



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Estudio teórico-experimental de un captador solar de aire
con y sin material de cambio de fase

presentada por
M.C. Benjamín Álvarez Alor

como requisito para la obtención del grado de
**Doctor en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis
Dr. Jesús Arce Landa

Codirector de tesis
Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor †

Cuernavaca, Morelos, México. Agosto de 2024



Cuernavaca, Mor.,
No. De Oficio:
Asunto:

01/julio/2024
SAC/209/2024
Autorización de
impresión de tesis

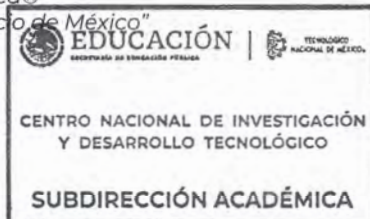
**BENJAMÍN ÁLVAREZ ALOR
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E**

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **“Estudio teórico-experimental de un captador solar de aire con y sin material de cambio de fase”**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®
“Conocimiento y tecnología al servicio de México”



**CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO**

C. c. p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz





Cuernavaca, Mor., a 28 de junio de 2024

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

AT'n: **DR. MIGUEL ANGEL CHAGOLLA ARANDA**
PRESIDENTE DEL CLAUSTRO DOCTORAL
DEL DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial del estudiante **Benjamín Álvarez Alor** manifiestan que después de haber revisado el documento de tesis titulado "**Estudio teórico-experimental de un captador solar de aire con y sin material de cambio de fase**" realizado bajo la dirección de **Dr. Jesús Arce Landa**, el trabajo se ACEPTA para proceder a su impresión.

ATENTAMENTE

DRA. YVONNE CHÁVEZ CHENA
CENIDET

DR. EFRAÍN SIMÁ MOO
CENIDET

DR. MIGUEL ANGEL CHAGOLLA ARANDA
CENIDET

DR. DARIÓ COLORADO GARRIDO
UNIVERSIDAD VERACRUZANA

DR. JESÚS ARCE LANDA
CENIDET

c.c.p: Mtra. María Elena Gómez Torres Jefa del Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza Subdirector Académico
c.c.p: Expediente



Dedicatoria

*A Dios y a mi segunda madre
Amalia. A ti mayita por todo
el amor que me brindaste y
por hacer de mi una persona
de bien.*

AGRADECIMIENTOS

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico y seguro médico otorgado durante mis estudios de posgrado. Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (cenidet) por la oportunidad de realizar mis estudios de posgrado dentro de sus instalaciones.

Al Dr. Jesús Arce por brindarme la oportunidad de trabajar bajo su dirección y por su guía durante todo este tiempo, así como la confianza y el apoyo brindado para el desarrollo de este trabajo. Por todos los consejos que me brindó y en especial por ser un excelente mentor y amigo.

Al comité revisor: Dra. Yvonne Chávez, Dr. Efraín Simá, Dr. Miguel Chagolla y Dr. Dario por sus comentarios, consejos y observaciones acertadas en la revisión de este trabajo.

A mi madre Dolores por ser la mejor madre de este mundo y por ser padre y madre para mi y siempre ser mi apoyo. A mi hermano Pedro por ser un gran apoyo, por sus consejos y por siempre motivarme a ser mejor. A mi abuelo Prospero Alor por haberme enseñado a ser un hombre de bien y por todos sus consejos. A mi abuela Amalia por ser mi segunda madre y brindarme amor incondicional. A mi tía Lena por todo el apoyo brindado a lo largo de mi formación profesional, por su amor y su apoyo incondicional.

A mi Esposa y compañera de vida Barbara por su amor y su apoyo incondicional durante esta etapa de mi vida, por ser un pilar para mi y siempre estar cuando lo he necesitado.

A todos mis maestros por compartir sus conocimientos, experiencias y consejos que han contribuido en gran medida a mi formación académica. En especial, al Dr. Jesús Xamán por todos sus consejos y el conocimiento que me brindó a lo largo de mi estancia en el cenidet, siempre lo tendré presente a lo largo de mi vida profesional.

ÍNDICE

Lista de Figuras	V
Lista de Tablas	X
Nomenclatura	XII
Resumen	XV
Abstract	XVI
1. Introducción	1
1.1. Ubicación del problema	2
1.2. Estado del arte	4
1.2.1. Estudios Teóricos	4
1.2.2. Estudios Experimentales	10
1.2.3. Estudios Teórico-Experimentales	17
1.2.4. Estudios realizados en CENIDET	21
1.2.5. Conclusiones del estudio en el Estado del Arte	22
1.3. Objetivo general	24
1.4. Objetivos específicos	24
1.5. Alcances	25
1.6. Estructura de la tesis	25

2. Modelo físico y matemático de un captador solar de aire	27
2.1. Modelo Físico y matemático del CSA de dos canales sin PCM	29
2.2. Modelo Físico y matemático del CSA de dos canales con PCM	47
2.3. Coeficientes de transferencia de calor y coeficientes globales de pérdidas . . .	65
2.4. Propiedades físicas del aire	69
2.5. Eficiencia térmica	69
2.6. Diagramas de flujo en estado permanente y transitorio	70
3. Materiales y métodos	73
3.1. Equipo experimental	74
3.1.1. Componentes de un captador solar de aire	74
3.1.1.1. Estructura de soporte	74
3.1.1.2. Superficie inferior	77
3.1.1.3. Placa absorbedora	78
3.1.1.4. Cubierta de vidrio	80
3.1.2. Accesorios del captador solar de aire	81
3.1.2.1. Acoplamientos de entrada y salida	81
3.1.2.2. Acondicionador de aire	83
3.1.3. Banco de pruebas del captador solar de aire	84
3.1.4. Ensamble final del captador solar de aire	85
3.2. Instrumentación del CSA-2C	86
3.3. Determinación del flujo másico	95
3.4. Rehabilitación de Estación Meteorológica Automática MAWS 110	98
3.4.1. Conexión con la estación meteorológica	103
3.4.2. Adquisición de datos	105
4. Validación de modelos de Balances Globales	109
4.1. Verificación del CSA sin PCM	111

4.2. Verificación de la transferencia de calor por conducción en los materiales de cambio de fase	113
4.3. Verificación del CSA con PCM	115
4.4. Validación	118
5. Resultados	126
5.1. Estudio paramétrico	127
5.2. Análisis del efecto de la condición inicial	129
5.3. Efecto de la altura en las propiedades termofísicas del aire	133
5.4. Resultados del estudio paramétrico	135
5.4.1. Ciudad de México	136
5.5. Análisis de costos	143
5.6. Impacto ambiental	153
6. Conclusiones y Recomendaciones	156
6.1. Conclusiones	157
6.2. Recomendaciones	159
Referencias bibliográficas	160
A. Análisis del funcionamiento de las Termopilas	168
B. Cálculo del ángulo de incidencia y descomposición de la radiación solar	174
B.1. Determinación del ángulo de incidencia	174
B.2. Descomposición de la radiación global en directa y difusa	178
C. Tratamiento de los datos meteorológicos	181
C.1. Correlaciones de la radiación solar global incidente	182
C.2. Correlaciones de la temperatura ambiente	191
C.3. Tratamiento de la velocidad del viento	198

D. Análisis de independencia de malla espacial y temporal	200
D.1. Análisis de independencia de malla espacial (Elementos del CSA)	200
D.2. Análisis de independencia de malla espacial en el PCM	203
D.3. Análisis de independencia de malla temporal	205
E. Modelo de confort adaptativo	209

Lista de Figuras

2.1.	Diagrama esquemático de los componentes de un CSA	29
2.2.	Captador Solar de Aire de dos canales, [28]	30
2.3.	Diagrama esquemático del CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbadora 33	
2.4.	Balance de calor en el volumen de control a lo largo de la dirección del fluido 37	
2.5.	Diagrama esquemático del CSA de dos canales con PCM en la placa absorbadora	48
2.6.	Balance de calor en el volumen de control a lo largo de la dirección del fluido 50	
2.7.	Diagrama de flujo general para los CSA	72
3.1.	Equipo experimental desarrollado por Hernández [25]	75
3.2.	Estructura de soporte del CSA con aislante de fibra de vidrio	76
3.3.	Diseño 3D y ensamblaje del forro de caobilla	76
3.4.	CSA con forro de caobilla	77
3.5.	Diseño 3D y ensamblaje de la superficie inferior	77
3.6.	CSA con la superficie inferior instalada	78
3.7.	Diseño 3D y ensamblaje de soportes y placa absorbadora de altura variable . 79	
3.8.	CSA con placa absorbadora y soportes de altura variable	80
3.9.	Cubierta de vidrio claro de 0.004 m de espesor	81
3.10.	Acoplamiento de salida del CSA	82
3.11.	Difusor de entrada del CSA	82

3.12. Acondicionador de aire a la entrada del CSA	83
3.13. Perfiles de velocidad del CSA con deflectores y ducto interno	84
3.14. Diseño 3D del banco de pruebas	85
3.15. Diseño 3D del CSA totalmente ensamblado	86
3.16. Ubicación espacial de los arreglos en termopila en los componentes del CSA (unidades en centímetros)	87
3.17. Marcado de los nodos de medición en la placa absorbadora	89
3.18. Instalación de termopilas y termopares de referencia en la placa absorbadora .	90
3.19. Instalación de termopilas y termopares de referencia en la cubierta de vidrio y la superficie inferior	91
3.20. Desmontaje del difusor de salida del CSA	91
3.21. Colocación de los soportes de altura variable para el alambre suspendido en los canales de aire	92
3.22. Instrumentación de los canales de aire	93
3.23. Instalación del difusor de salida del CSA	93
3.24. Colocación de la placa absorbadora móvil	94
3.25. Sellado de la cubierta de vidrio	95
3.26. Conexión de termopilas y termopares en la tarjeta adquisidora	95
3.27. Diagrama esquemático del CSA en vista de planta y frontal	97
3.28. Configuración para el sensado de la velocidad del aire en el CSA	98
3.29. Componentes de la estación meterológica MAWS 110	99
3.30. Sensor de radiación solar QMS101	100
3.31. Transmisor meteorológico WXT510	101
3.32. Panel solar	102
3.33. Registrador de datos QML201	102
3.34. Cables para la conexión física a la MAWS 110	103
3.35. Software AWS client	104

