.225	150	40	90	45.84	37.13	31.69	33.79	2.10	32.77	1.02	1.03	13.21	0.07	239.46	53.4	43.60
77	0.225	450	40	15	67.59	44.60	34.74	39.75	5.01	37.33	2.14	2.49	34.04	0.18	273.02	55.3	52.34
78	0.225	450	40	30	64.92	41.21	31.78	35.30	3.51	33.29	2.00	2.26	32.79	0.23	383.75	55.5	52.83
79	0.225	450	40	60	66.38	43.38	32.86	36.59	3.72	34.30	2.03	2.14	33.62	0.20	364.01	55.6	49.87
80	0.225	450	40	90	69.46	43.26	33.23	35.18	1.94	33.25	2.35	2.81	36.03	0.28	695.37	55.4	47.06
81	0.225	750	40	15	89.03	51.24	37.07	43.70	6.62	40.34	3.12	3.58	55.40	0.19	342.85	56.2	53.42
82	0.225	750	40	30	83.69	46.25	32.92	37.94	5.02	35.53	2.75	3.18	52.44	0.28	444.67	56.5	55.84
83	0.225	750	40	60	85.45	49.27	34.51	40.37	5.85	37.02	2.74	3.07	53.17	0.22	384.62	56.5	53.27
84	0.225	750	40	90	85.53	47.02	33.28	36.33	3.04	35.37	2.59	3.65	57.10	0.36	776.93	60.2	53.05

**Tabla C.6** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.225 m, para una  $P_{Pts}$  de 80 W.

No. Prueba	d (m)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pid}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ %	Nu
85	0.225	150	80	15	44.48	36.07	30.41	32.55	2.14	31.80	0.97	1.18	12.32	0.11	254.21	47.9	55.49
86	0.225	150	80	30	46.18	38.17	31.98	34.30	2.21	33.23	0.96	1.12	12.87	0.10	246.81	50.2	52.40
87	0.225	150	80	60	44.49	36.39	30.21	31.92	1.71	30.99	0.72	0.99	12.03	0.23	318.32	48.0	52.25
88	0.225	150	80	90	44.47	35.77	29.83	31.22	1.39	30.85	0.92	1.05	12.89	0.14	398.37	48.9	51.76
89	0.225	450	80	15	66.39	41.45	31.62	36.16	4.54	34.88	2.06	2.31	33.05	0.13	310.18	53.4	55.34
90	0.225	450	80	30	70.56	46.09	34.58	39.07	4.48	37.05	2.08	2.37	36.20	0.17	316.73	53.3	50.08
91	0.225	450	80	60	68.72	42.99	32.12	35.03	2.90	33.65	1.92	2.16	35.72	0.28	485.13	53.6	50.29
92	0.225	450	80	90	68.34	42.15	31.30	33.20	1.89	32.54	1.75	2.17	39.96	0.27	731.96	53.0	49.37
93	0.225	750	80	15	88.04	50.36	35.70	42.64	6.93	39.73	3.06	3.70	55.47	0.22	335.28	55.0	55.81
94	0.225	750	80	30	87.69	48.74	34.07	39.51	5.44	38.30	2.92	3.33	56.91	0.27	421.47	54.8	54.40
95	0.225	750	80	60	85.10	47.30	32.32	36.81	4.49	34.62	2.78	3.19	54.61	0.32	509.77	55.3	54.72
96	0.225	750	80	90	86.66	48.51	31.92	38.03	6.10	35.00	2.73	3.84	59.57	0.16	371.44	54.8	48.57

**Tabla C.7** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.280 m, para una  $P_{Pts}$  de 40 W.

No. Prueba	d (m)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pid}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ (%)	Nu
97	0.280	150	40	15	43.30	34.82	30.11	31.94	1.83	30.93	1.89	2.12	9.49	0.04	264.03	51.6	62.56
98	0.280	150	40	30	44.37	36.46	31.18	33.07	1.89	31.98	1.77	2.08	9.77	0.04	256.40	51.6	59.26
99	0.280	150	40	60	35.56	26.59	22.54	23.47	0.93	22.88	1.25	1.85	8.63	0.13	511.97	52.2	67.34
100	0.280	150	40	90	37.40	28.47	23.83	24.66	0.83	24.36	1.18	1.79	9.12	0.09	540.00	49.5	61.87
101	0.280	450	40	15	61.63	37.07	28.52	32.20	3.68	30.32	3.46	4.02	24.78	0.14	366.01	55.9	69.54
102	0.280	450	40	30	60.10	35.76	27.43	30.30	2.86	28.83	2.83	3.64	24.16	0.23	472.15	56.5	70.75
103	0.280	450	40	60	54.48	29.46	21.41	23.46	2.05	22.28	2.33	3.46	23.74	0.29	647.95	56.6	71.57
104	0.280	450	40	90	55.24	29.89	21.61	23.27	1.66	22.85	2.12	3.26	23.99	0.35	817.85	57.8	69.89
105	0.280	750	40	15	78.30	41.12	28.63	34.43	5.80	31.26	5.33	6.15	39.63	0.14	383.33	57.0	74.17
106	0.280	750	40	30	78.74	42.47	29.71	34.40	4.68	31.89	4.59	5.61	39.35	0.18	477.78	57.4	73.94
107	0.280	750	40	60	78.40	40.50	28.19	31.50	3.31	29.53	4.29	5.33	40.08	0.29	683.98	58.1	72.96
108	0.280	750	40	90	79.73	42.37	28.98	31.97	2.98	30.52	4.06	5.52	39.82	0.24	746.28	57.4	70.33

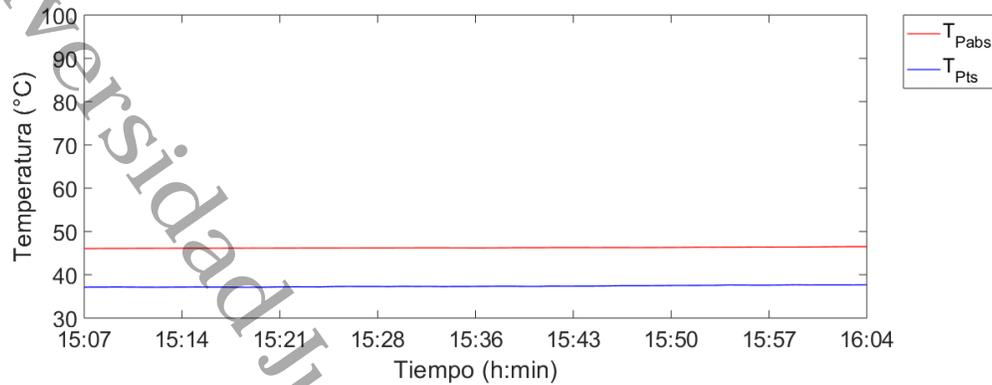
**Tabla C.8** Resultados experimentales para la separación de cavidad de 0.280 m, para una  $P_{Pts}$  de 80 W.

No. Prueba	d (m)	$P_{Pabs}$ (W)	$P_{Pts}$ (W)	$\theta$ (°)	$T_{Pabs}$ (°C)	$T_{Pts}$ (°C)	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta T_{s-e}$ (°C)	$T_c$ (°C)	$q_{Pid}$ (W)	$q_{Pli}$ (W)	$q_{Pp}$ (W)	$V_e$ (m s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\eta$ (%)	Nu
109	0.280	150	80	15	47.16	40.11	33.08	35.17	2.09	34.15	1.29	1.45	13.67	0.10	259.61	47.4	62.34
110	0.280	150	80	30	45.80	38.07	31.99	33.69	1.70	32.77	1.38	1.38	13.17	0.08	319.41	47.6	66.65
111	0.280	150	80	60	46.45	39.17	32.50	35.29	2.78	33.53	1.33	1.31	13.20	0.05	197.03	48.1	62.91
112	0.280	150	80	90	46.87	39.05	32.57	34.37	1.79	33.24	1.28	1.31	13.44	0.10	313.08	49.3	62.34
113	0.280	450	80	15	65.26	42.35	32.07	36.24	4.16	34.50	2.87	3.21	33.88	0.12	337.06	53.3	70.06
114	0.280	450	80	30	66.24	44.25	33.50	37.27	3.76	34.09	2.73	3.03	34.12	0.14	377.22	53.7	68.92
115	0.280	450	80	60	65.94	43.89	32.96	35.58	2.61	34.13	2.56	2.72	33.84	0.22	539.78	53.6	67.73
116	0.280	450	80	90	64.46	41.93	30.99	32.98	1.99	35.70	2.72	3.11	34.77	0.16	711.49	54.0	66.90
117	0.280	750	80	15	83.80	48.81	34.25	40.14	5.89	37.82	4.03	4.37	55.09	0.16	391.34	55.0	72.91
118	0.280	750	80	30	81.70	47.57	32.99	37.55	4.55	35.31	3.48	3.96	53.23	0.28	502.64	55.2	73.78
119	0.280	750	80	60	80.78	45.34	31.20	34.35	3.15	32.70	3.82	3.91	53.94	0.24	725.78	55.6	73.06
120	0.280	750	80	90	81.82	48.19	32.42	37.69	5.26	34.80	3.79	4.27	54.25	0.11	436.76	55.6	70.23

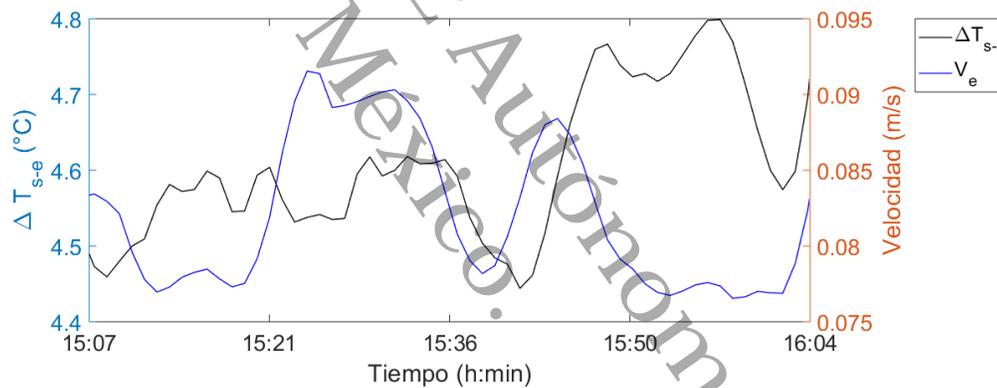
# Anexo D

Comportamiento de las variables  
para el espesor de cavidad de  
0.075 m

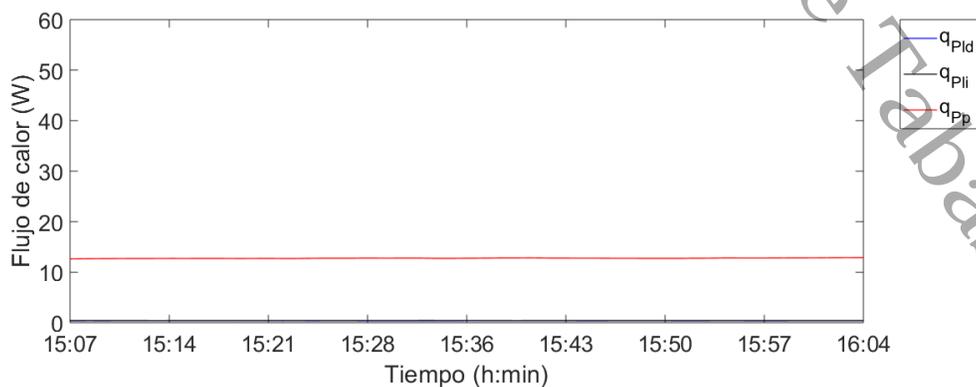
**Figura D.1** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 2.



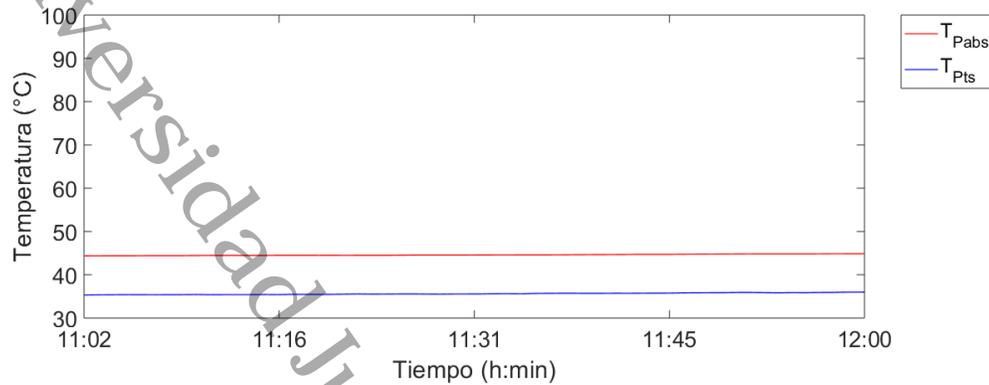
**Figura D.2** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 2.



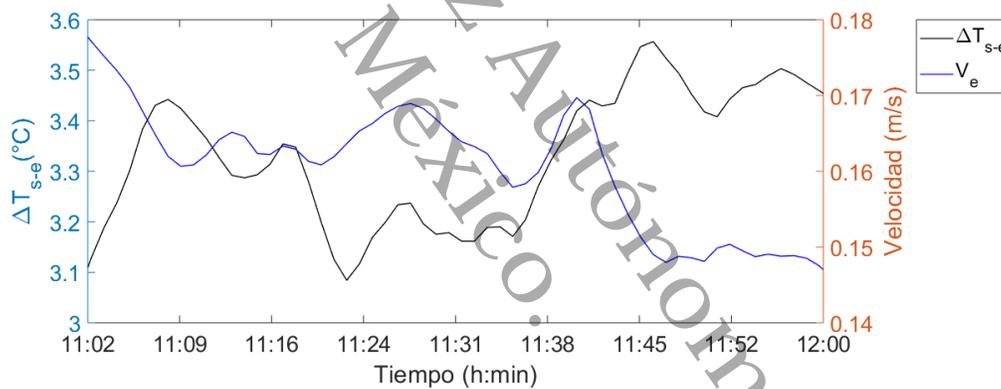
**Figura D.3** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 2.



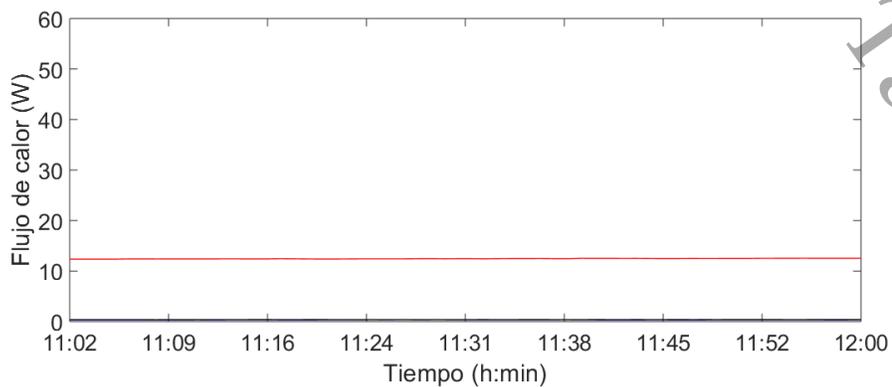
**Figura D.4** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 3.



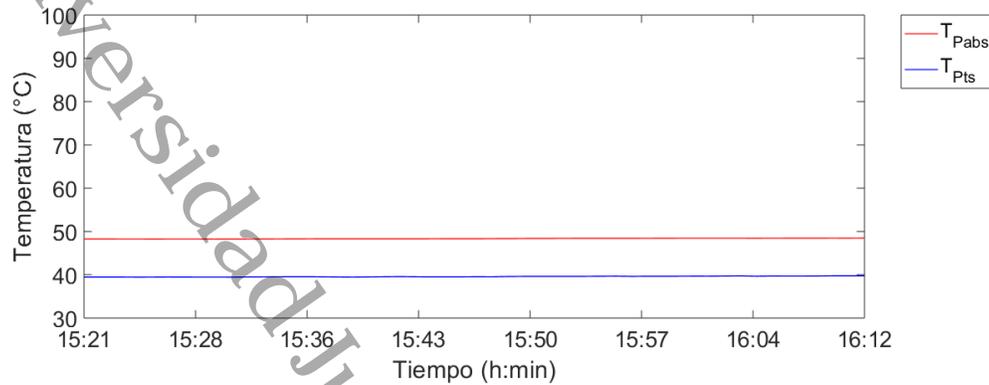
**Figura D.5** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 3.



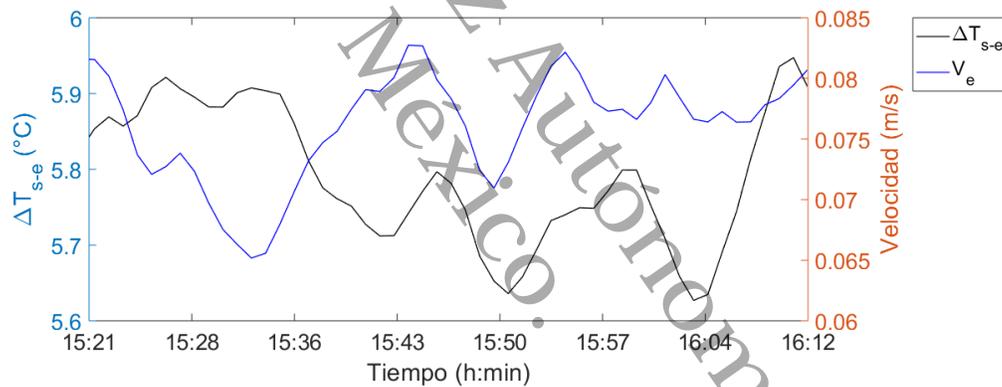
**Figura D.6** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 3.



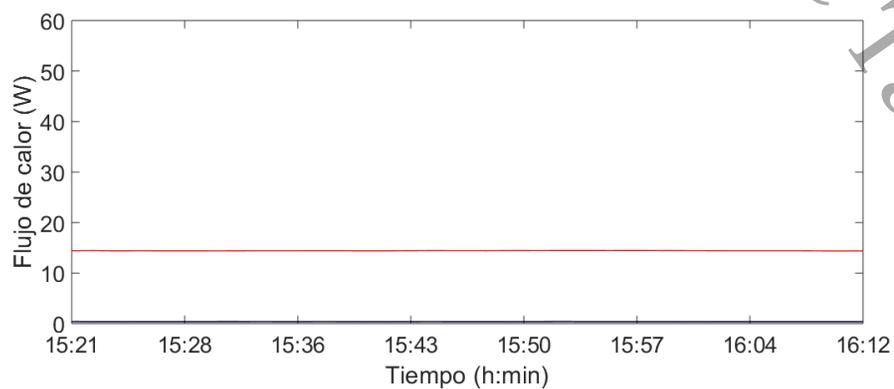
**Figura D.7** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 4.



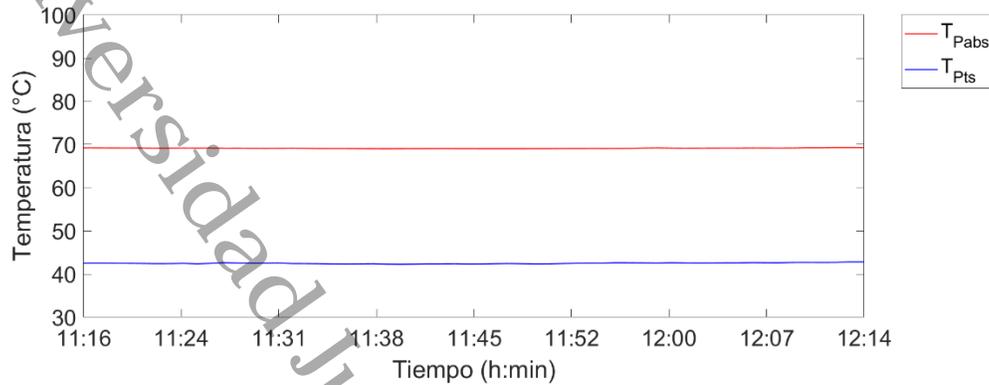
**Figura D.8** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 4.



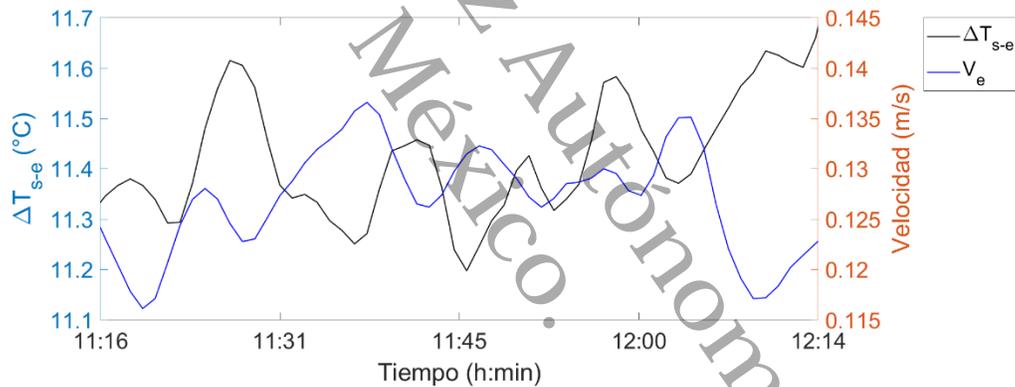
**Figura D.9** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 4.



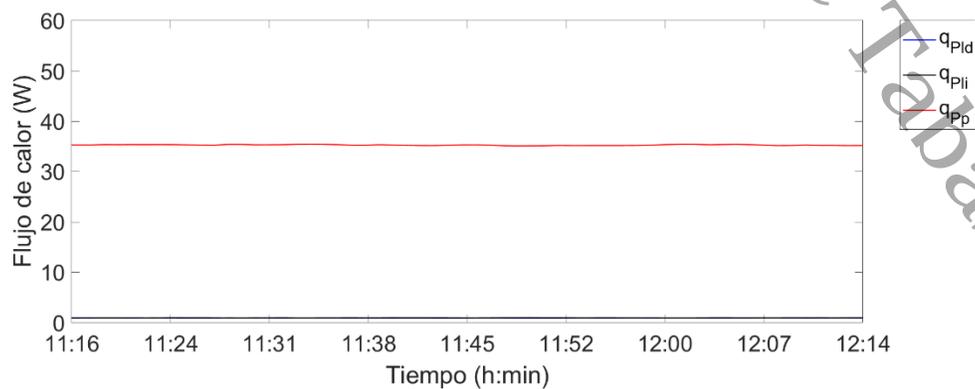
**Figura D.10** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 5.



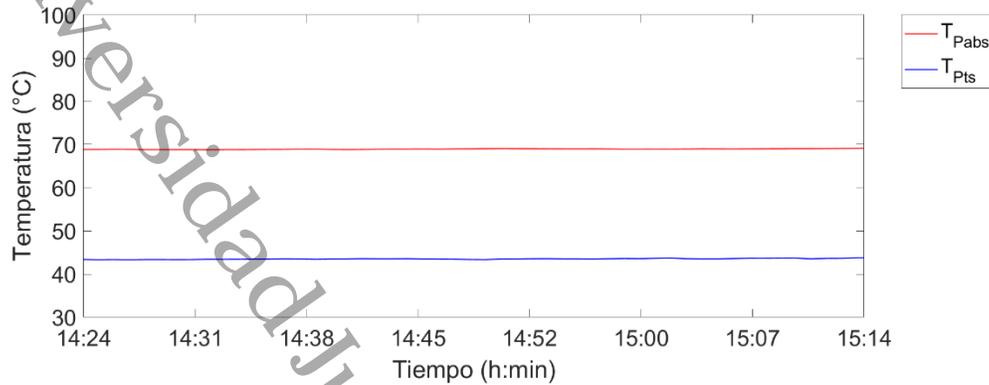
**Figura D.11** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 5.



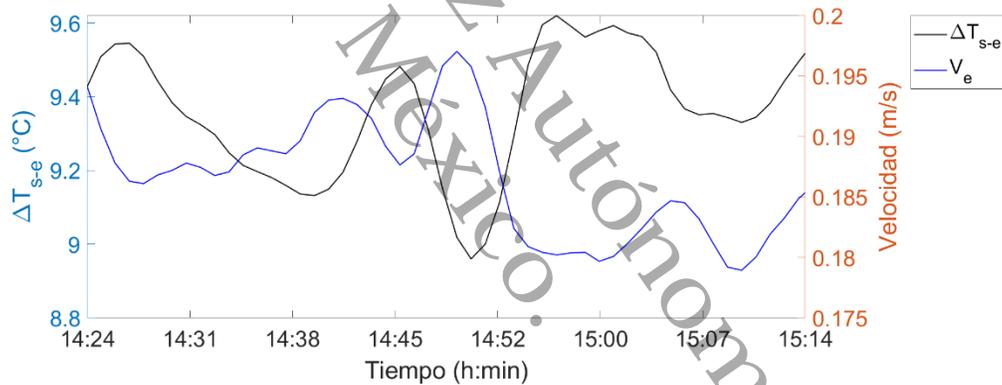
**Figura D.12** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 5.



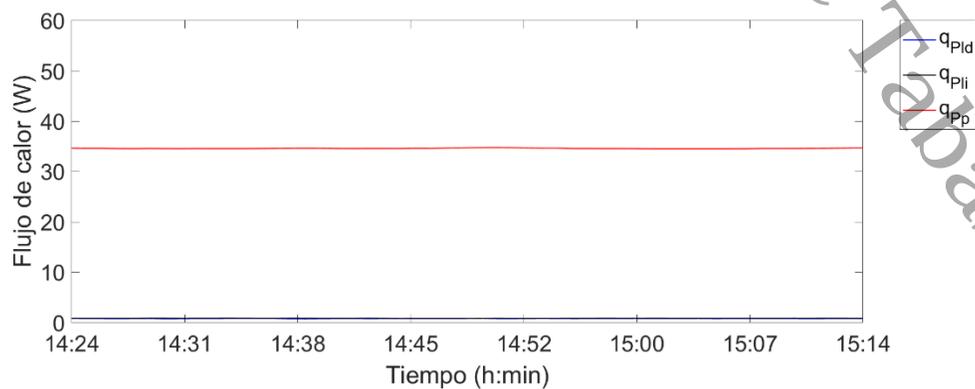
**Figura D.13** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 6.