3.36. Comportamiento de la radiación global	106
3.37. Comportamiento de la temperatura ambiente	107
3.38. Comportamiento de la velocidad del aire	108
4.1. Verificación del código del CSA de dos canales sin PCM en la placa absor- bedora	111
4.2. Modelo físico para problema de verificación PCM	114
4.3. Verificación del modelo GEB para estimar el perfil de temperatura del PCM .	115
4.4. Verificación del código del CSA de dos canales con PCM en la placa absor- bedora	116
4.5. Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales del CSA de dos canales en estado transitorio, 28 de Abril de 2023	119
4.6. Perfiles de temperatura teóricos Vs Experimentales de la cubierta de vidrio . .	120
4.7. Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales de la placa absorbadora . .	121
4.8. Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales de la superficie inferior .	122
4.9. Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales del canal superior	123
4.10. Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales del canal inferior	123
5.1. Tipos de climas en la República Mexicana	128
5.2. Efecto de la condición de inicial en el perfil de temperatura del CSA-2C . . .	130
5.3. Acercamiento del efecto de la condición de inicial en el perfil de temperatura	131
5.4. Densidad del aire	134
5.5. Efecto de la densidad del aire sobre los perfiles de temperatura del CSA de doble canal. 28 de Abril de 2023	135
5.6. Perfiles de temperatura del CSA-2C en estado transitorio, 24 de Octubre del 2018	137
5.7. Flujos de calor del CSA-2C en estado transitorio, 24 de Octubre del 2018 . .	139
5.8. Horas de confort para el CSA-2C sin y con PCM (CDMX)	141

5.9. Horas de confort para el CSA-2C sin y con PCM (Cuernavaca)	144
5.10. Horas de confort para el CSA-2C sin y con PCM (Monterrey)	145
5.11. Horas de confort para el CSA-2C sin y con PCM (Ciudad Juárez)	146
5.12. Tarifas de CFE para uso doméstico en consumo excedente	148
5.13. Tiempo de recuperación de la inversión inicial en CDMX	150
5.14. Tiempo de recuperación de la inversión inicial en Cuernavaca	151
5.15. Tiempo de recuperación de la inversión inicial en Monterrey	152
5.16. Tiempo de recuperación de la inversión inicial en Ciudad Juárez	152
5.17. Equivalencia de emisiones de kgCO ₂ para las distintas configuraciones del CSA-2C en CDMX	154
5.18. Equivalencia de emisiones de kgCO ₂ para las distintas configuraciones del CSA-2C en Cuernavaca	154
5.19. Equivalencia de emisiones de kgCO ₂ para las distintas configuraciones del CSA-2C en Monterrey	155
5.20. Equivalencia de emisiones de kgCO ₂ para las distintas configuraciones del CSA-2C en Ciudad Juárez	155
A.1. Termopila, compuesta de termopares múltiples en serie	169
A.2. Instrumentación de placa absorbidora de prueba	171
A.3. Placa absorbidora de prueba	172
B.1. Diagrama de ángulos solares.	177
C.1. Descomposición de la radiación global incidente sobre el CSA orientado al sur	183
C.2. Radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur, 28 de Abril de 2023	183
C.3. Seccionamiento de la radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur, 28 de Abril de 2023	184

C.4. Identificación de valores atípicos radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur, 28 de Abril de 2023	184
C.5. Regresión senoidal de la radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur, 28 de Abril de 2023	186
C.6. Temperatura ambiente del 28 de Abril de 2023	191
C.7. Regresión senoidal de la temperatura ambiente del 28 de Abril de 2023	193
C.8. Velocidad del viento	198
C.9. Base de datos de la velocidad del viento	199
D.1. Perfiles de temperatura del CSA-2C para diferente número de nodos (11-201)	201
D.2. Perfiles de temperatura del CSA-2C en la placa absorbadora para diferente número de nodos (11-201)	202
D.3. Temperatura promedio del PCM para diferente número de nodos (3-25)	204
D.4. Acercamiento para la temperatura del PCM para diferente número de nodos (3-251)	205
D.5. Perfiles de temperatura del CSA-2C sin PCM para diferentes pasos de tiempo (1-360 s)	206
D.6. Perfiles de temperatura del CSA-2C sin PCM de la cubierta de vidrio para diferentes pasos de tiempo (1-360 s)	207

Lista de Tablas

2.1. Propiedades del sistema para cada fase	55
4.1. Parámetros de entrada para las simulaciones	110
4.2. Errores relativos porcentuales máximos para el CSA de doble canal sin PCM	112
4.3. Propiedades del PCM	113
4.4. Errores relativos porcentuales máximos para el CSA de doble canal con PCM	117
4.5. Porcentaje de errores relativos para el CSA de doble canal. 28 de abril de 2023	124
5.1. Parámetros de entrada para las simulaciones del CSA	127
5.2. Propiedades de los PCM	127
5.3. Errores relativos porcentuales para diversos instantes de tiempo	132
5.4. División de las tarifas de consumo eléctrico de la CFE	147
5.5. Gasto total de construcción del CSA-2C	149
C.1. Coeficientes para las correlaciones de la radiación solar global orientada para Cuernavaca, Morelos, México 2023	187
C.2. Coeficientes para las correlaciones de la radiación solar global orientada en CDMX, México 2018	188
C.3. Coeficientes para las correlaciones de la radiación solar global orientada en Monterrey, Nuevo León, México 2018	189

C.4. Coeficientes para las correlaciones de la radiación solar global orientada en Cd. Juárez, Chihuahua, México 2018	190
C.5. Coeficientes para las correlaciones de la temperatura ambiente en Cuernavaca, Morelos, México 2023	194
C.6. Coeficientes para las correlaciones de la temperatura ambiente en CDMX, México 2018	195
C.7. Coeficientes para las correlaciones de la temperatura ambiente en Monterrey, Nuevo León, México 2018	196
C.8. Coeficientes para las correlaciones de la temperatura ambiente en Cd. Juárez, Chihuahua, México 2018	197
D.1. Errores relativos porcentuales entre diferentes mallas computacionales utilizadas en el CSA-2C	203
D.2. Errores relativos porcentuales para diferentes pasos de tiempo (1-360s)	208
E.1. Intervalos de temperaturas de confort para los meses del año 2023 en Cuernavaca, Morelos, México	211
E.2. Intervalos de temperaturas de confort para los meses del año 2018 en CDMX, México	212
E.3. Intervalos de temperaturas de confort para los meses del año 2018 en Monterrey, Nuevo León, México	212
E.4. Intervalos de temperaturas de confort para los meses del año 2018 en Cd. Juárez, Chihuahua, México	213

Nomenclatura

Griegas

α	Difusividad térmica ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
α_1^*	Absortividad del vidrio
α_3^*	Absortividad de la placa absorbedora
β	Coefficiente de expansión volumétrica (K^{-1})
β	Inclinación del captador ($^\circ$)
δ	Declinación ($^\circ$)
ΔT	Diferencia de temperatura (K)
δx	Incremento de distancia en dirección x (m)
ε_1	Emisividad de la cubierta de vidrio
ε_{3s}	Emisividad de la superficie superior de la placa absorbedora

ε_{3i}	Emisividad de la superficie inferior de la placa absorbedora
ε_5	Emisividad de la superficie inferior del captador
γ	Ángulo azimutal ($^\circ$)
λ	Conductividad térmica ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
μ	Viscosidad dinámica del aire ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
ϕ	Ángulo de inclinación ($^\circ$)
ϕ	Latitud ($^\circ$)
ρ	Densidad (kg m^{-3})
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$)
τ	Transmisividad del vidrio
ω	Ángulo horario ($^\circ$)

Latinas

A	Área de captación solar (m^2)	$h_{rad,1-3,3-5}$	Coficiente de transferencia de calor por radiación ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
C_p	Calor específico a presión constante del aire ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	$h_{conv-ext,sup}$	Coficiente de transferencia de calor por convección del viento ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
G	Irradiancia solar (W m^{-2})	H_x	Longitud del captador (m)
g	Constante gravitacional, (9.81 m s^{-2})	H_{y1}	Espesor de la cubierta de vidrio 1 (m)
G_b	Radiación solar directa (W m^{-2})	H_{y2}	Distancia entre la cubierta de vidrio y la placa absorbadora (m)
$G_{b,\gamma}$	Radiación solar orientada (W m^{-2})	H_{y3}	Espesor de la placa absorbadora (m)
G_d	Radiación solar difusa (W m^{-2})	H_{y4}	Distancia entre la placa absorbadora y la superficie inferior (m)
G_g	Radiación solar global (W m^{-2})	H_{y5}	Espesor de la placa inferior (m)
$G_{g,\gamma}$	Radiación solar global orientada (W m^{-2})	H_{y6}	Espesor del Triplay de caobilla (m)
G_o	Radiación extraterrestre (W m^{-2})	H_{y7}	Espesor del aislante térmico (m)
G_{sc}	Constante solar (W m^{-2})	H_{y8}	Espesor del envolvente (m)
$h_{1,2,3,4}$	Coficiente de transferencia de calor por convección forzada ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)	H_z	Ancho del captador (m)
$h_{rad,sup}$	Coficiente de transferencia de calor por radiación cubierta superior-bóveda celeste ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)	k	Conductividad térmica del aire ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
		k_t	Índice de claridad (-)

L_{loc}	Longitud local (°)	$T_{1,3,5,6,7,8}$	Temperaturas de las superficies (K)
L_{st}	Longitud estándar (°)	T_a	Temperaturas ambiente (K)
$\dot{m}_{1,2}$	Razón del flujo másico de las corrientes de aire 1 y 2 (kg s^{-1})	$T_{f1,f2}$	Temperaturas promedio del fluido (K)
n	Número de día del año (-)	T_{sky}	Temperaturas de la bóveda celeste (K)
Nu	Número de Nusselt	T_{fin}	Temperaturas promedio del fluido en la entrada de la sección (K)
Pr	Número de Prandtl	T_{fout}	Temperaturas promedio del fluido a la salida de la sección (K)
Q	Flux de calor (W m^{-2})	t	Tiempo (s)
Ra	Número de Rayleigh	t_{st}	Tiempo estándar (min)
Re	Número de Reynolds	V	Velocidad del viento (m s^{-1})
R_T	Resistencia térmica (m K W^{-1} $\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$)		

Resumen

En la presente investigación se realizó un estudio de la transferencia de calor a un captador solar de aire de dos canales (CSA-2C) con y sin material de cambio de fase (PCM) en la placa absorbadora. El captador se estudió utilizando la técnica de balances globales de energía en una dimensión (1-D) y en estado transitorio. Además, se validó el modelo matemático del CSA-2C sin PCM con un prototipo experimental que fue diseñado, construido, instrumentado y analizado bajo las condiciones climáticas de Cuernavaca, Morelos, México. La evaluación térmica del CSA-2C se realizó considerando 4 condiciones climáticas de la República Mexicana (CDMX, Cuernavaca, Monterrey y Cd. Juárez).