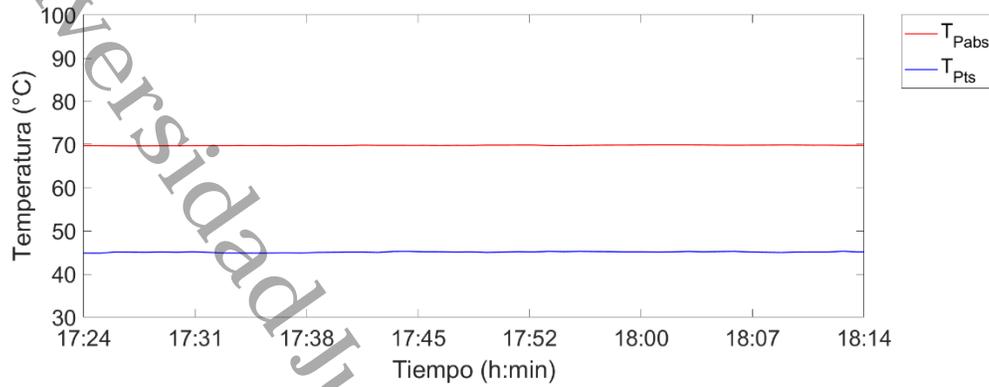
**Figura D.14** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 6.



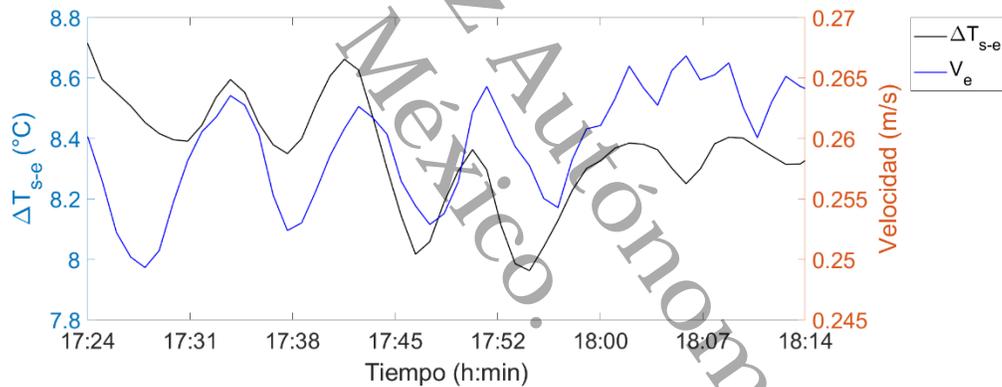
**Figura D.15** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 6.



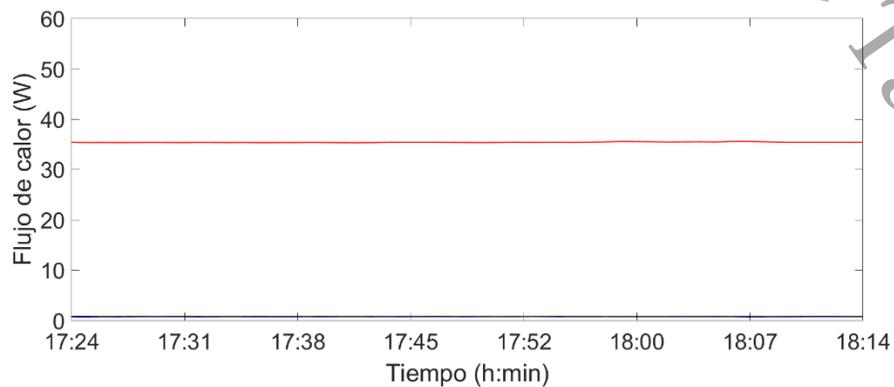
**Figura D.16** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 7.



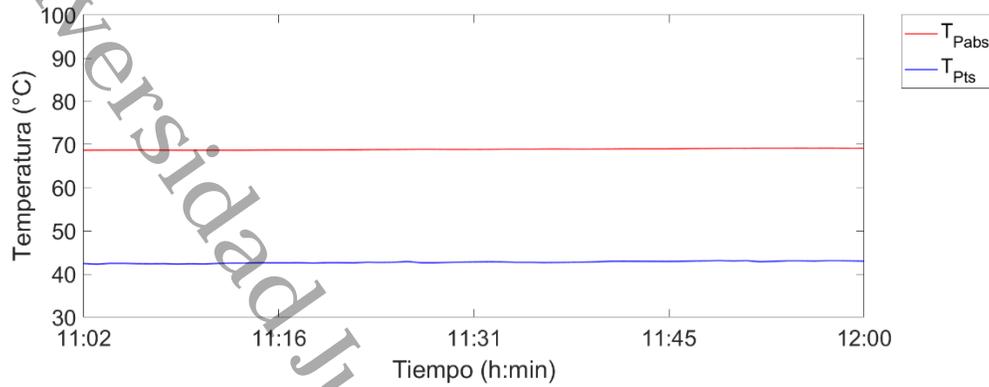
**Figura D.17** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 7.



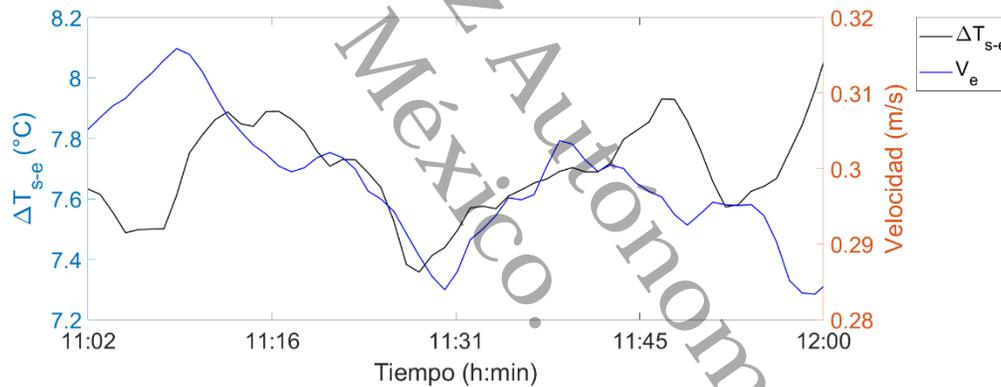
**Figura D.18** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 7.



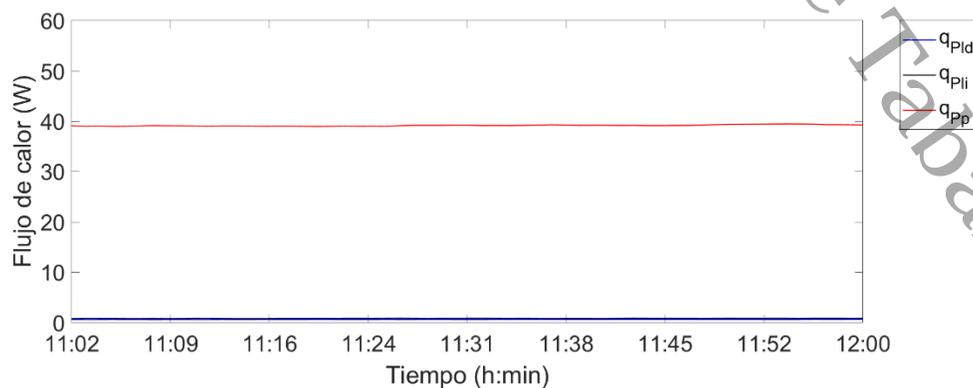
**Figura D.19** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 8.



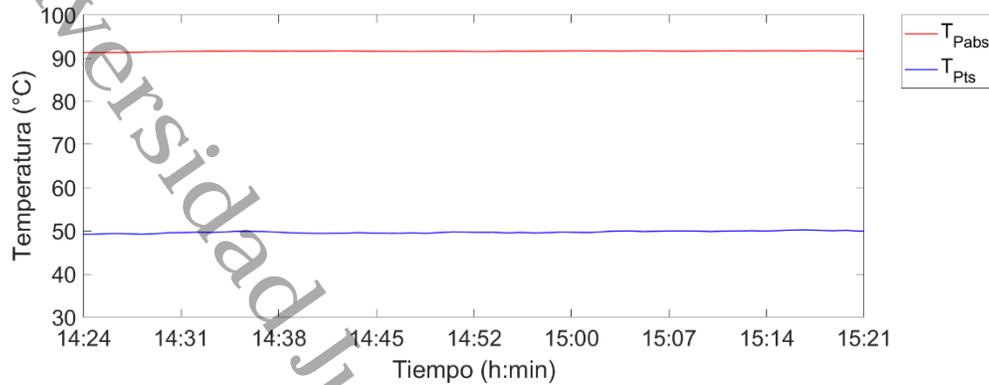
**Figura D.20** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 8.



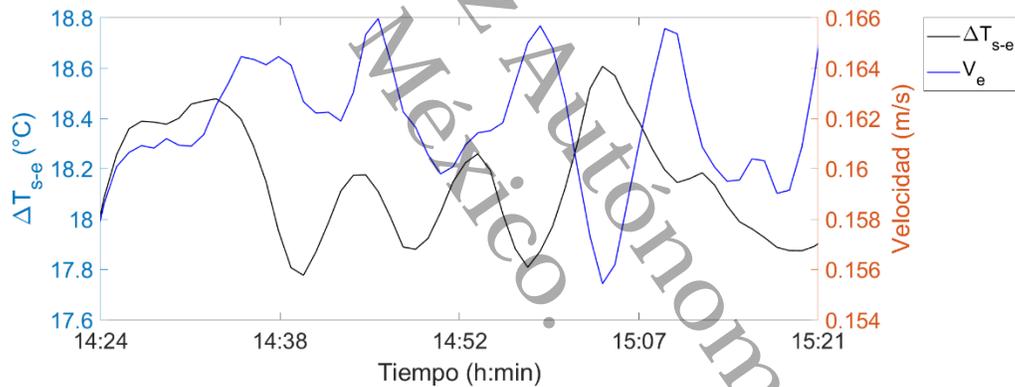
**Figura D.21** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 8.



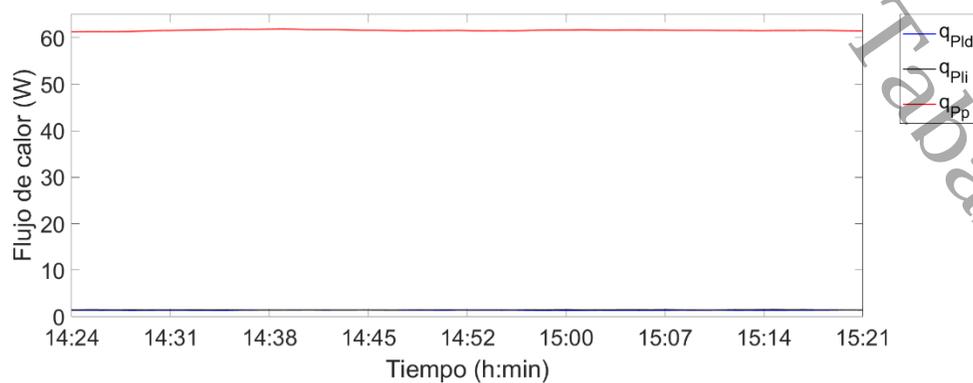
**Figura D.22** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 9.



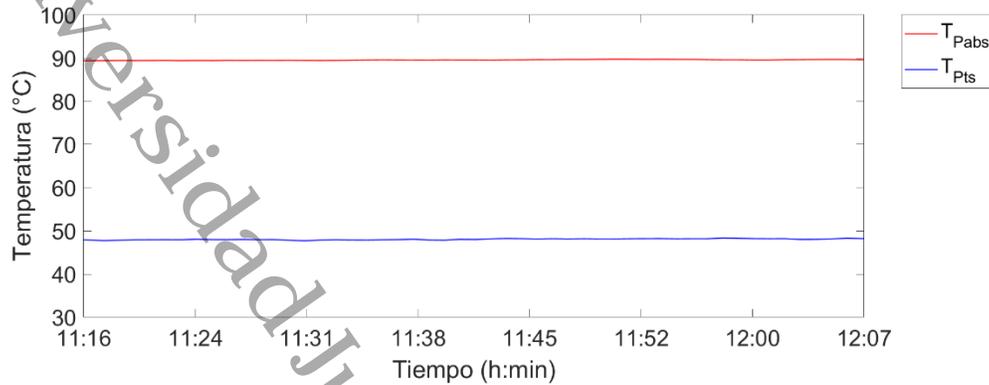
**Figura D.23** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 9.



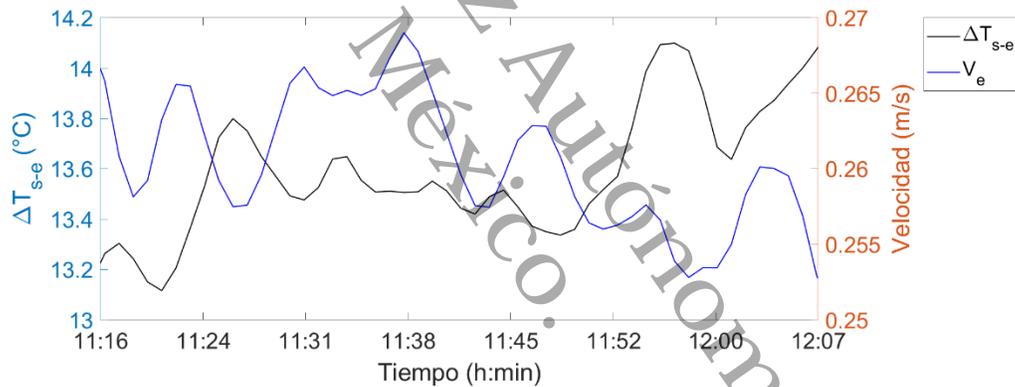
**Figura D.24** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 9.



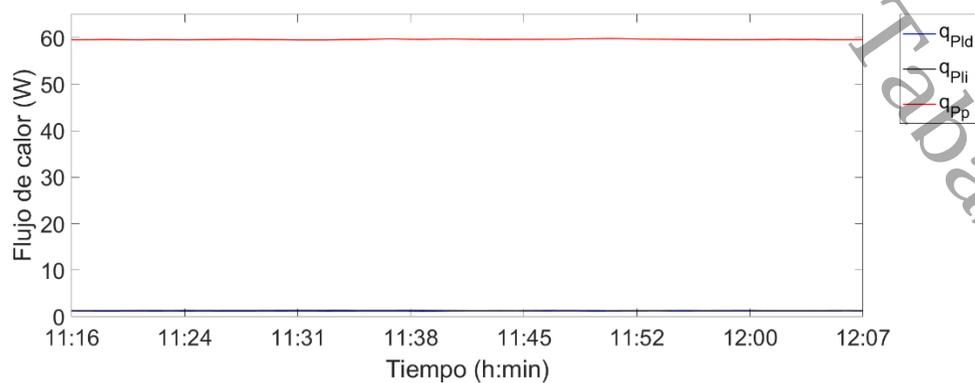
**Figura D.25** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 10.



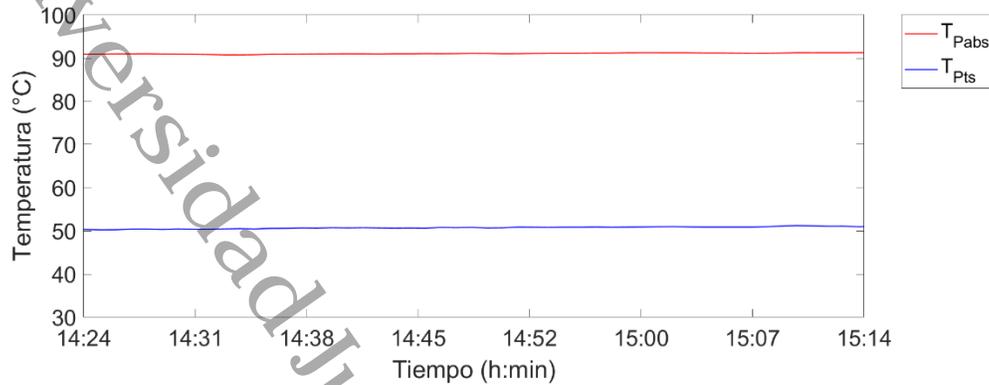
**Figura D.26** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 10.



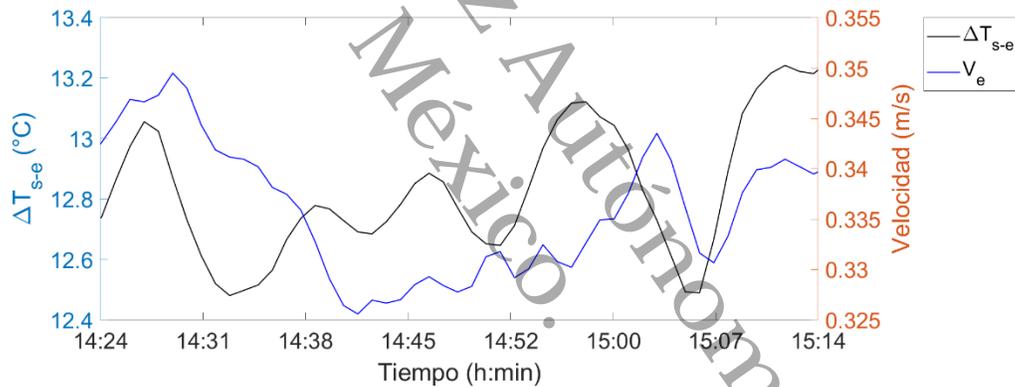
**Figura D.27** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 10.



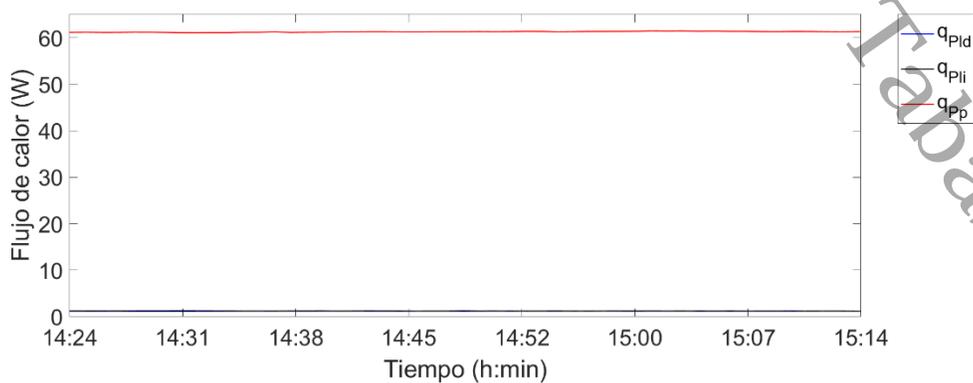
**Figura D.28** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 11.



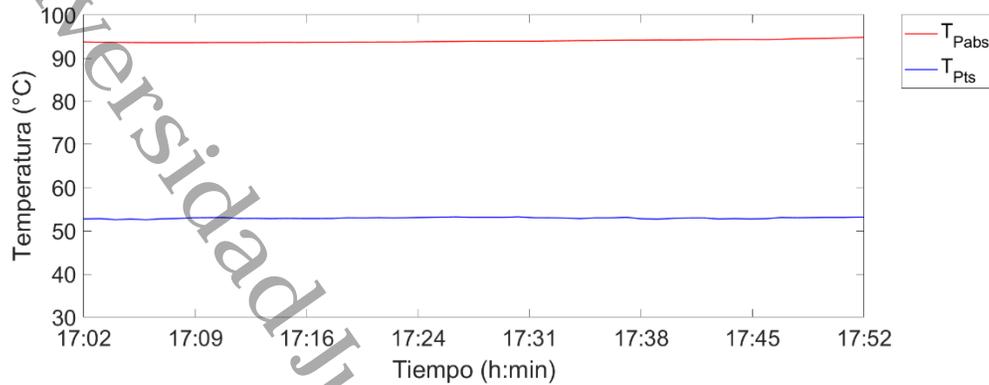
**Figura D.29** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 11.



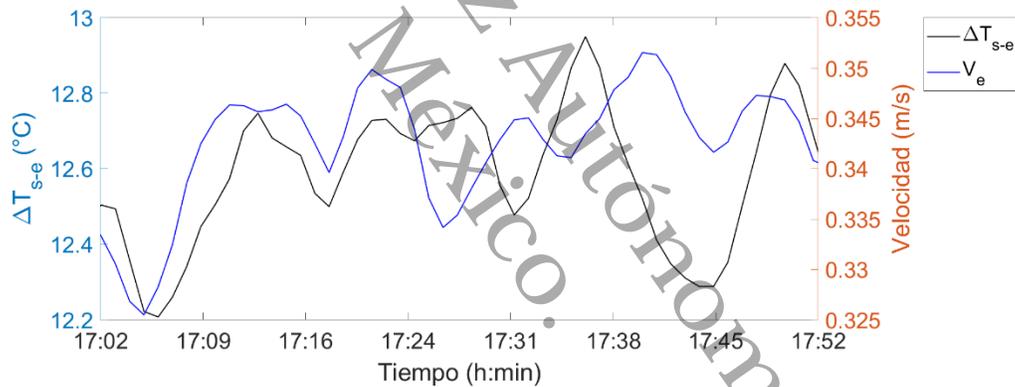
**Figura D.30** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 11.



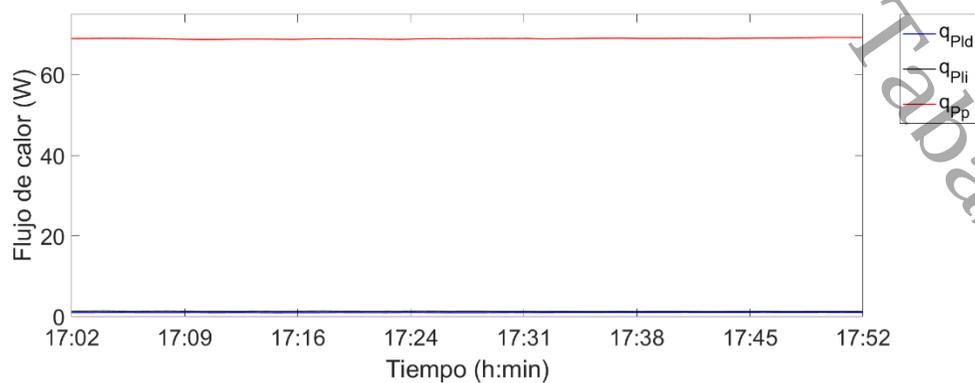
**Figura D.31** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 12.



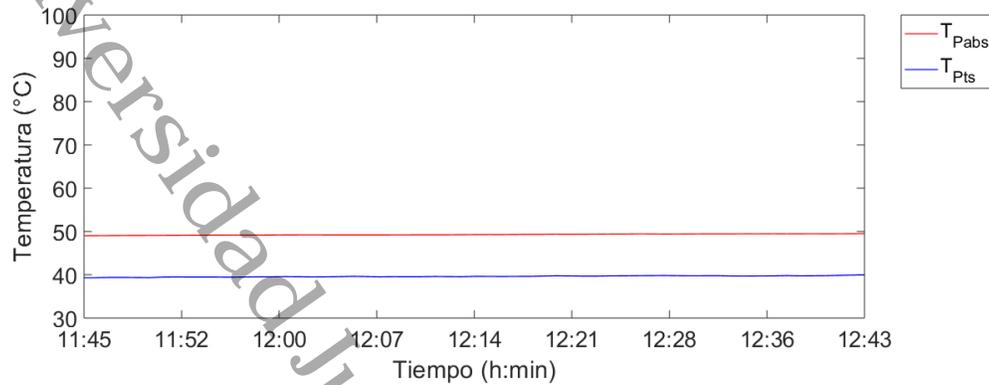
**Figura D.32** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 12.



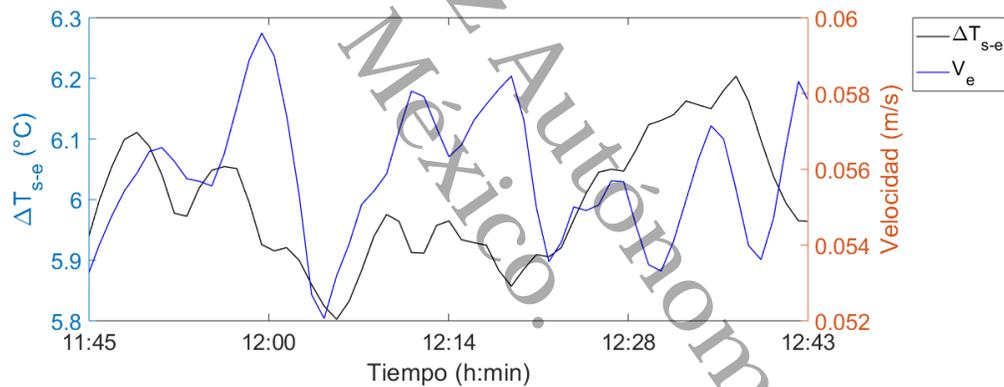
**Figura D.33** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 12.