El estudio paramétrico consistió en la modelación numérica del CSA-2C para el día más frío y más cálido de cada mes. Adicionalmente, se consideró el captador sin PCM y se probaron 4 diferentes PCM en la placa absorbadora con espesores de 0.01 m y 0.025 m. Es decir, se realizaron un total de 864 corridas del código numérico. Se desarrolló un código numérico en C el cual consiste de un serie de subrutinas que resuelven el modelo matemático obtenido de la técnica de balances globales de energía.

De acuerdo con los resultados, se observó que el código numérico puede predecir el comportamiento térmico del prototipo experimental con un margen de error de 0 hasta 12° C. De igual forma, se encontró que considerar la altura en el calculo de la densidad de fluido de trabajo (aire) puede modificar los perfiles de temperatura hasta en 3° C.

Finalmente, del estudio paramétrico se encontró que la mejor configuración para CDMX fue el CSA-2C con RT25 de 25 mm, el cual puede suministrar hasta 10 horas de confort térmico, tiene un tiempo de recuperación de la inversión inicial de 18 años y evita emitir al ambiente hasta 400 kg de CO_2 al año, reduciendo los gases de efecto invernadero. Análogamente, se encontraron las mejores configuraciones para cada uno de los climas analizados.

Abstract

In the present investigation, a study of the heat transfer to a two-channel solar air collector (CSA-2C) with and without phase change material (PCM) in the absorber plate was carried out. The collector was studied using the global energy balance technique in one dimension (1-D) and in a transient state. In addition, the mathematical model of the CSA-2C without PCM was validated with an experimental prototype that was designed, built, instrumented and analyzed under the climatic conditions of Cuernavaca, Morelos, Mexico. The thermal evaluation of the CSA-2C was carried out considering 4 climatic conditions of the Mexican Republic (CDMX, Cuernavaca, Monterrey and Cd. Juárez).

The parametric study consisted of the numerical modeling of the CSA-2C for the coldest and warmest day of each month. Additionally, the collector without PCM was considered and 4 different PCMs were tested on the absorber plate with thicknesses of 0.01 m and 0.025 m. That is, a total of 864 runs of the numerical code were performed. A numerical code was developed in FORTRAN which consists of a series of subroutines that solve the mathematical model obtained from the global energy balance technique.

According to the results, it was observed that the numerical code can predict the thermal behavior of the experimental prototype with a margin of error from 0 to 12° C. Likewise, it was found that considering the height in the calculation of the working fluid density (air) can modify the temperature profiles by up to 3° C.

Finally, from the parametric study it was found that the best configuration for CDMX was the CSA-2C with RT25 and a thickness of 25 mm, which can provide up to 10 hours of thermal comfort, has a payback time of 18 years and avoids emitting up to 400 kg of CO_2 into the environment per year, thus reducing greenhouse gases. Similarly, the best configurations were found for each of the climates analyzed.

CAPÍTULO 1

Introducción

En éste capítulo se muestra la importancia del presente tema de investigación, para ello se presenta la revisión bibliográfica, el objetivo y alcance del tema. En la primera parte se muestra la situación actual de los sistemas pasivos de captación solar, así como las áreas de oportunidad de los mismos. Posteriormente, se presenta el estudio de revisión bibliográfica el cual fue dividido en estudios teóricos, experimentales y teórico-experimentales. Al final del capítulo se presenta el objetivo general y los objetivos específicos, así como el alcance del trabajo de investigación.

1.1. Ubicación del problema

El uso de las energías renovables, como es la energía solar aplicada para el diseño de captadores solares, puede incrementar el ahorro y uso eficiente de energía en aplicaciones de secado solar de productos y semillas agrícolas, climatización en edificaciones y generación de energía eléctrica entre otras. El proponer nuevas alternativas y perfeccionar las ya existentes para reducir el consumo de energías convencionales es de gran importancia, es por ello que, su estudio ha generado gran interés entre la comunidad científica mundial durante las últimas décadas. Con el fin de mejorar y adecuar el funcionamiento de este tipo de dispositivos, algunos autores han realizado estudios teórico-experimentales sobre una gran variedad de *sistemas de captación solar* [1–10].

Entre los sistemas de captación solar más comunes se encuentran los *calentadores solares*. *Los calentadores solares* son dispositivos diseñados para la absorción de la radiación solar incidente y transferir la energía térmica a un fluido de trabajo. Estos sistemas se pueden clasificar de acuerdo con sus características de colección (*planos o cilíndrico-parabólicos*), la forma en la cual se instalan (*fijos o con seguimiento solar*), y de acuerdo al tipo de fluido de transferencia que emplean (*líquido o gas*), si se utiliza líquido, este generalmente es agua, si se utiliza gas, este generalmente es aire [1, 2, 11, 12]. Si bien, el estudio teórico de estos sistemas se ha abordado en su mayoría con balances de energía en estado permanente, existen también estudios teórico-experimentales que consideran el estado transitorio, [13–15].

Los calentadores solares de aire se pueden definir como un tipo especial de intercambiadores de calor [11], los cuales aprovechan la energía solar para incrementar la energía interna del fluido y posteriormente transferir esta energía con diferentes propósitos, por ejemplo, para climatización pasiva en edificaciones, para secado de productos agrícolas y para generación de energía eléctrica entre otras aplicaciones. En la literatura internacional, se han planteado diferentes métodos para mejorar el desempeño térmico de estos sistemas. En general, un in-

cremento en la eficiencia del *calentador solar* se obtiene al reducir las pérdidas globales de calor desde la superficie superior o al incrementar la ganancia de calor útil en su parte interna [11, 13–18]. El uso de materiales no metálicos, materiales porosos, y superficies rugosas con aletas en la placa de absorción de un calentador, al igual que el empleo de geometrías adecuadas, el incremento de la razón de aspecto, el empleo de sub-calentadores del mismo tamaño conectados en arreglos serie-paralelos, son factores que determinan el funcionamiento térmico de estos sistemas y pueden conducir a diseños más eficientes y en cierta medida, más económicos.

El diseño de un *calentador solar* de aire está relacionado con la obtención de la energía a un menor costo. Puede ser deseable diseñar un calentador solar con una eficiencia moderada si se reduce su costo de fabricación a un valor significativo, así también como su adecuación a la demanda conforme el tipo de clima y aplicación. En la última década se han realizado estudios orientados hacia la prolongación del funcionamiento de los captadores solares, mediante el uso de PCM [19–21]. Particularmente, en México el empleo de la tecnología de PCM no ha sido explorado en múltiples aplicaciones, como lo son los colectores solares planos.

En el CENIDET se han realizado algunos estudios teóricos-experimentales sobre estos sistemas para mejorar su desempeño térmico [22–25]. Los balances de energía asociados a dichos estudios han sido en estado permanente. Recientemente se han realizado estudios en estado transitorio, pero estos no han sido validados a detalle [26–28]. Por lo anterior, surge la necesidad de desarrollar un estudio teórico-experimental con el cual se pueda validar los modelos matemáticos desarrollados.

1.2. Estado del arte

En la literatura existe un gran número de trabajos publicados relacionados con captadores solares. En dichos trabajos se presentan análisis detallados de los captadores de manera teórica y/o experimental estas descripciones abarcan desde algunas definiciones, la forma de clasificar estos equipos, su formulación matemática para el análisis numérico y la propia construcción para su estudio experimental. Además, se han reportado diferentes métodos para mejorar la eficiencia térmica de los captadores solares y la adición de PCM en la placa absorbadora para prolongar el tiempo de operación de los captadores.

A continuación se muestran una clasificación de los estudios realizados en la literatura a captadores solares planos, la cual se comprende de la siguiente manera:

- Estudios Teóricos.
- Estudios Experimentales.
- Estudios Teórico-Experimentales.

1.2.1. Estudios Teóricos

Entre los primeros estudios teóricos realizados a captadores solares planos se encuentran el de Kamminga [12] quien realizó un estudio teórico basado en balances globales de un captador de placa plana, el sistema estudiado estaba compuesto por una placa de cubierta, una placa absorbadora y una capa de aislante, esta configuración generó la formación de un canal, por donde pasa el fluido de trabajo, entre la placa absorbadora y el aislante de la parte inferior. El autor implementó un modelo matemático en una dimensión (1D) y estado permanente para obtener el perfil de temperaturas en el fluido a lo largo de la longitud del captador. Para la simulación el autor consideró un flujo de masa térmica ($\dot{m}c_p$) de $150 \text{ W/m}^2\text{K}$ obteniendo que las temperaturas dentro del captador que representan el calor almacenado capacitivamente

se pueden calcular usando las aproximaciones propuestas. En consecuencia, el autor proporcionó una metodología y un proceso de solución para determinar la temperatura del fluido utilizando aproximaciones para calcular el calor almacenado, entre otras, que son definidas por expresiones que dependen de la temperatura y por ende se necesitan las temperaturas dentro del captador como condición inicial para el modelo en estado transitorio.

A su vez, Ong [1] presentó un modelo matemático y un procedimiento de solución para predecir el rendimiento térmico de captadores solares de paso simple, utilizando balances globales de energía en estado permanente y en una dimensiones (1D). El estudio se realizó para cuatro tipos de captadores solares: Tipo I diseño de canal único con flujo de aire entre la cubierta de vidrio superior y la placa absorbadora, Tipo II diseño de canal único con flujo de aire entre la placa absorbadora y la placa inferior sin cubierta de vidrio, Tipo III diseño de doble canal con flujo de aire únicamente entre la placa absorbadora y la placa inferior con cubierta de vidrio y Tipo IV diseño de doble canal con doble flujo de aire entre el cubierta de vidrio y la placa absorbadora y entre la placa absorbadora y la placa inferior. En este trabajo, se obtuvo un modelo matemático a partir de un balance de energía nodal empleando una analogía térmica de la ley de corrientes de kirchhoff. De esta manera, se obtuvieron matrices tridiagonales para los captadores de tipo I y II y pentadiagonales para los tipos III y IV. El autor utilizó relaciones experimentales, reportadas en la literatura, para calcular coeficientes convectivos y radiativos, así como números adimensionales necesarios para la solución del modelo matemático. Posteriormente, para determinar el valor de la temperatura media en la cubierta de vidrio, placa absorbadora y en el fluido de trabajo se utilizó el método de la matriz inversa. Adicionalmente, se calculó el rendimiento térmico a lo largo de la longitud de cada uno de los 4 tipos de captadores solares estudiados. Por lo tanto, el autor presentó un modelo teórico para predecir el comportamiento térmico de captadores solares de placa plana sin recurrir a ecuaciones complicadas.