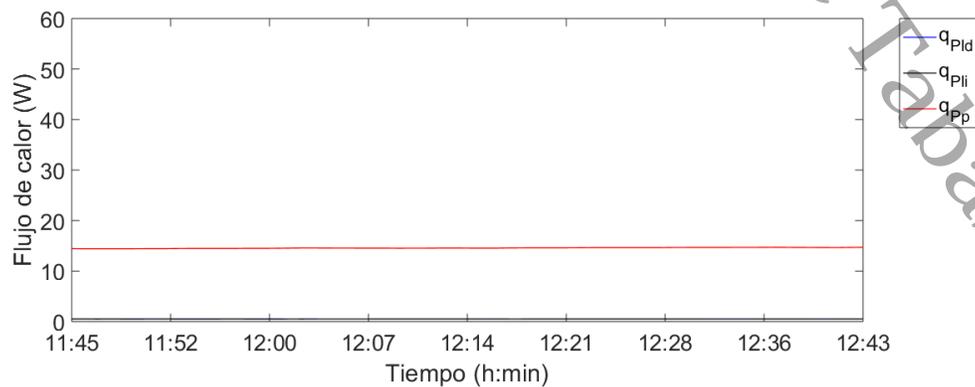
**Figura D.34** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 13.



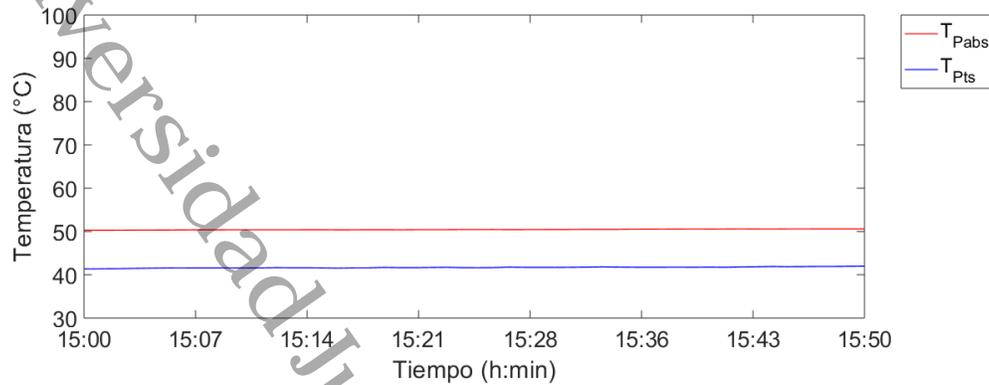
**Figura D.35** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 13.



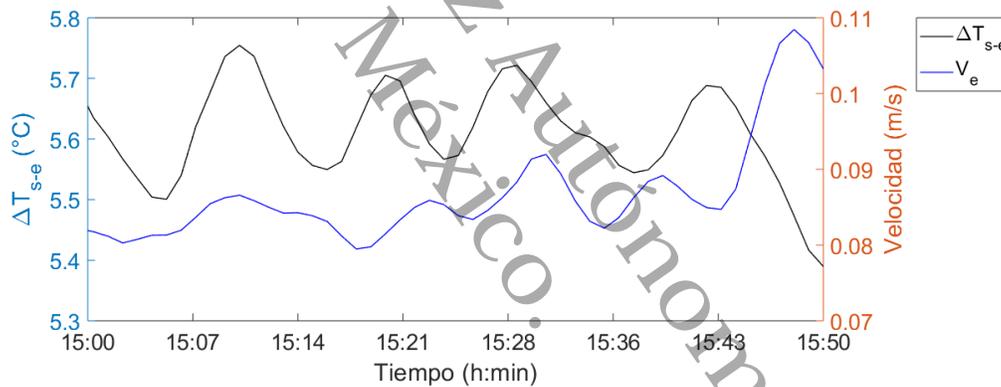
**Figura D.36** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 13.



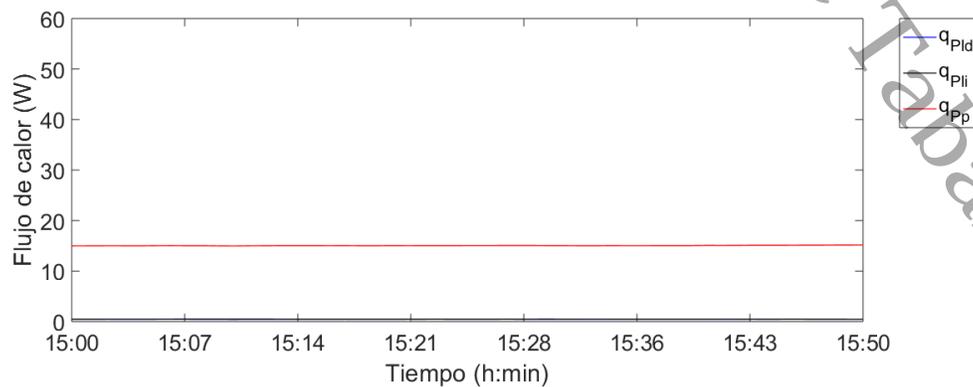
**Figura D.37** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 14.



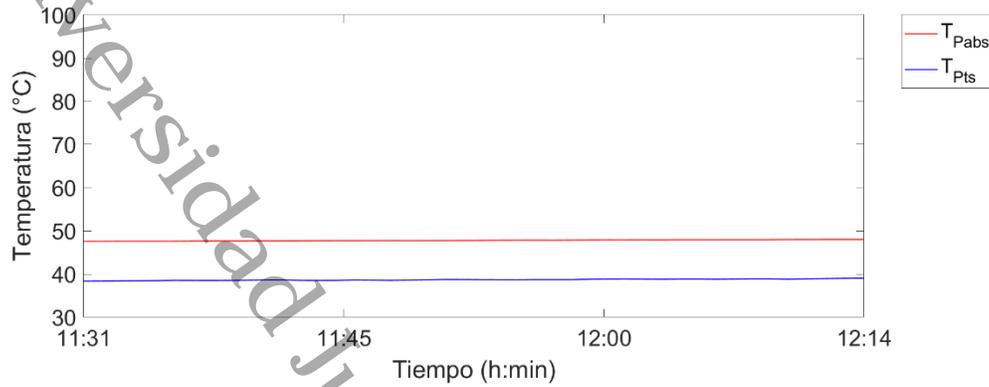
**Figura D.38** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 14.



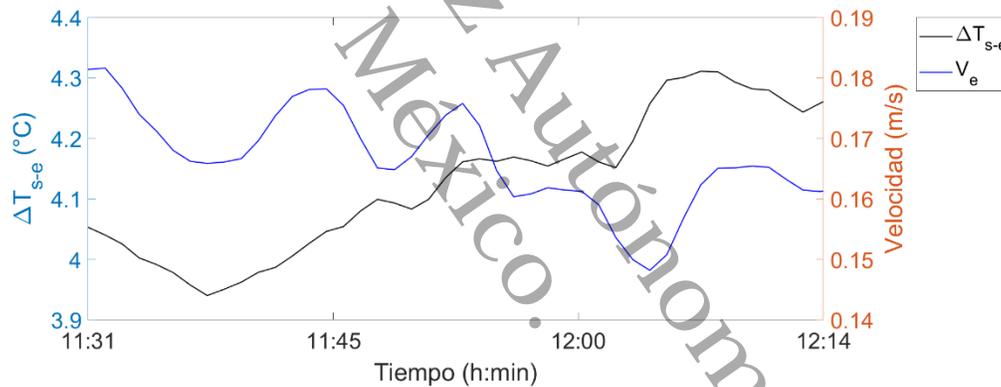
**Figura D.39** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 14.



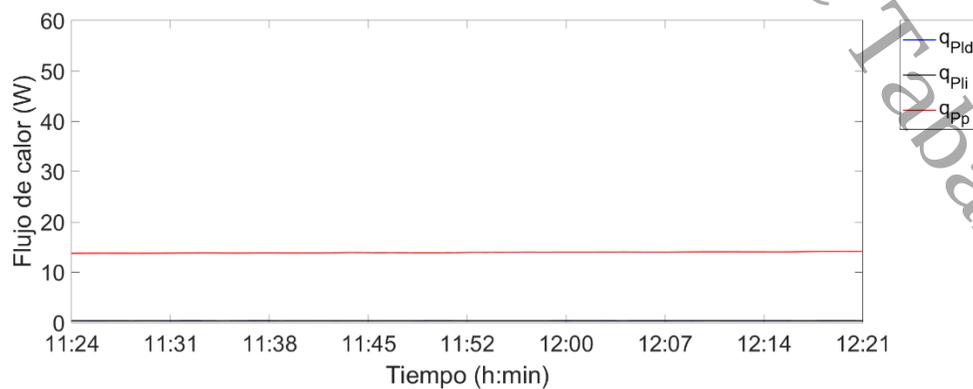
**Figura D.40** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 15.



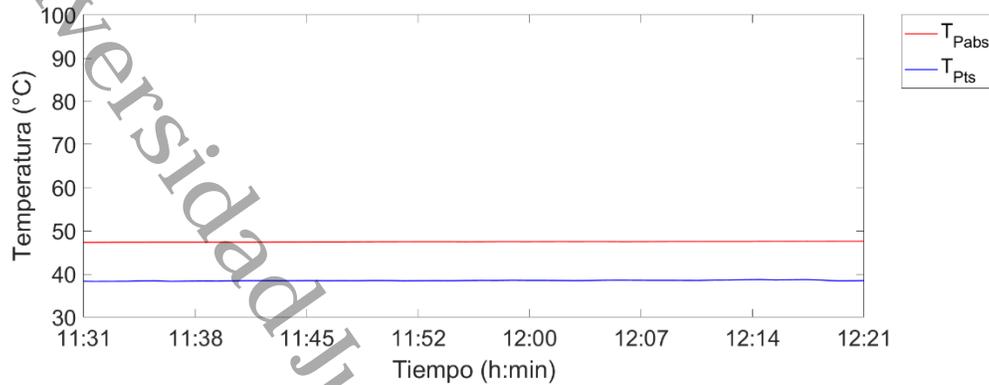
**Figura D.41** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 15.



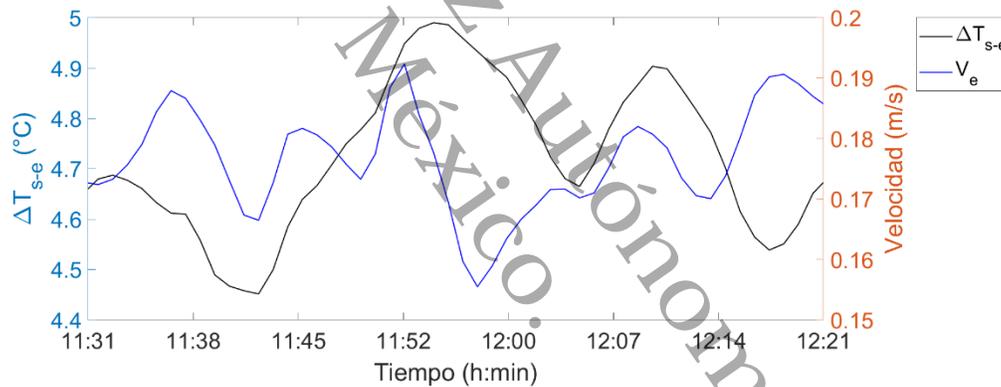
**Figura D.42** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 15.



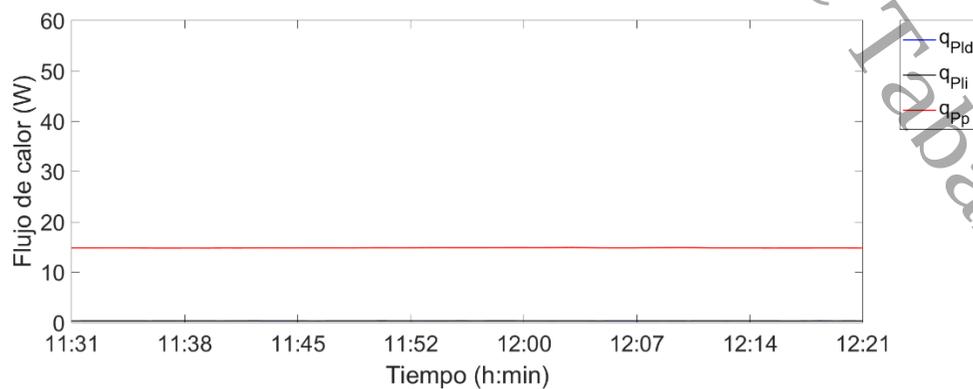
**Figura D.43** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 16.



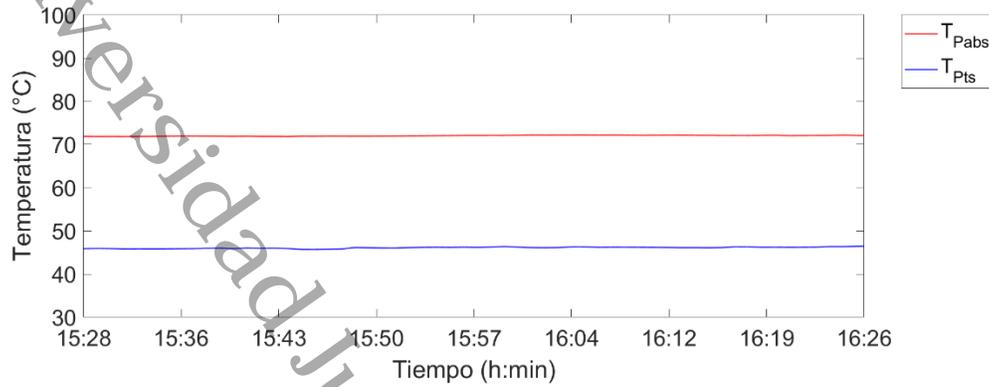
**Figura D.44** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 16.



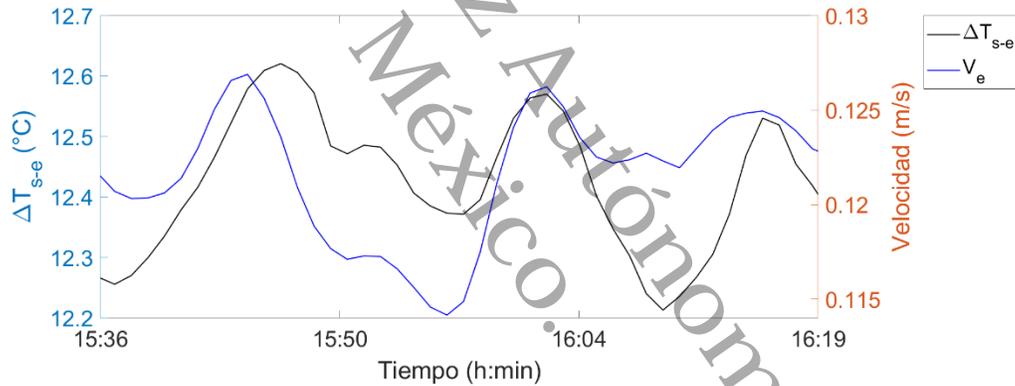
**Figura D.45** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 16.



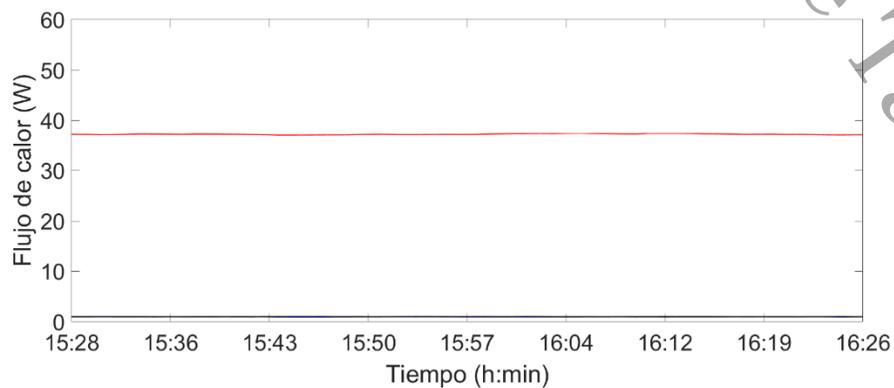
**Figura D.46** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 17.



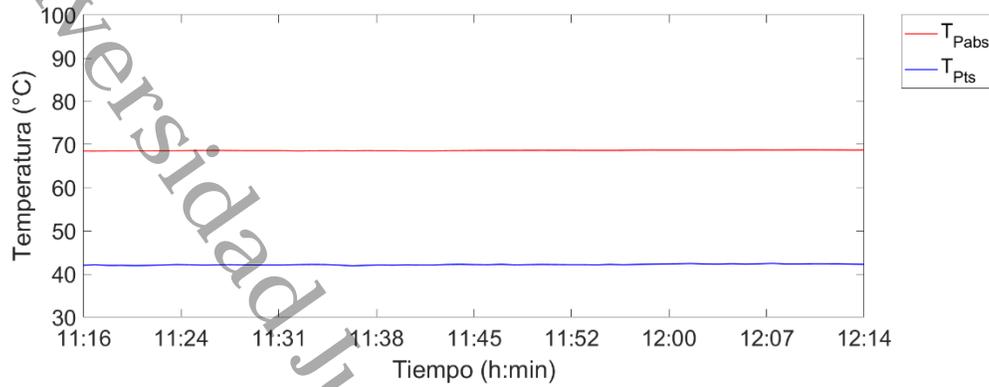
**Figura D.47** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 17.



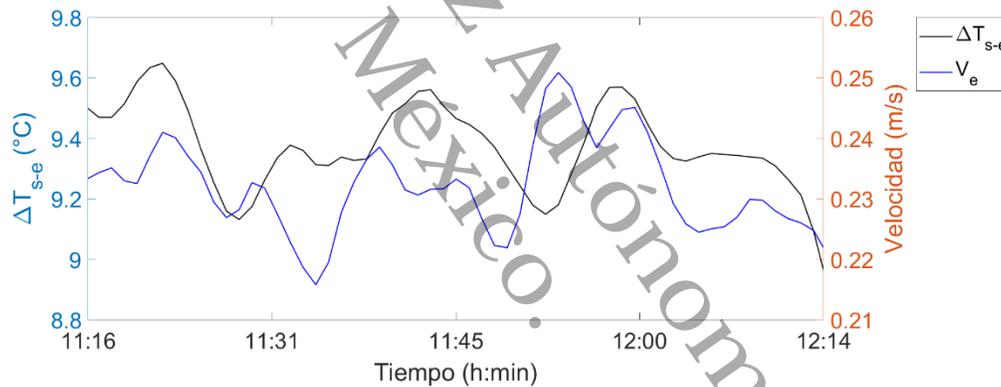
**Figura D.48** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 17.



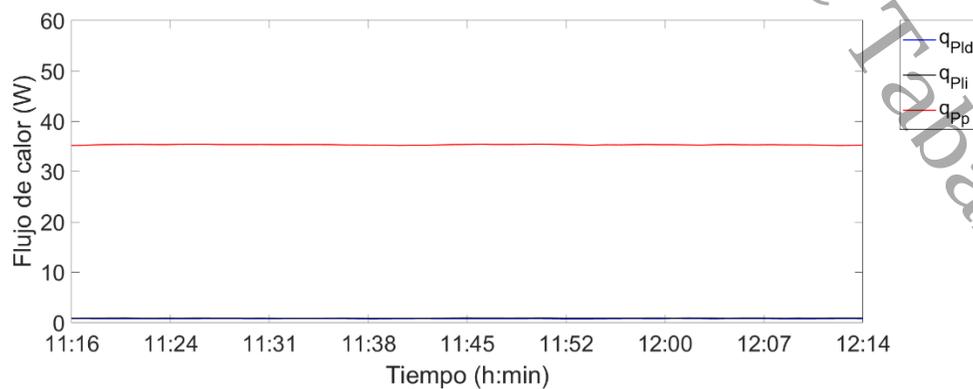
**Figura D.49** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 18.



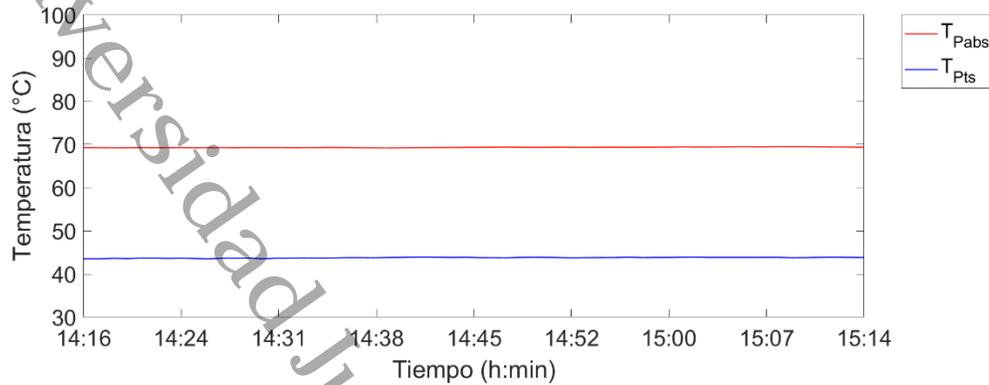
**Figura D.50** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 18.



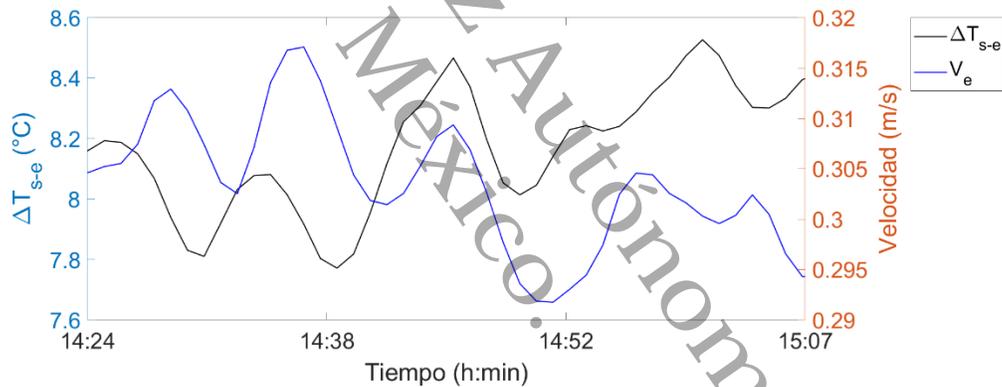
**Figura D.51** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 18.



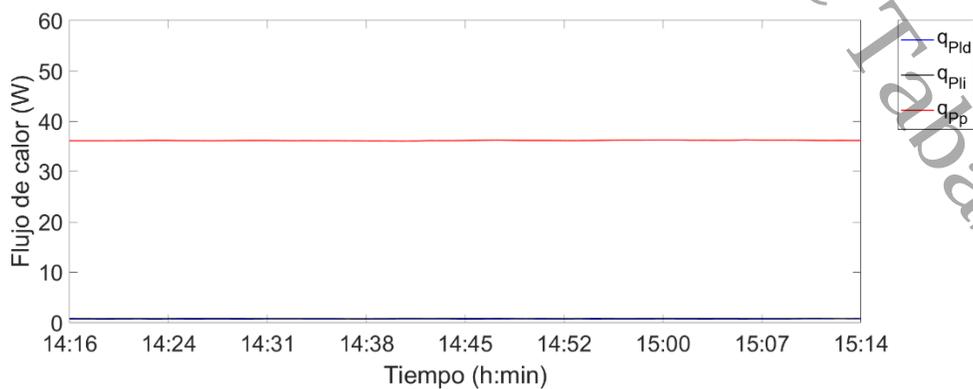
**Figura D.52** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 19.



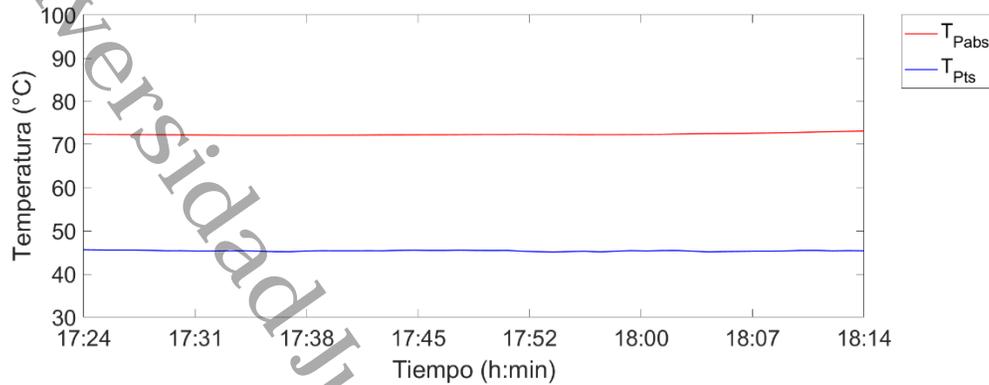
**Figura D.53** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 19.



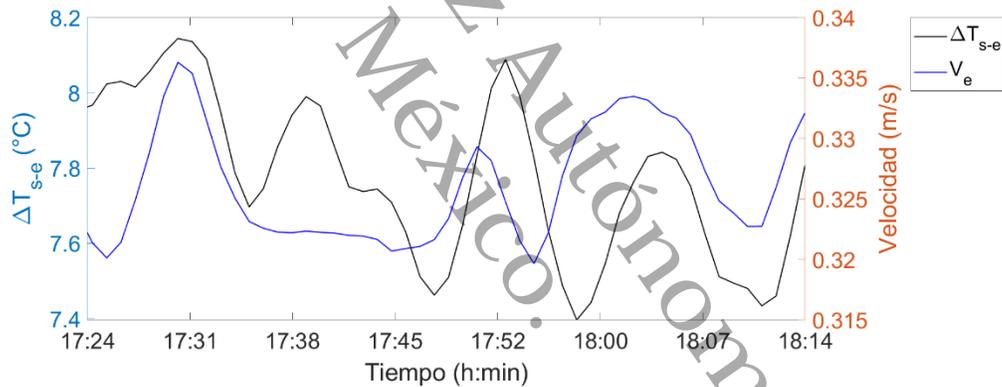
**Figura D.54** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 19.