Posteriormente, Ong [2] utilizó el modelo matemático y el procedimiento de solución, descrito en su artículo previo, para predecir el rendimiento térmico de cuatro tipos de captadores solares de placa plana mostrados en [1]. En este trabajo, se obtuvieron predicciones teóricas de las temperaturas tanto en la cubierta de vidrio, como en la placa absorbedora y en el fluido de trabajo (aire) para los diseños de captadores de Tipo II, III y IV. Adicionalmente, en éste trabajo se estudió el captador Tipo II con y sin aislamiento en la placa inferior Tipo IIa y IIb, respectivamente. Posteriormente, se obtuvieron datos experimentales de estudios previos reportados en la literatura, dichos resultados fueron comparados con las predicciones teóricas obtenidas en éste trabajo. El autor observó que la desviación estándar entre los datos experimentales y los datos teóricos fue de 5 °C, los mejores resultados fueron obtenidos para los captadores Tipo IIa, IIb y III en donde la desviación estándar se encuentra entre los 3 °C; los resultados menos satisfactorios se obtuvieron del captador Tipo IV, puesto que la discrepancia entre ambos resultados fue de hasta 8 °C. El autor atribuye estas diferencias en gran medida a la exactitud que tienen los instrumentos de medición utilizados para obtener los datos experimentales. Por lo tanto, se demostró que el modelo matemático y el procedimiento de solución utilizados son apropiados para predecir el rendimiento térmico de captadores solares de placa plana, con cierto grado de incertidumbre, validando así el trabajo.

Hamed *et al.* [15] realizaron un estudio teórico en una dimensión (1-D) y en estado transitorio a un captador solar de placa plana con la finalidad de determinar su rendimiento térmico óptimo y los parámetros de diseño de éste tipo de sistemas. El captador solar estudiado se utilizó para el suministro de agua, dicho equipo se conformó de tres componentes principales una cubierta transparente, una placa absorbedora y un fluido de transferencia. Los autores desarrollaron un método de simulación transitoria para caracterizar el comportamiento dinámico del captador. El modelo fue establecido con respecto a un análisis de balance de energía. La metodología general planteada por los autores fue desarrollada con datos ambientales de la ciudad de Gabes en Túnez. Por lo tanto, los autores propusieron un método de

prueba transitoria para caracterizar el comportamiento de un captador solar de placa plana. A partir de los resultados de la simulación dinámica los autores establecieron que un aumento en las tasas de flujo de agua conduce a una disminución en la temperatura del agua de salida y el coeficiente de pérdida de calor en general, además que la temperatura del agua de salida aumenta con la temperatura de entrada, y por último que la cantidad óptima de tubos depende en gran medida de las tasas de flujo de agua.

Bahrehmand y Ameri [4] realizaron un estudio teórico en una dimensión (1D) y estado permanente para captadores solares de aire de cubiertas de uno y dos vidrios con flujo por convección natural. Los modelos planteados por los autores se basaron en la solución analítica de ecuaciones de balance de energía para varios elementos de los captadores. Los resultados teóricos obtenidos mediante la simulación numérica fueron validados con resultados experimentales de otros autores obteniéndose discrepancias máximas de temperatura y velocidad de salida de 7 °C y 0.04 m/s respectivamente, para las mismas condiciones de operación. Adicionalmente, mostraron los efectos de una hoja de metal de estaño suspendida en el medio del canal de aire, aletas longitudinales con formas rectangulares y triangulares, y variaciones de profundidad y longitud del canal en la energía y exergía de los captadores solares de aire desde los puntos de vista de la primera y segunda ley de la termodinámica. Del análisis de resultados los autores concluyeron que en el captador solar de aire de doble cubierta la transferencia de calor al flujo de aire es mayor que la del captador con una sola cubierta de vidrio; por lo tanto, sus eficiencias de energía y exergía son mayores. Del igual forma, demostraron que los captadores con aletas triangulares son más eficientes en términos de energía que aquellos con aletas rectangulares.

Korti [29] realizaron un estudio teórico en dos dimensiones (2D) y estado transitorio a un CSA de doble paso con esferas compuestas de PCM en su interior. El modelo físico del CSA de doble paso analizado por los autores consistió de una cubierta de vidrio, el contenedor

aislado y una placa absorbadora pintada de negro, el CSA midió 28 cm de alto y 230 cm de largo. Los autores consideraron tres tipos de PCM (Grava, DuPont, T23) en varias configuraciones: configuración única, configuración en paralelo y configuración en serie. Los autores implementaron el método de volumen finito (FVM) para resolver las ecuaciones gobernantes, además, utilizaron el algoritmo PISO para acoplar la presión y la velocidad. Los autores utilizaron una malla computacional de 16,002 x 16,024, con un paso de tiempo $\Delta t = 45$ s. Los autores realizaron un estudio comparativo con un CSA de doble paso sin esferas para conocer el efecto de las esferas con PCM, encontraron que el uso de las esferas permite almacenar el calor y prolongar el tiempo de operación del captador, además, la temperatura máxima del captador disminuyó en un 11 %, 7 % y 12.5 %, utilizando esferas de grava, T23 y DuPont. De este modo, los autores observaron que a las 21:00 h el CSA sin esferas no genera un incremento en la temperatura del fluido de trabajo, mientras que los CSA con PCM están a una temperatura de salida de 66.85 °C. Adicionalmente, los autores encontraron que el efecto de la configuración de PCM es más significativo con configuraciones en paralelo que en serie.

Somalwar [30] realizó una revisión detallada de los diferentes tipos de captadores solares. De esta manera, el autor los clasificó en dos tipos: 1) Captadores solares que no concentran la energía solar (captadores de placa plana y captador de tubos evacuados), los cuales se utilizan en aplicaciones de bajas temperaturas (30-200 °C). 2) Captadores solares que concentran la energía solar (captador por campo de helióstatos y captador cilíndrico-parabólicos), los cuales se utilizan en aplicaciones de alta temperatura (60-2000 °C). Por último, el autor mencionó que los captadores solares pueden tener configuraciones en serie o en paralelo. Adicionalmente, el autor estableció que en los arreglos en serie el caudal del fluido permanece constante pero la temperatura del fluido aumenta desde el panel anterior al siguiente panel. Por otra parte, el autor señaló que en las configuraciones en paralelo el caudal de fluido cambia a lo largo del sistema permaneciendo constante la temperatura del fluido al final de cada rama, se determinó que esta configuración minimiza las caídas de presión.

Raj *et al.* [31] realizaron un estudio teórico de un PCM (cera de parafina) macro-encapsulado (contenedores rectangulares) incorporado en la ruta de flujo de aire de un CSA. Los autores utilizaron ANSYS-Fluent para obtener una solución tridimensional, transitoria, Newtoniana, basada en presión, equipada con un modelo viscoso-laminar y con la ayuda de función definida por el usuario para investigar las características de fusión y solidificación del material de cambio de fase. Los autores observaron que para una irradiancia solar 940 W/m^2 se obtuvo un valor máximo de la fracción líquida de 0.75, mientras que la irradiancia solar de 600 W/m^2 originó un valor de fracción líquida de 0.47. Además, los autores observaron que en la fase de fusión el efecto de la velocidad del flujo de aire no es tan importante como la temperatura de fusión y la cantidad de cera. Sin embargo, los autores observaron que la velocidad de flujo de aire es crítica durante la recuperación de calor del PCM. Finalmente, los autores destacan como información crucial con respecto al almacenamiento de energía integrado en el captador que la cera de parafina se fundió más rápido a menor velocidad de flujo de aire.

Badiei *et al.* [32] realizaron un estudio teórico de un calentador solar de agua de placa plana integrado con una capa de PCM, mediante un modelo CFD transitorio en 3D. Los autores estudiaron 4 tipos de PCM, para el PCM-1 y PCM-2 utilizaron un espesor de 25 mm y para el PCM-3 y PCM-4 un espesor de 12.5 mm, debido a que tiene temperaturas de fusión más altas. Los autores utilizaron FLUENT 17.2 para resolver las ecuaciones gobernantes del sistema analizado. Además, los autores alimentaron al software con datos meteorológicos reales del día más cálido (16 de Agosto 2017) y el día más frío (17 de Enero 2017) en Shiraz, Iran ($29^{\circ}37'N$ $52^{\circ}32'E$). Los autores observaron que la temperatura de fusión es un parámetro crítico que afecta el comportamiento térmico de estos sistemas, obteniendo que para el caso 2 la mayor parte del PCM-1 (punto de fusión $35.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$) se funde en la tarde del día de verano, mientras que en el caso 4 con PCM-2 (punto de fusión $42 \text{ }^{\circ}\text{C}$) la fracción líquida máxima es de 70 % y para el caso 7 PCM-4 (punto de fusión $62 \text{ }^{\circ}\text{C}$) casi no se funde y el PCM actúa

como aislante. A su vez, los autores observaron que para el caso 2 la temperatura del agua a la salida es 4 °C más fría que en el caso 1 sin PCM pero se puede suministrar agua caliente por 7 horas más que en el caso 1. Además, los autores observaron un incremento de la eficiencia térmica del calentador del 33 % al 46 % al implementar el PCM-1. Por último, los autores concluyeron que en condiciones invernales la capa de PCM no se puede fundir significativamente y el sistema integrado es incapaz de suministrar agua caliente durante la noche.

1.2.2. Estudios Experimentales

Esakkimuthu *et al.* [33] realizaron un estudio experimental a un CSA acoplado con una unidad de almacenamiento térmico basada en PCM. Los autores utilizaron como PCM el HS 58 (Temperatura de fusión = 58 °C) fabricado a base de sal inorgánica. Los autores diseñaron y construyeron un prototipo experimental compuesto por un CSA de doble paso con placa absorbidora corrugada en V, un ventilador centrífugo, una unidad de almacenamiento térmico con PCM de lecho empacado de forma cilíndrica. Los autores realizaron sus experimentos en el PEN (Planters Energy Network) ubicado en Theni, India (10°04'N, 77°47'E). Los autores realizaron sus experimentos con 3 diferentes flujos máscicos: 200, 300 y 400 kg/h y observaron el efecto de los mismos en los procesos de carga y descarga del PCM. De esta forma, los autores encontraron que para la configuración estudiada el flujo máscico de 200 kg/h proporciona una tasa casi uniforme de transferencia de calor durante los procesos de carga y descarga. Adicionalmente, los autores encontraron que el flujo máscico bajo (200 kg/h) utiliza la capacidad máxima del sistema de almacenamiento y suministra calor durante más tiempo.

Bouadila *et al.* [34] realizaron un estudio experimental para evaluar la eficiencia térmica de un calentador solar de aire que utiliza un lecho empacado de cápsulas esféricas como un

sistema de almacenamiento de calor latente. Los autores diseñaron y construyeron el prototipo experimental de un calentador solar de aire con colector de almacenamiento latente (SAHLSC, por sus siglas en inglés) para investigar los procesos de carga y descarga. Los autores llevaron a cabo sus experimentos durante marzo del 2012 en el Laboratorio de Procesos Térmicos, Centro de Investigación y Tecnología de la Energía (CRTE) en Túnez (36°43'N 10°25'E). Además, los autores implementaron la primera y segunda ley de la termodinámica para obtener las eficiencias energéticas y exergéticas diarias en modo de ciclo cerrado/abierto y abierto. Los autores observaron que el SAHLSC mantiene un calor útil uniforme durante el proceso de carga y que el calor útil fue de 200 W/m² durante 11 h por la noche. Además, encontraron que en el modo cerrado/abierto la eficiencia energética diaria neta del SAHLSC varió entre 32 % y 45 %, mientras que la eficiencia exergética diaria varió entre 13 % y 25 %. Finalmente, los autores observaron que en ciclos abiertos el SAHLSC presenta una eficiencia diaria del 35 %, la cual es muy cercana a la de los captadores comerciales (45 %).

Noghrehabadi *et al.* [6] realizaron un estudio experimental para determinar el efecto sobre la eficiencia térmica de un captador solar de placa plana cuadrada al emplear un nanofluido *SiO₂/agua* con una porción de masa del 1 % como refrigerante. Los experimentos desarrollados por los autores se realizaron bajo la norma ASHRAE sin tensoactivos. El captador solar analizado fue ubicado en Shahid Chamran Universidad de Ahvaz, Irán (latitud 31°19'16" N, longitud 48°40'16" E) con un ángulo de inclinación de 45°. Con base a los resultados obtenidos los autores determinaron que el nanofluido *SiO₂/agua* aumenta la eficiencia del captador solar de placa plana cuadrada en comparación a utilizar agua pura como refrigerante. Adicionalmente, determinaron que la eficiencia del captador analizado se incrementó al aumentar la tasa de flujo másico, tanto para el experimento con agua pura y el que utilizó el nanofluido, sin embargo el nanofluido es más eficiente que el agua pura a valores más altos de la velocidad de flujo.

EL Khadraoui *et al.* [35] realizaron un estudio experimental a un secador solar de aire (SAH por sus siglas en inglés) con y sin PCM. Los autores fabricaron y construyeron los SAH en el Laboratorio de Procesos Térmicos, Centro de Investigación y Tecnología de la Energía (CRTE_n) en Túnez (36°43'N 10°25'E). Los autores utilizaron una cavidad rectangular rellena con cera de parafina que se utiliza como unidad de almacenamiento latente. Los autores realizaron las mediciones experimentales del captador durante las 24 horas de cada día del mes de Agosto del 2015. Los autores probaron el SAH con PCM con 3 diferentes flujos máxicos: 0 kg/s (convección natural), 0.018 kg/s y 0.055 kg/s, y observaron que durante el periodo de descarga el flujo máxico de la convección natural es insuficiente para eliminar todo el calor almacenado en la cavidad con PCM. Adicionalmente, los autores observaron que a lo largo de la noche el valor uniforme del calor utilizado es de 100 W/m² en el SAH con PCM. Finalmente, los autores observaron que la temperatura máxica del SAH sin PCM es de 110 °C, mientras que para el SAH con PCM es de 88 °C. Sin embargo, el SAH con PCM mantiene una temperatura de salida constante de 34 °C durante la noche, mientras que la temperatura de salida del SAH sin PCM disminuye gradualmente después de 2 horas de la puesta del sol. Por lo tanto, los autores observaron que la eficiencia diaria del SAH sin PCM alcanzó 17 % mientras que el SAH con PCM obtuvo 34 %.

Kabeel *et al.* [36] realizaron un estudio experimental a CSA de placas plana y corrugada en V con un PCM incorporado como material de almacenamiento de energía térmica. Los autores probaron los CSA con y sin PCM para dos tipos de placa absorbadora (plana y corrugada en V). Los autores realizaron sus experimentos en los días de cielo despejado durante agosto y septiembre del 2015 en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Tanta, Tanta, Egipto (30°43'N, 31°E). Los autores utilizaron cera de parafina (Temperatura de fusión = 54 °C) como PCM debido a su almacenamiento de alta densidad, químicamente estable, disponibilidad en comparación con otros PCM en Egipto y a su precio económico. Los autores realizaron sus experimentos con 3 diferentes flujos máxicos: 0.062, 0.028 y 0.009 kg/s. Así,

los autores observaron que al utilizar el PCM la temperatura de salida del CSA de placa corrugada en V fue más alta que la temperatura ambiente en 1.5-7.2 °C durante 3.5 h después de la puesta del sol en comparación con 1-5.5 °C durante 2.5 h después de la puesta del sol para el CSA con placa plana con un flujo másico de 0.062 kg/s. Finalmente, los autores observaron que la eficiencia térmica del CSA de placa corrugada en V con PCM fue un 12 % mayor que la correspondiente sin usar PCM, y también fue 15 % y 21.3 % mayor que los valores correspondientes cuando se usa una placa plana con y sin PCM cuando el flujo másico es 0.062 kg/s, respectivamente.

Kabeel *et al.* [37] investigaron experimentalmente el rendimiento térmico del calentador de aire solar placa de aletas (FPSAH por sus siglas en inglés) utilizando cera de parafina como material de cambio de fase. El colector propuesto fue fabricado y probado bajo condiciones climáticas de la ciudad Tanta (30°47' N, 31° E), Egipto. Adicionalmente, los autores investigaron el efecto de cambiar la tasa de flujo másico en las eficiencias instantáneas y diarias. De manera análoga, los autores estudiaron la influencia del cambio de la masa del PCM en el rendimiento térmico del captador. Los resultados experimentales mostraron que las eficiencias instantáneas y diarias de la FPSAH con y sin el uso del PCM aumentan cuando el caudal másico aumenta a expensas de la temperatura de salida, ya que disminuye. Además, los autores encontraron que el funcionamiento de la FPSAH se extendió hasta 4 horas después de la puesta del sol con una temperatura de salida de 8.6 °C más que la temperatura ambiente cuando se usan 39 kg de cera de parafina como almacenamiento de calor latente. Por último, los autores muestran que según las condiciones meteorológicas el uso del PCM por el FPSAH mejora la eficiencia diariamente entre 10.8 hasta un 13.6 %.

El Khadraoui *et al.* [38] realizaron un estudio experimental a un secador solar de convección forzada de tipo indirecto que utiliza PCM. El secador consta de un panel de aire solar para el calentamiento directo del agente secante, un acumulador de energía solar (colector de

aire solar con cavidad PCM) y una cámara de secado. Los autores analizaron el secador sin carga con y sin PCM. El secador solar indirecto (ISD por sus siglas en inglés) fue diseñado y construido en el Centro de Investigación y Tecnología de la Energía (CRTE_n) en Borj Cedria, Túnez (36°43'N 10°25'E). Los autores analizaron los datos proporcionados por el secador durante 24 horas bajo condiciones meteorológicas de Octubre del 2015. Los autores observaron que la eficiencia energética diaria del acumulador de energía solar alcanzó el 33.9%, mientras que la eficiencia energética diaria alcanzó el 8.5%. Adicionalmente, los autores determinaron que durante la noche, el acumulador de energía solar contribuye a mantener la humedad relativa en la cámara de secado a un 17 – 34.5% más baja que la humedad relativa ambiental, además de mantener la temperatura de la cámara de secado de 4-16 °C más alta que la temperatura ambiente. Por lo tanto, los autores concluyeron que el ISD con cera de parafina como material de almacenamiento de energía es un diseño efectivo para producir condiciones más favorables para el proceso de secado en comparación con el ISD sin PCM.

Ghiami y Ghiami [39] evaluaron experimentalmente un calentador solar de aire equipado con nuevos deflectores y con una unidad de almacenamiento integrada (cavidad con PCM) en términos de su rendimiento térmico, el cual estuvo sujeto a las condiciones meteorológicas de Mashhad, Irán. Las características del sistema se examinaron en presencia y ausencia de deflector en la placa absorbente. En el estudio experimental, se inspeccionaron dos tipos de placa absorbente equipada con deflector y no equipada en presencia de la unidad PCM y su exergía y eficiencia se compararon. Para las placas absorbentes con deflectores, los deflectores estaban hechos de placas galvanizadas y ubicados de manera secuencial o escalonada. Los autores demostraron que, a una velocidad de flujo másico de 0.017 Kg/s, la máxima eficiencia energética se logró para SAH equipado con deflectores dispuestos en secuencia (26.78%), mientras que SAH no equipado tenía la menor eficiencia energética (14.30%) a la misma tasa de flujo másico. Las eficiencias de exergía variaron entre 4.86 - 20.47% para todos los casos de estudio.

Chung *et al.* [8] realizaron estudio experimental a 4 captadores solares comerciales, con el objetivo de determinar el efecto de la radiación solar difusa (I_{ir}) en la eficiencia termica de los mismos. Los autores emplearon el método de estado estacionario según las Normas Nacionales de China (CNS 15165–1: 2008), dicho método se utiliza para determinar la eficiencia térmica en estado estable de un captador solar al aire libre. Los captadores solares fueron analizados en el Centro de Investigación de Energía de la Universidad Nacional Cheng Kung (ERC/NCKU), ubicado en Tainan, Taiwán (22,94 °N, 120,27 °E), orientados hacia el sur con un ángulo de inclinación de 23°. Posteriormente, los autores aplicaron el método de estado estacionario a cada una de las configuraciones con el objetivo de observar el efecto de I_{ir}^* (I_g/I_{ir}) en la pendiente y la intersección de la curva de eficiencia del captador ($F_R U_L$ y $F_R \tau \alpha$). Los autores observaron el efecto de I_{ir} sobre la eficiencia térmica máxima, donde obtuvieron valores más altos de $F_R(\tau \alpha)$ cuando $I_{ir}^* < 20$. Sin embargo, determinaron que la desviación de $F_R(\tau \alpha)$ es inferior al 1.83 %, cuando hay un aumento porcentual en el valor de I_{ir}^* . Con base en los resultados obtenidos, los autores concluyeron que relación entre la radiación solar difusa y la global es de hasta el 50 % y que el cambio en la relación afecta profundamente la pérdida de calor de los captadores solares, pero no afecta la eficiencia térmica máxima.