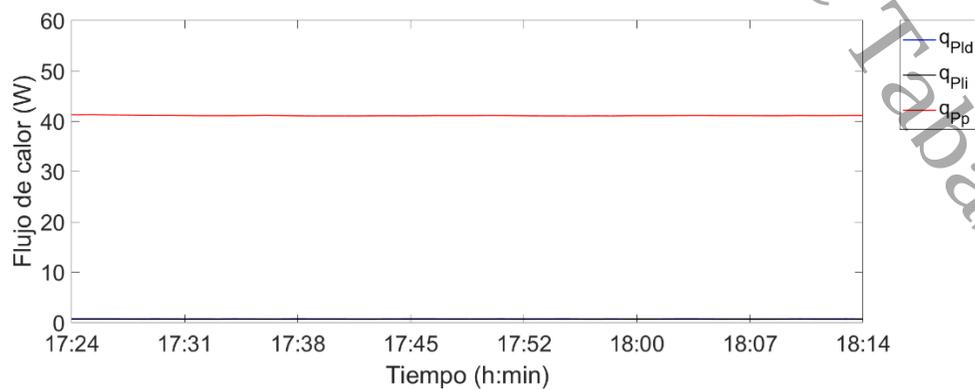
**Figura D.55** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 20.



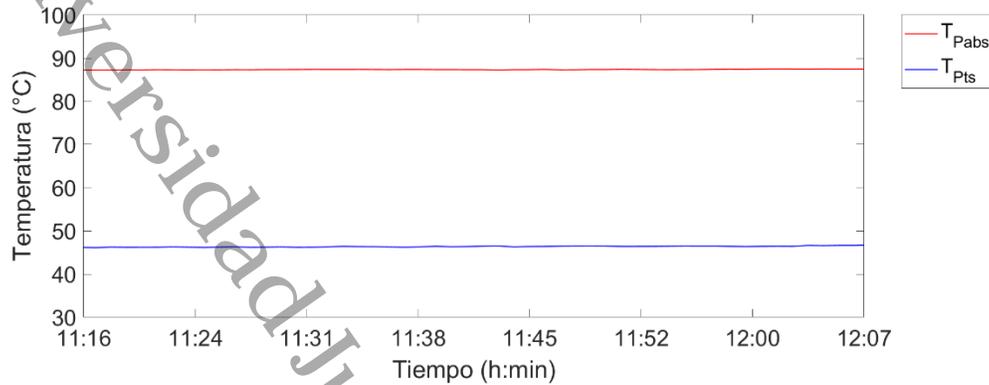
**Figura D.56** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 20.



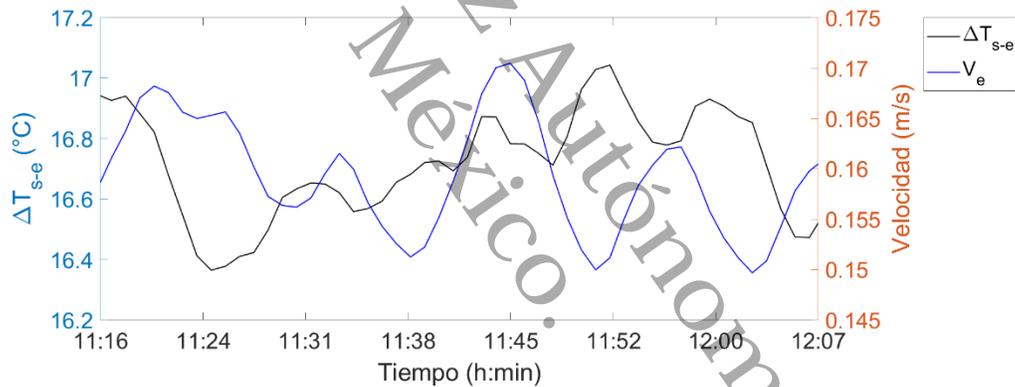
**Figura D.57** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 20.



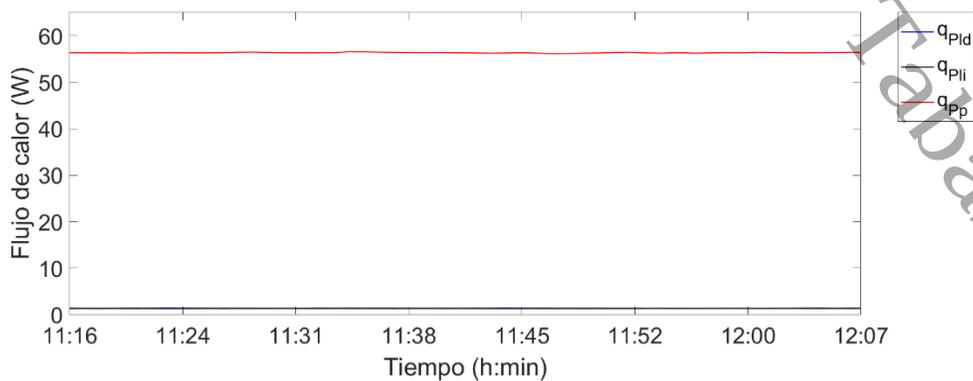
**Figura D.58** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 21.



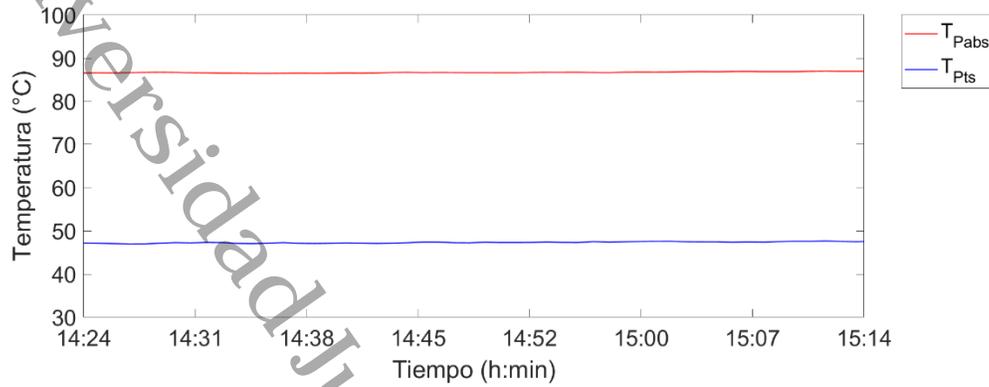
**Figura D.59** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 21.



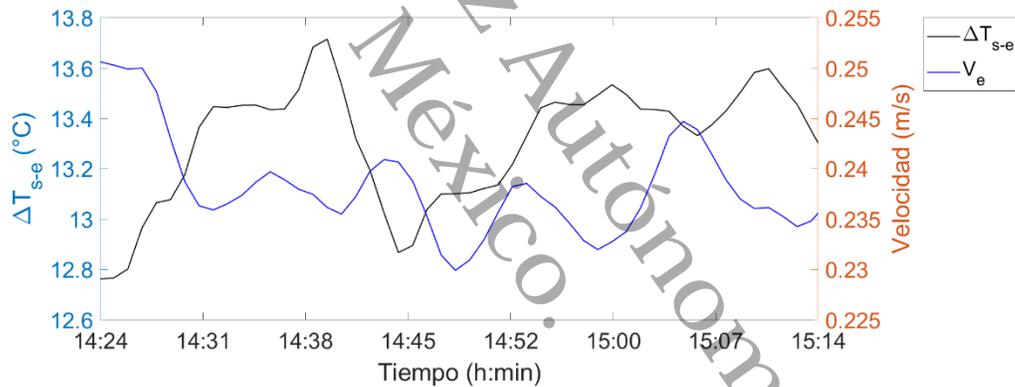
**Figura D.60** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 21.



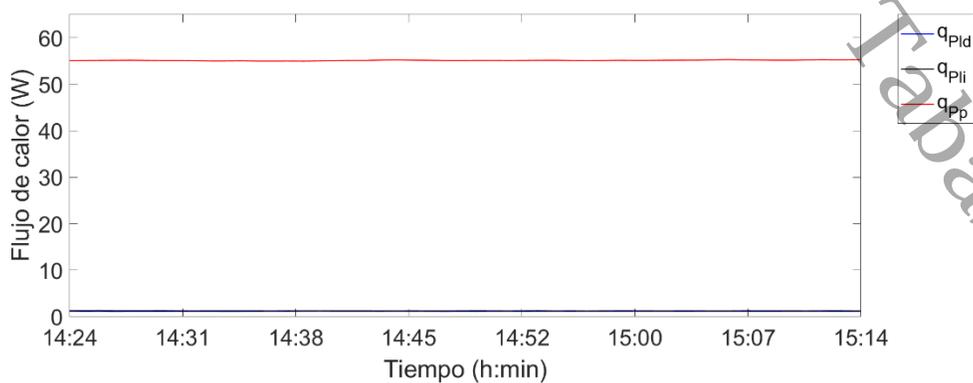
**Figura D.61** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 22.



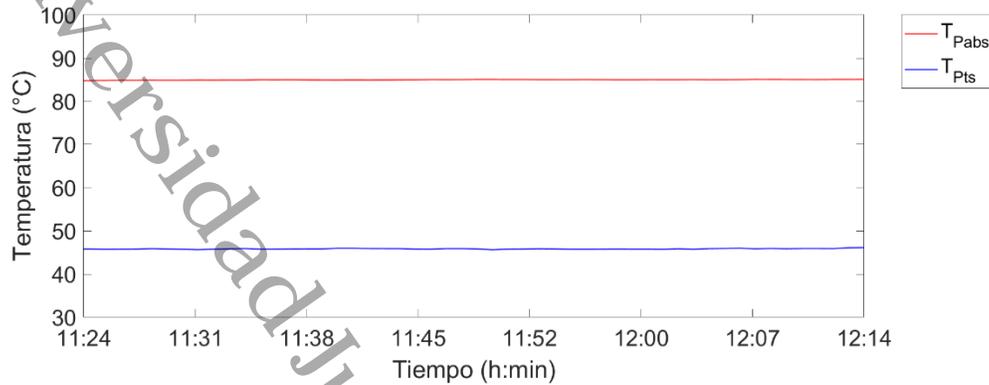
**Figura D.62** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 22.



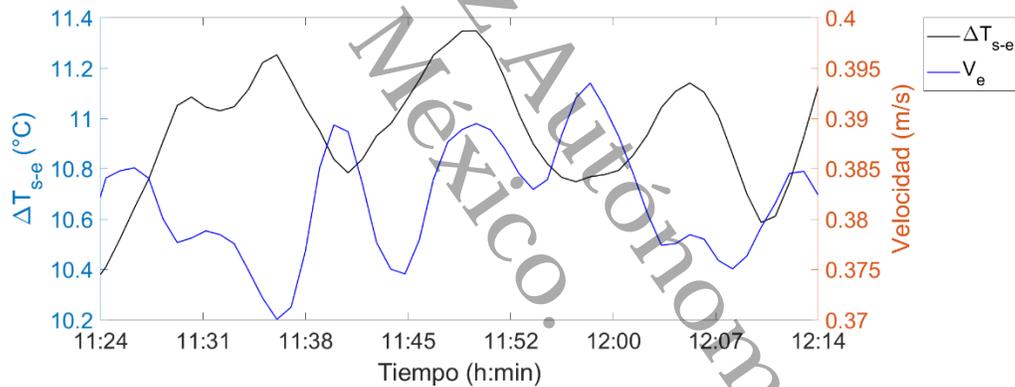
**Figura D.63** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 22.



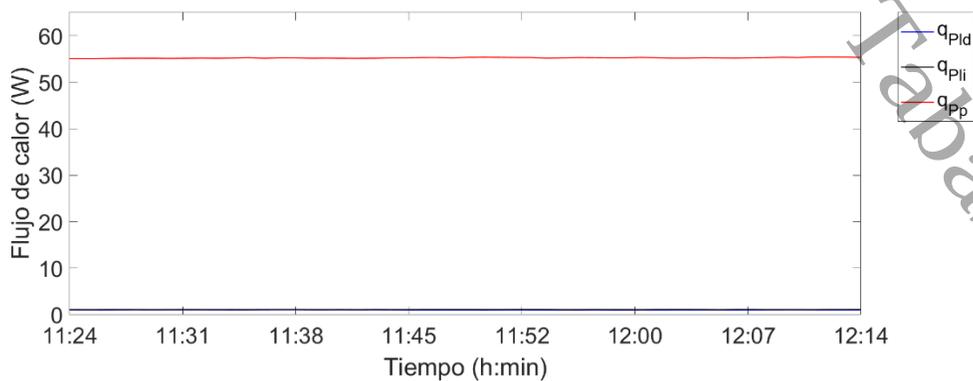
**Figura D.64** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 23.



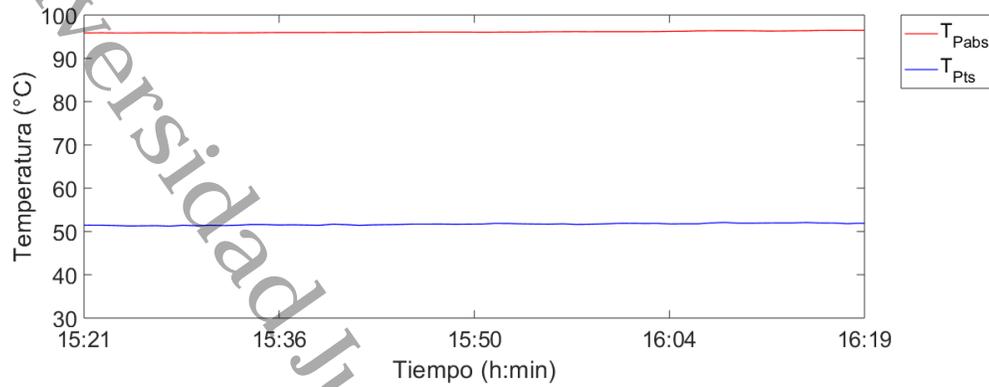
**Figura D.65** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 23.