Mahmoud y Ahmed [9] realizaron un estudio experimental sobre el efecto del uso de nanotubos de carbón de pared múltiple (MWCNT por sus siglas en inglés) y de circulación forzada en captadores solares de placa plana. Los autores utilizaron un captador solar de placa plana comercial el cual fue colocado en el techo de la Universidad británica en Egipto, El Shorouk, El Cairo, Egipto. El captador fue evaluado sujeto a las condiciones climáticas de las 9:00 am a las 4:00 pm el 24 de mayo del 2018. En particular, los autores utilizaron tres concentraciones para el estudio: 0.01 %, 0.05 % y 0.1 % en fracción de peso para los nanotubos de carbono de pared múltiple con agua destilada. Los autores realizaron un análi-

sis de energía y exergía, en donde observaron que el uso de una concentración de 0.01 % aumentó en un 16 % la eficiencia térmica del captador. De manera análoga, obtuvieron un incremento de la eficiencia térmica del 21 % y 34.13 % al utilizar una concentración de 0.05 % y 0.1 %, respectivamente, en comparación con la eficiencia alcanzada con el agua destilada. Adicionalmente, los autores observaron un incremento del 6.21 % en la eficiencia al utilizar una circulación forzada a 1.5 L/min con respecto a la alcanzada utilizando un termosifón.

Abuşka *et al.* [40] realizaron un estudio experimental a un captador solar de aire con PCM en una configuración de panal de abeja sujeto a 6 flujos máxicos que van desde 0.008 hasta 0.048 kg/s. Los autores utilizaron 3 configuraciones de CSA con las mismas características para evaluar el efecto del PCM (Rubitherm RT54HC): Tipo I placa absorbadora compuesta de un PCM en una configuración de panal de abeja (30 mm de espesor), Tipo II placa absorbadora con PCM y Tipo III placa absorbadora plana de aluminio sin PCM. Los CSA fueron fabricados y analizados durante 24 horas bajo circunstancias de tiempo en la Escuela Profesional de Akhisar Manisa Celal Bayar Universidad, Turquía (38°55'N 27°50'E) del 25 al 31 de Agosto del 2017. Los autores observaron que el uso de la configuración de panal de abeja produce un aumento de hasta 8.8 °C en la temperatura del PCM, el cual es inversamente proporcional al aumento del flujo máxico de aire. Además, encontraron que los captadores con PCM incrementan su eficiencia térmica entre un 2.6 hasta 22.3 %, especialmente a flujos máxicos elevados. Análogamente, los autores determinaron que el uso de un PCM en un CSA con un flujo máxico de 0.032 kg/s es energéticamente más eficiente y utilizable. Por último, los autores concluyeron que el uso de la configuración de panal de abeja es adecuado para aplicaciones donde los tiempos de carga-descarga son esenciales, puesto que con dicha configuración disminuyeron significativamente.

Abuşka *et al.* [41] realizaron un estudio experimental a un captador solar de aire con PCM en una configuración de panal de abeja bajo convección natural. Los autores analizaron las

mismas configuraciones descritas en [40] bajo las mismas condiciones meteorológicas. Los autores encontraron que el uso de una configuración de panal de abeja disminuye significativamente los tiempos de carga-descarga del PCM, pero produce una diferencia notable en el almacenamiento de calor sensible durante el medio día. Adicionalmente, los autores encontraron que la producción de energía del captador Tipo III terminó a las 18:40, mientras que la producción del captador Tipo I y Tipo II continuó durante 469 min y 539 min, respectivamente. Por último, los autores observaron que la eficiencia térmica del CSA Tipo II fue mayor que la del Tipo I en un rango que va desde 0.1 hasta 4.4 %.

1.2.3. Estudios Teórico-Experimentales

Al-Ajlan *et al.* [3] realizaron un estudio teórico-experimental basado en balances globales de un sistema de agua con calefacción solar por convección forzada, el sistema estudiado estaba compuesto por un captador solar con un ángulo de inclinación de 25° y un tanque de almacenamiento. Los autores implementaron un modelo matemático realizado en una dimensión (1-D) y estado transitorio para obtener el perfil de temperaturas en el tanque de almacenamiento para distintas horas del día. Los autores desarrollaron un programa computacional en el cual se pueden realizar variaciones en distintos parámetros de diseño y de operación. El modelo teórico fue validado con un equipo experimental para días de verano e invierno durante 24 horas en la ciudad de Riyadh, Arabia Saudita que está ubicada a una longitud de $46.4^\circ E$, una latitud de $24.4^\circ N$ y una altitud de 600 m, el caudal de agua utilizado fue de 0.048 kg/s. Los autores ocuparon diferentes combinaciones del número de acristalamiento, intensidad del hierro en el vidrio y el material depositado en el absorbedor, obteniendo que la mejor configuración para la ciudad de Riyadh es el acristalamiento simple, vidrio con alto contenido de hierro y revestimiento selectivo (SHC por sus siglas en inglés).

Álvarez *et al.* [24] presentaron el diseño de un captador solar de aire con cubierta de vidrio y una placa absorbadora fabricada con latas de aluminio (RAC por sus siglas en inglés). Dicha placa está compuesta por 8 canales de sección circular por donde circula el fluido de trabajo (aire), para ello utilizaron 128 latas de aluminio, cada canal está conformado por 16 latas de aluminio. Posteriormente, los parámetros de diseño del captador solar de aire de doble flujo fueron obtenidos ocupando la metodología de solución propuesta por Ong [1, 2], el estudio mostrado considera la solución en dos dimensiones de las ecuaciones de cantidad de movimiento en estado permanente para ductos cilíndricos paralelos. Adicionalmente, los autores realizaron un estudio numérico hidrodinámico para determinar la configuración apropiada para una distribución uniforme del flujo de aire en los 8 canales. Posteriormente, para determinar la constante de tiempo del captador solar de aire, así como la eficiencia térmica y el ángulo de incidencia, el equipo fue caracterizado al exterior siguiendo la norma *ASHRAE 93-86*. Entre los resultados que presentan los autores se muestra una eficiencia de 74 %, un constante de tiempo de 100 segundos, así como las eficiencias correspondientes al ángulo de incidencia modificado, otros resultados presentados es la comparación de valores entre las temperaturas teóricas y experimentales obteniendo diferencias entre el 12 y 13 %. Por último, los autores presentaron una comparación entre la eficiencia térmica del captador solar de aire RAC con las eficiencias de otros captadores reportados en la literatura.

Zima y Dziewa [13] realizaron un estudio teórico-experimental basado en balances globales para evaluar el comportamiento térmico de un captador solar de placa plana en sus diferentes componentes. Los autores implementaron un modelo matemático en una dimensión (1D) y estado transitorio en donde las propiedades termofísicas de la placa absorbadora y el aire se calcularon en tiempo real, además, las condiciones de frontera tienen una dependencia temporal. Posteriormente, los autores realizaron un banco de pruebas ubicado en el Departamento de Ingeniería de Energía Térmica, de la Universidad de Tecnología de Cracovia, Polonia con la finalidad de verificar experimentalmente el modelo propuesto. El banco de pruebas estaba

compuesto por un tubo absorbedor de 1.9 m con incrementos de espacio de $\Delta z = 0.01$ m formando un total de 96 secciones transversales, las mediciones fueron realizadas cada 0.1 s. Los autores realizaron un análisis comparativo de los resultados obtenidos por el código numérico con los datos experimentales obtenidos los días 3 de junio y 2 de julio, verificando el código numérico. En consecuencia, los autores desarrollaron un código numérico y una metodología de solución para determinar el comportamiento térmico de un captador solar de placa plana cuyo fluido de trabajo es agua en estado transitorio, el cual concluyeron que se caracteriza por su alta precisión y exactitud.

Chang *et al.* [5] presentaron un análisis teórico y un estudio experimental para predecir el rendimiento térmico de un captador solar de aire con placa absorbidora aletada. Los autores estudiaron los efectos del ángulo de inclinación, el flujo másico medio y el modo de entrada de aire en la eficiencia térmica del captador solar de aire. Además, presentaron un modelo matemático en estado permanente el cual fue validado con resultados experimentales. El captador solar construido está compuesto por una cubierta de vidrio, una placa absorbente aletada, una capa aislante y una placa inferior, su área total es de 2 m^2 . La tasa de absorción de radiación solar de la cubierta de vidrio es de hasta el 95 % y está fabricada en vidrio templado. Los autores presentaron un error de alrededor del 9 % entre los resultados obtenidos mediante el modelo teórico y la prueba experimental. Por último, los autores mostraron una comparación entre los resultados teóricos y los datos obtenidos experimentalmente para conocer la eficiencia térmica así como las condiciones óptimas de funcionamiento del captador solar de aire con placa absorbidora aletada. Del análisis observaron que el ángulo de instalación del captador tiene poco efecto sobre la eficiencia (3 % para diferentes ángulos) y que la eficiencia térmica del captador varía significativamente entre los diferentes flujos de masa de aire, especialmente cuando el flujo másico de trabajo es pequeño y aumenta lentamente.

Garay *et al.* [7] realizaron un estudio teórico-experimental a un captador solar térmico que

combina los sistemas de revestimiento de fachadas ventiladas ya existentes en un colector solar térmico de baja temperatura. Los datos numéricos fueron obtenidos mediante la herramienta computacional COMSOL implementando el modelo 2+1D, en donde se calculó un modelo bidimensional de elementos finitos de la sección y se obtuvo su absorción solar y pérdida de calor. Estos parámetros se aplicaron luego sobre una línea de fluido de una longitud dada, y los resultados se calcularon para varias longitudes de tubería. Posteriormente, los autores construyeron un banco de prueba experimental donde se analizaron prototipos de 1000 mm x 350 mm. El banco de prueba experimental fue construido con un sistema de doble depósito, donde una bomba de circulación hace circular agua para el recipiente superior, con nivel de agua estabilizado. Con base a los resultados obtenidos los autores concluyeron que el captador solar presentado es una solución prometedora para la integración solar de baja temperatura en las fachadas de edificaciones. Particularmente edificios con fachada ventilada subestructura presente el mejor marco de la integración de dichos colectores.

Charvát *et al.* [42] realizaron un estudio teórico-experimental a un captador solar de aire con PCM en la placa absorbedora. Los autores utilizaron el software comercial TRNSYS 17 como herramienta de simulación. Adicionalmente, los autores crearon el modelo de transferencia de calor en el PCM en C++, el cual resuelve las ecuaciones de conducción de calor en estado transitorio en 1D. Posteriormente, los autores diseñaron y construyeron dos CSA, el primero utilizó una placa absorbedora de hoja de metal y el segundo utilizó nueve paneles de aluminio con un PCM a base de parafina. Los experimentos se realizaron en una cámara ambiental equipada con un simulador solar en condiciones de estado cuasi estacionario como transitorias. Los autores encontraron buena concordancia entre las simulaciones por computadoras y los resultados experimentales al implementar la variación de onda cuadrada en la intensidad de la radiación solar, validando de esta manera el modelo implementado. De este modo, los autores observaron una disminución en las amplitudes pico a pico de la temperatura del aire de salida se redujeron de 11 °C (CSA sin PCM) a 5 °C (CSA con PCM), sin embargo

este último presentó la menor eficiencia energética. Finalmente, los autores concluyeron que la implementación de un CSA con PCM tiene el potencial de reducir las fluctuaciones de temperatura del aire de salida cuando la intensidad de la radiación solar cambia rápidamente.

1.2.4. Estudios realizados en CENIDET

En México, en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) se ha desarrollado una línea de investigación sobre captadores solares de aire con aplicaciones de secado de productos agrícolas y alimentos. En primer lugar, Simá [43] realizó una caracterización y evaluación, en los laboratorios del Departamento de Ingeniería Mecánica de CENIDET, de un secador solar de tipo indirecto con flujo de aire por convección forzada. El captador solar de aire estudiado consistió de 2.0 m de largo y 1.0 m de ancho que fue originalmente diseñado y construido en el Instituto Tecnológico de Zacatepec (ITZ) por Acosta y Vázquez (1994). Posteriormente, Arce [22] realizó el rediseño y la construcción de un captador solar de aire de 2.0 m de largo y 0.70 m de ancho, para un solo flujo y doble flujo de aire con una placa absorbadora elaborada de latas recicladas, con lo cual mejoró la eficiencia térmica del captador evaluado por Simá [43]. En particular, el CSA construido fue caracterizado siguiendo la metodología de *ASHRAE 93-86*.

Más tarde, Moo [44] presentó la construcción y evaluación térmica de un secador solar de granos, tipo indirecto de cama fija, para secado de mazorcas de maíz, la capacidad máxima del secador presentado fue de 1 tonelada de producto. El secador solar de granos presentado estaba formado por: dos colectores solares de aire, un ventilador de aire, un distribuidor de aire y la cámara de secado. La eficiencia térmica promedio del sistema diseñado fue de 26 %. El autor logró secar el producto desde una humedad inicial de 31 % a una final de 12 %.

Posteriormente, Hernández [25] presentó el diseño, construcción y evaluación térmica de

un captador solar de aire con una superficie absorbadora formada de ductos aleteados de material reciclable con el objetivo de mejorar la eficiencia térmica del captador solar de aire que rediseñó y construyó Arce [22]. El autor realizó un análisis de transferencia de calor en el simulador *FLUENT*, donde encontró que el diseño de la placa absorbadora que tuvo la mejor eficiencia térmica es la que tiene ductos con 16 aletas con una inclinación a 30° .

Álvarez Alor [28] realizó un estudio teórico a un captador solar de aire de doble canal en dos dimensiones y en estado transitorio sujeto a las condiciones meteorológicas de la ciudad de Toluca de Lerdo, México. El autor utilizó la técnica de balances globales de energía para determinar el comportamiento térmico del captador analizado. Posteriormente, el autor realizó un estudio paramétrico donde encontró que la eficiencia térmica del captador aumenta de 42 % al utilizar un flujo másico de 0.01 kg/s hasta 83 % al utilizar un flujo másico de 0.5 kg/s. Adicionalmente, determinó que el tiempo de retorno de este tipo de dispositivos es de aproximadamente 3 años y medio. Por último, el autor concluyó que el captador analizado sujeto a un flujo másico de 0.05 kg/s puede producir hasta 1,654 kWh/m² de energía limpia anualmente, lo cual es equivalente a dejar de producir 871,895 kg CO₂ por cada metro cuadrado de instalación.

1.2.5. Conclusiones del estudio en el Estado del Arte

Los captadores solares de aire son dispositivos diseñados para absorber la radiación solar incidente y transferir dicha energía a un fluido de trabajo que pasa a través del captador. En la literatura se muestran diversos métodos para estudiar y mejorar el comportamiento de los captadores solares de aire dichos estudios en su mayoría se han realizado en estado permanente.

Además, se observa que la mayoría de los autores basan sus estudios en mejorar la eficiencia térmica de los captadores solares o sistemas similares. Esto se debe a que el uso de energías

renovables se verá amplificado a medida que éstas sean mucho más eficientes y su relación costo-beneficio sea mejor. En general, un incremento en la eficiencia térmica de un captador solar de aire se logra al reducir la pérdidas de calor desde la cubierta superior o al incrementar la ganancia de calor dentro del sistema.

Entre los parámetros más importantes que determinan el comportamiento térmico de un captador solar, y en consecuencia su eficiencia térmica, se encuentran el material del cual está construida la placa absorbadora, el empleo de geometrías adecuadas, el incremento de la razón de aspecto, el flujo másico, entre otros.

Sin embargo, realizar un análisis detallado de un captador solar es una tarea compleja debido a la gran cantidad de parámetros que deben analizarse. Es por ello que la mayoría de los autores toman en cuenta ciertas consideraciones para posteriormente realizar balances globales de energía a cada uno de los elementos de interés del captador solar, lo anterior conduce a obtener un modelo matemático con el mismo número de ecuaciones y de incógnitas que posteriormente se resuelve por algún método numérico. Finalmente, se calcula la eficiencia térmica del equipo.

Durante los últimos años los autores han buscado implementar una gran variedad de materiales que tenga una gran capacidad de almacenamiento de energía, como lo son los materiales de cambio de fase. Lo anterior con la finalidad de aumentar las horas de funcionamiento de los sistemas de captación solar para que estos operen en periodos donde no existe radiación (puesta de sol).

Con base en la revisión del estado del arte, se observó que existen diversos estudios para los CSA, tanto teóricos como experimentales. Sin embargo, la tecnología PCM no a sido estudiada a detalle en los CSA bajo condiciones climáticas de la República Mexicana. Por lo tanto,

no se cuenta con un estudio que muestre la viabilidad y factibilidad de implementar un CSA con PCM en la placa absorbadora sujeto a condiciones climáticas de la República Mexicana.

De esta manera se plantea lo siguiente:

1.3. Objetivo general

Evaluar, implementar y determinar el comportamiento térmico de un captador solar de aire con una placa de absorción de metal con y sin materiales de cambio de fase bajo condiciones climáticas de la República Mexicana.

1.4. Objetivos específicos

- Implementar los parámetros de diseño de un de captador solar con placa de absorción de metal para su caracterización y evaluación térmica, haciendo uso de un envolvente ya existente en CENIDET.
- Validar los resultados teóricos de un modelo numérico de balances globales de energía con resultados experimentales de un captador solar de aire con placa de absorción metálica.
- Realizar un estudio teórico del captador solar de aire considerando una placa de absorción de material con cambio de fase, bajo al menos 3 climas de la República Mexicana.
- Realizar un análisis de costo beneficio con base a la determinación del periodo de recuperación estática.

1.5. Alcances

Realizar un estudio teórico-experimental de un captador solar para validar el modelo matemático con placa de absorción metálica, se validó un modelo matemático de balances globales en estado transitorio con los resultados experimentales del prototipo. Posteriormente, se realizó un estudio paramétrico con diferentes condiciones climáticas de México, modelando un captador solar con placa de absorción con y sin material de cambio de fase. Se determinaron expresiones matemáticas características del sistema en función del tiempo para las diferentes condiciones. Para llevar a cabo este trabajo, se consideró la plataforma computacional desarrollada en CENIDET, en el modelado numérico de diferentes sistemas térmicos, y un envolvente captador solar ya existente en el laboratorio del área de sistema térmicos. Se realizó un estudio de costo beneficio con base en la determinación del periodo de recuperación de la inversión inicial.

Se implementó un modelo matemático de balances globales bidimensional en estado transitorio con capacidad de modelar la placa de absorción como: placa de absorción metálica, y placa de absorción con material de cambio de fase (con al menos 2 PCM). Se implementó el diseño de un prototipo a escala de laboratorio de captador solar para validar el modelo matemático con pared metálica. Posteriormente, se realizó un estudio teórico paramétrico con al menos 3 climas representativos de la República Mexicana.

1.6. Estructura de la tesis

La tesis se compone de cinco capítulos: En el primer capítulo se muestra el estado del arte así como los objetivos y justificación del trabajo. En el segundo capítulo se presenta el modelo físico y matemático del CSA-2C en estado transitorio con y sin PCM. En el tercer capítulo se presenta construcción del captador solar de aire. En el capítulo cuatro se muestra una verificación y validación del modelo matemáticos del CSA-2C. En el quinto capítulo, se

muestran los resultados obtenidos de la evaluación térmica del CSA-2C en estado transitorio. Por último, en el capítulo cinco se muestran las conclusiones y recomendaciones del presente trabajo.

CAPÍTULO 2

Modelo físico y matemático de un captador solar de aire

En este capítulo se muestran los modelos físicos representativos del caso de estudio, así como el desarrollo de los modelos matemáticos en estado transitorio para el CSA-2C con y sin material de cambio de fase que deberán ser resueltos para obtener los perfiles de temperatura. Al final del capítulo se muestran el diagrama de flujo general para los códigos numéricos en estado transitorio con y sin PCM.

Un captador solar de aire está definido como una clase especial de intercambiador de calor que transforma la energía radiante solar en calor [11]. En general, un captador solar convencional está compuesto por una estructura que sostiene un absorbedor, una cubierta y un aislamiento en la parte trasera. En condiciones normales de operación un captador solar de aire (CSA) recibe radiación solar en la cubierta superior, una parte de ésta energía se pierde debido a diversas causas como lo son: la reflexión y absorción de la cubierta superior, convección forzada provocada por la velocidad del viento, convección y radiación entre la cubierta de vidrio y la placa absorbedora, etc., y la otra parte de dicha energía es transferida al fluido de trabajo. Por lo tanto, al lograr que la mayor parte de la energía, proveniente de la radiación solar, sea transferida al fluido provocará un incremento en la eficiencia térmica del captador.

En la Figura 2.1 se muestra un modelo físico de un captador de aire solar de un solo flujo, se indican cada uno de los componentes que lo conforman, así como los procesos de transferencia de calor involucrados. La radiación solar incidente experimentará transmisión, reflexión y absorción en la cubierta, la mayor parte de energía que se transmite se retiene en la placa absorbedora en donde las pérdidas de energía están asociadas con la radiación, convección y conducción. "La energía se transfiere mediante convección natural entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio; por convección forzada o libre entre la cubierta superior y el ambiente; y por convección forzada entre la placa absorbente, el fluido de trabajo y la superficie inferior. Del mismo modo, existen pérdidas por conducción a través del aislante.