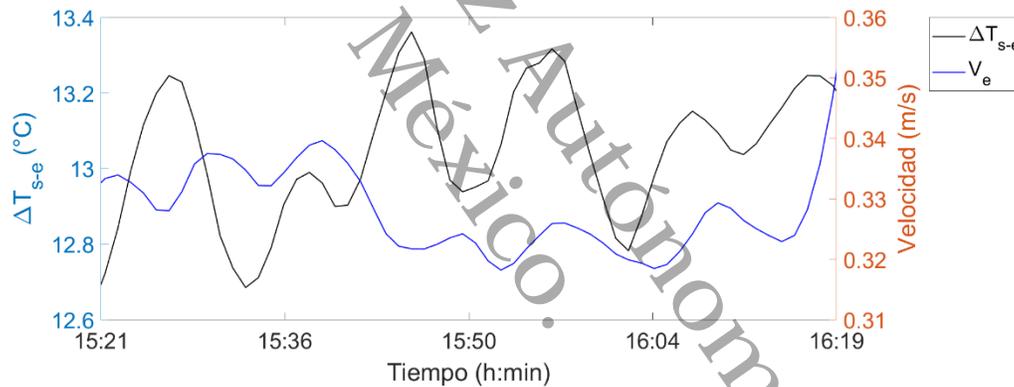
**Figura D.66** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 23.



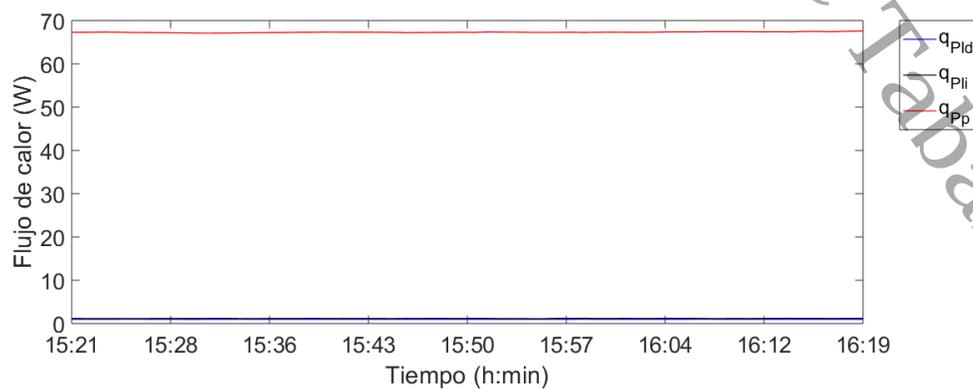
**Figura D.67** Comportamiento de la temperatura en placa absorbadora y translúcida simulada. Prueba 24.



**Figura D.68** Comparativo de la velocidad de entrada del aire con la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire. Prueba 24.



**Figura D.69** Comportamiento del flujo de calor en las paredes aisladas de la chimenea solar. Prueba 24.



# Anexo E

## Actividades académicas

- E.1 Artículo de revista arbitrada.
- E.2 Ponencia Nacional-Internacional.
- E.3 Cursos de actualización continua.

## E.1 Artículo de revista arbitrada

MEMORIAS DEL XXIV CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM  
19 al 21 DE SEPTIEMBRE DE 2018 CAMPECHE, CAMPECHE, MÉXICO

**Tema A4 Termofluidos: Sistemas Pasivos de Ventilación**

**“Diseño, construcción y evaluación de una chimenea vertical de un canal para aplicaciones en edificaciones”**

**Villar-Ramos M M<sup>a</sup>, Aguilar-Castro K M<sup>a</sup>, Macias-Melo E V<sup>a</sup>, Méndez-Torres Z<sup>a</sup>, Santos-Lázaro E D<sup>a</sup>, Serrano-Arellano J<sup>a</sup>**

*\*Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, División Académica de Ingeniería y Arquitectura (DALA-UJAT), Carretera Cunduacán-Jalpa de Méndez km. 1, Cunduacán, Tabasco, C.P. 86690, México.*

*<sup>a</sup>División de Arquitectura, Instituto Tecnológico Superior de Huichapan-ITESHU-TecNM, Dom. Conocido S/N, El Saucecillo, Huichapan, Hgo, Mexico. C.P. 42411.*

*\*Autor contacto: María Magdalena Villar Ramos, Dirección de correo electrónico: iec.mmmr@gmail.com*

**RESUMEN**

*Actualmente, se buscan alternativas de sistemas de ventilación pasivo para minimizar los efectos del cambio climático en el confort térmico de edificaciones. En este trabajo, se presenta el diseño, construcción y evaluación experimental de una chimenea vertical de un canal de  $2.0 \times 0.8 \text{ m}^2$ , donde se simuló el comportamiento de la irradiancia solar sobre la placa absorbadora. Se encontró que, al disminuir el ángulo de inclinación, se disminuye la velocidad de entrada del fluido y se incrementa la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida. Además, se encontró que la máxima pérdida de calor se obtuvo a través de la pared posterior de la placa absorbadora. Estos resultados indican la importancia de analizar el sistema variando la cantidad de energía absorbida por la placa absorbadora, así como, la apertura de la cavidad con el fin de optimizar el desempeño de este sistema pasivo y evaluar su factibilidad de uso.*

*Palabras Clave: Chimenea solar, Confort térmico, Placa absorbadora, Flujo de calor.*

**ABSTRACT**

*There is at the present time a search for alternatives of passive ventilation systems to minimize the effects of climate change on thermal comfort in buildings. In this work, the design, construction and experimental evaluation of a vertical chimney of a channel,  $2.0 \times 0.8 \text{ m}^2$ , is presented, where the behavior of the solar irradiance on the absorber plate was simulated. It was found that, by decreasing the angle of inclination, the velocity of the fluid input decreases and the temperature difference between the inlet and the outlet increases. Furthermore, it was found that the maximum heat loss was obtained through the back wall of the absorber plate. These results suggest a need to analyze the system by varying the amount of energy absorbed by the absorber plate and the gated aperture of the cavity to optimize the performance of this passive system and evaluate its feasibility of use.*

*Keywords: Solar chimney, Thermal comfort, Absorber plate, Heat flow.*

**1. Introducción**

En los últimos años se han buscado sistemas de ventilación pasivos para mejorar el confort térmico en el interior de las edificaciones, como tal es el caso de la chimenea solar [1]. El uso de una chimenea solar contribuiría a mejorar los efectos de la temperatura en el interior de las edificaciones, mediante la remoción de calor proporcionada por la

ventilación natural, siendo amigable con el medio ambiente, que contribuye en la reducción de los costos de energía eléctrica por el uso de aires acondicionados; y que además ayuda a mitigar la dependencia de los combustibles fósiles.

Una chimenea solar está compuesta por dos placas, una translúcida que deja pasar la radiación solar hacia otra placa de material opaco que absorbe esta energía, que es llamada placa absorbadora; entre dichas placas se forma una cavidad a donde entra un fluido en este caso aire, que por efecto de

## E.2 Ponencia Nacional-Internacional

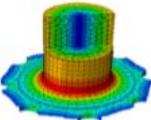


La Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica  
otorga el presente reconocimiento a:

**María Magdalena Villar Ramos**

Por su valiosa participación como  
**PONENTE**

Al haber presentado el artículo A4\_88: "Estudio experimental del comportamiento de una chimenea solar vertical de un canal", en el XXIV Congreso Internacional Anual de la SOMIM celebrado del 19 al 21 de septiembre de 2018.



Campeche, Campeche a 21 de Septiembre de 2018



DR. VÍCTOR HUGO JACOBO ARMENDÁRIZ  
Presidente SOMIM



## E.3 Cursos de actualización continua

 UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO  
"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"

 DIVISIÓN ACADÉMICA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
UJAT

Otorga la presente

# CONSTANCIA

**A:** María Magdalena Villar Ramos

Por su participación en el Curso-Taller "*Dinámica de Fluido Computacional para la simulación térmica de Edificaciones*" realizado en las instalaciones de la División Académica de Ingeniería y Arquitectura de esta casa de estudios, del 08 al 12 de Enero de 2018 con una duración de 25 horas.

Cunduacán, Tabasco; Martes 17 de Enero de 2018



Dr. Candelario Bolaina Torres  
DIRECTOR

 DIVISIÓN ACADÉMICA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
DIRECCIÓN

DAIA/G/2018/017

UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO  
"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"

UNIVERSIDAD FEDERAL DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
UJAT

Otorga la presente

# CONSTANCIA

**A:** María Magdalena Villar Ramos

Por su participación en el Curso-Taller "Simulación térmica de Edificaciones con Energy-Plus" realizado en las instalaciones de la División Académica de Ingeniería y Arquitectura de esta casa de estudios, del 08 al 12 de Enero de 2018 con una duración de 25 horas.

Cunduacán, Tabasco; Martes 17 de Enero de 2018



Dr. Candelario Bolaina Torres  
DIRECTOR



DIA/6/2018/007

UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO  
"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"

División  
Académica  
de Ingeniería  
y Arquitectura

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco  
División Académica de Ingeniería y Arquitectura

Otorgan la presente  
**CONSTANCIA**

A: **María Magdalena Villar Ramos**

Por su participación como **Asistente** al curso « **SOLID WORKS BÁSICO** », realizado como actividad previa al **4<sup>to</sup> CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA "Ingeniería para el Desarrollo Sustentable"** del 10 al 17 de Abril del presente, en las instalaciones de esta División Académica, con duración de 30 horas.

Cunduacán, Tabasco a 04 de Mayo de 2018.

  
Dr. Candelario Bolaina Torres  
Director

CONSEJO DE UNIVERSIDADES MEXICANAS  
GEN UJAT  
XVME  
4<sup>to</sup> CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA  
Ingeniería para el Desarrollo Sustentable

Folleto: IME/CDC/E/2018/006-463

UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO  
"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"

Secretaría  
de Investigación,  
Posgrado y  
Vinculación

CONACYT  
Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología

Otorga la presente  
**CONSTANCIA**

A: **Ing. María Magdalena Villar Ramos**

Como asistente del "**II Foro de Experiencias en Investigación Científica**", realizado el 27 y 28 de agosto de 2018, en el Centro Internacional de Vinculación y Enseñanza de la UJAT, con una duración de 15 horas.

  
M. en C. Raúl Guzmán León  
Secretario de Investigación,  
Posgrado y Vinculación

CONSEJO DE UNIVERSIDADES MEXICANAS  
GEN UJAT  
CCYTET  
II FORO DE EXPERIENCIAS EN INVESTIGACIÓN CIENTÍFICA



**UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO**  
"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"



División  
Académica  
de Ingeniería  
y Arquitectura



**62**  
**UJAT**  
FUNDADO EN TABASCO

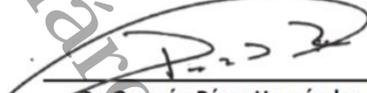
Otorga la presente  
**CONSTANCIA**  
A

**María Magdalena Villar Ramos**

Por haber asistido al Taller: *Redacción Científica*, llevado a cabo en las instalaciones de la División Académica de Ingeniería y Arquitectura del 27 al 31 de agosto de 2018. Con un total de 30 horas.

Cunduacán, Tabasco a 31 de agosto del 2018

«Estudio en la duda. Acción en la fe»



**Dr. Germán Pérez Hernández**  
Director.



UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO  
DIVISIÓN ACADÉMICA DE  
INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

**PFCE**  
2018-2019

DIRECCIÓN

FOLIO: CIPdaia-2018-04-356




La Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, en su calidad de Coordinador de la Sede Regional Península del Octavo Congreso Nacional de Investigación en Cambio Climático otorga la presente

**CONSTANCIA**  
a

**Maña Magdalena Villar Ramos**

Por su asistencia al

**Octavo Congreso Nacional de Investigación  
en Cambio Climático**

Villahermosa, Tabasco México  
8 al 10 de Octubre de 2018



M. en C. Rosa Murtha Padrón López  
Directora  
División Académica de Ciencias Biológicas



Dr. Carlos Gay García  
Octavo Congreso Nacional de  
Investigación en Cambio Climático



UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO

"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"



Otorga la presente

# CONSTANCIA

**A :** María Magdalena Villar Ramos

Por asistir al Curso-Taller "*Latex para la redacción de documentos científicos*" realizado en las instalaciones de la División Académica de Ingeniería y Arquitectura de esta casa de estudios, del 24 de Octubre al 06 de Diciembre de 2018, con una duración de 30 horas.

Cunduacán, Tabasco; Miércoles 13 de Diciembre de 2018.

UNIVERSIDAD JUÁREZ  
AUTÓNOMA DE TABASCO  
DIVISIÓN ACADÉMICA DE  
INGENIERÍA Y ARQUITECTURA



DIRECCIÓN

Dr. Germán Pérez Hernández  
DIRECTOR