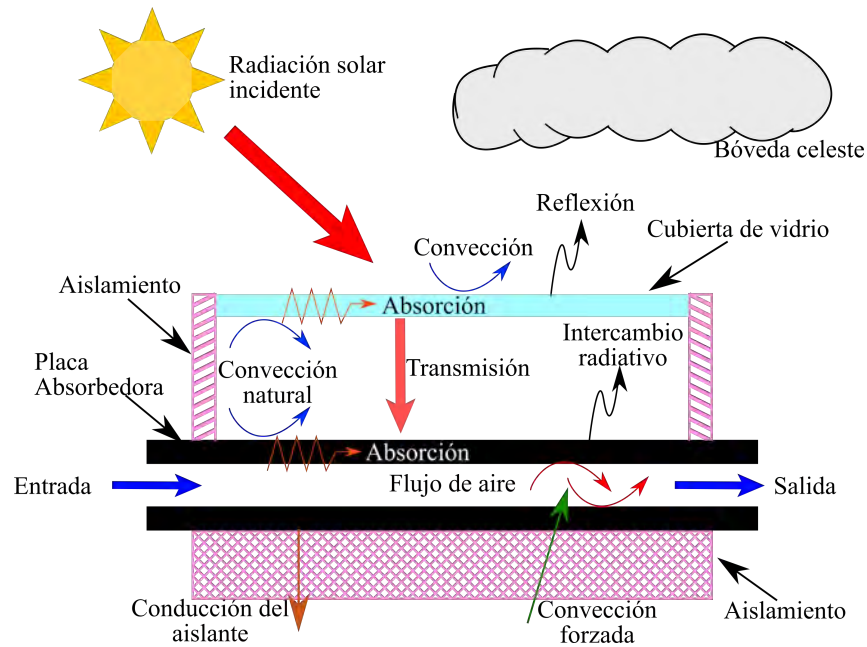


Figura 2.1: Diagrama esquemático de los componentes de un CSA

A continuación se presenta de manera detallada el desarrollo de los modelos matemáticos de las diferentes configuraciones del CSA de dos canales que se estudia en el presente trabajo.

2.1. Modelo Físico y matemático del CSA de dos canales sin PCM

En primer lugar, se presenta el modelo físico y matemático del CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbedora y en estado transitorio el cual se describe a mayor detalle en [28]. En el desarrollo de este modelos matemáticos se omite el término conductivo en el balance de energía considerando el concepto de placa delgada en cada uno de los elementos sólidos.

En la Figura 2.2 se muestra el modelo físico del CSA de dos canales, el cual se conforma por una cubierta de vidrio ①, una placa absorbedora ②, una superficie o cubierta inferior ③ la cual está aislada con cierto material en la parte inferior. En este sentido, en la presente

configuración se forman 2 canales: El primer canal se forma en la sección comprendida entre la cubierta de vidrio y la placa absorbedora. El segundo canal se forma en la sección comprendida entre la superficie inferior de la placa absorbedora y la superficie inferior. El fluido de trabajo (aire) se hace circular por el canal 1 y 2 (f_1 y f_2). Del mismo modo, se aprecian los coeficientes de transferencia de calor (h_x) asociados a dicha configuración, así como las temperaturas involucradas, irradiancia solar (G) y los coeficientes de pérdida de calor (U_x). Adicionalmente, se muestran las dimensiones del captador: longitud (L), ancho (W), espesor de la cubierta de vidrio (e_{g1}), espesor de la placa absorbedora (e_{p1}), espesor de la cubierta inferior (x_{b1}), espesor del aislante térmico (x_{b2}) y la altura del canal 1 y 2 (d_1 y d_2).

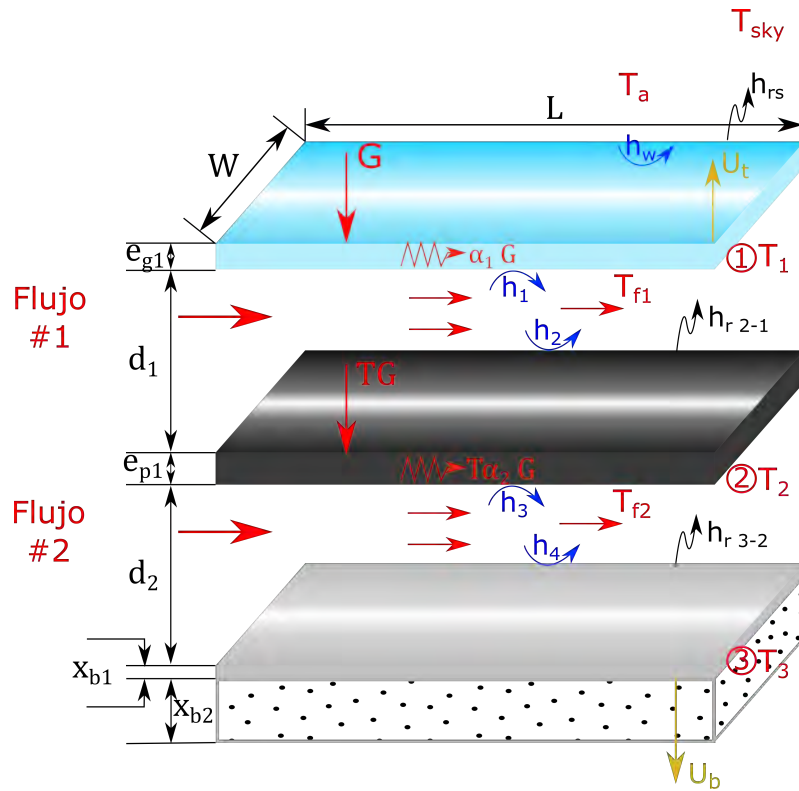


Figura 2.2: Captador Solar de Aire de dos canales, [28]

Los modelos matemáticos asociados para el CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbedora fueron desarrollados por [28]. A continuación, se muestran las matrices que deben ser resueltas para obtener los perfiles de temperatura en los distintos elementos del CSA.

Para el CSA de dos canales y sin PCM en la placa absorbedora, se obtuvo el siguiente sistema matricial de 5 ecuaciones y 5 incógnitas:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & -h_1 & -h_{r2-1} & 0 & 0 \\ -h_1 & A_{22} & -h_2 & 0 & 0 \\ -h_{r2-1} & -h_2 & A_{33} & -h_3 & -h_{r2-3} \\ 0 & 0 & -h_3 & A_{44} & -h_4 \\ 0 & 0 & -h_{r2-3} & -h_4 & A_{55} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_1 \\ T_{f1} \\ T_2 \\ T_{f2} \\ T_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Donde,

$$\begin{aligned} A_{11} &= \frac{\rho_{g1}C_{p,g1}e_{g1}}{\Delta t} + h_1 + h_{r2-1} + U_t & B_1 &= U_t T_a + S_1 + \frac{\rho_{g1}C_{p,g1}e_{g1}}{\Delta t} T_1^0 \\ A_{22} &= \frac{\rho_{f1}C_{p,f1}d_2}{\Delta t} + h_1 + h_2 + \Gamma_1 & B_2 &= \Gamma_1 T_{f1in} + \frac{\rho_{f1}C_{p,f1}d_2}{\Delta t} T_{f1}^0 \\ A_{33} &= \frac{\rho_{p1}C_{p,p1}e_{p1}}{\Delta t} + h_2 + h_3 + h_{r2-1} + h_{r2-3} & B_3 &= S_2 + \frac{\rho_{p1}C_{p,p1}e_{p1}}{\Delta t} T_2^0 \\ A_{44} &= \frac{\rho_{f2}C_{p,f2}d_3}{\Delta t} + h_3 + h_4 + \Gamma_2 & B_4 &= \Gamma_2 T_{f2in} + \frac{\rho_{f2}C_{p,f2}d_3}{\Delta t} T_{f2}^0 \\ A_{55} &= \frac{\rho_{p2}C_{p,p2}e_{p2}}{\Delta t} + h_{r2-3} + h_4 + U_b & B_5 &= U_b T_a + \frac{\rho_{p2}C_{p,p2}e_{p2}}{\Delta t} T_3^0 \end{aligned}$$

En general, las matriz (2.1) se pueden expresar de la siguiente forma:

$$[A] \cdot [T] = [B] \quad (2.2)$$

El vector de la temperatura promedio puede ser resuelto por medio de la inversión de matriz usando paquetes de cómputo comerciales. Sin embargo, en el presente trabajo la solución del sistema de ecuaciones se obtendrá mediante el desarrollo de un código numérico realizado en FORTRAN conformado por subrutinas independientes.

Para el cálculo de la mayoría de los coeficientes que aparecen en las matrices anteriormente mostradas se pueden emplear distintas correlaciones, algunas de las más importantes se

muestran en [28].

El modelo matemático anterior es una buena aproximación para obtener el comportamiento térmico del CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbadora. Sin embargo, de las pruebas experimentales se encontró que no representa de manera correcta el comportamiento térmico del captador, donde se obtuvieron diferencias máximas de temperatura de hasta 15°C entre los valores teóricos y experimental (como se muestra en la sección de validación). Por lo tanto, se propuso mejorar el modelo matemático para disminuir la diferencias entre los valores teóricos y experimentales.

En la Figura 2.3 se muestra el diagrama esquemático del CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbadora. El dispositivo está formado por una cubierta de vidrio, una placa absorbadora, una superficie inferior, una capa de triplay, una capa de material aislante y una placa de metal. De manera natural se forman 2 canales: El primer canal se forma en la sección comprendida entre la cubierta de vidrio y la placa absorbadora. El segundo canal se forma en la sección comprendida entre la superficie inferior de la placa absorbadora y la superficie inferior por este canal. El fluido de trabajo (aire) se hace circular por el canal 1 y 2 (\mathcal{C}_1) y (\mathcal{C}_2). Del mismo modo, se aprecian los coeficientes de transferencia de calor (h_x) asociados a dicha configuración, así como las temperaturas involucradas, irradiancia solar (G_{solar}) y los coeficientes de pérdida de calor. Adicionalmente, se muestran las dimensiones del captador: longitud (H_x), ancho (H_z) y el espesor de los distintos elementos (H_{yi}). Es importante señalar que, se considera el término conductivo en la cubierta de vidrio, y las placas absorbadoras lo cual no se considera en el modelo desarrollando por [28]. La configuración mostrada en la Figura 2.3 representa de mejor manera el CSA de dos canales construido en el presente trabajo.

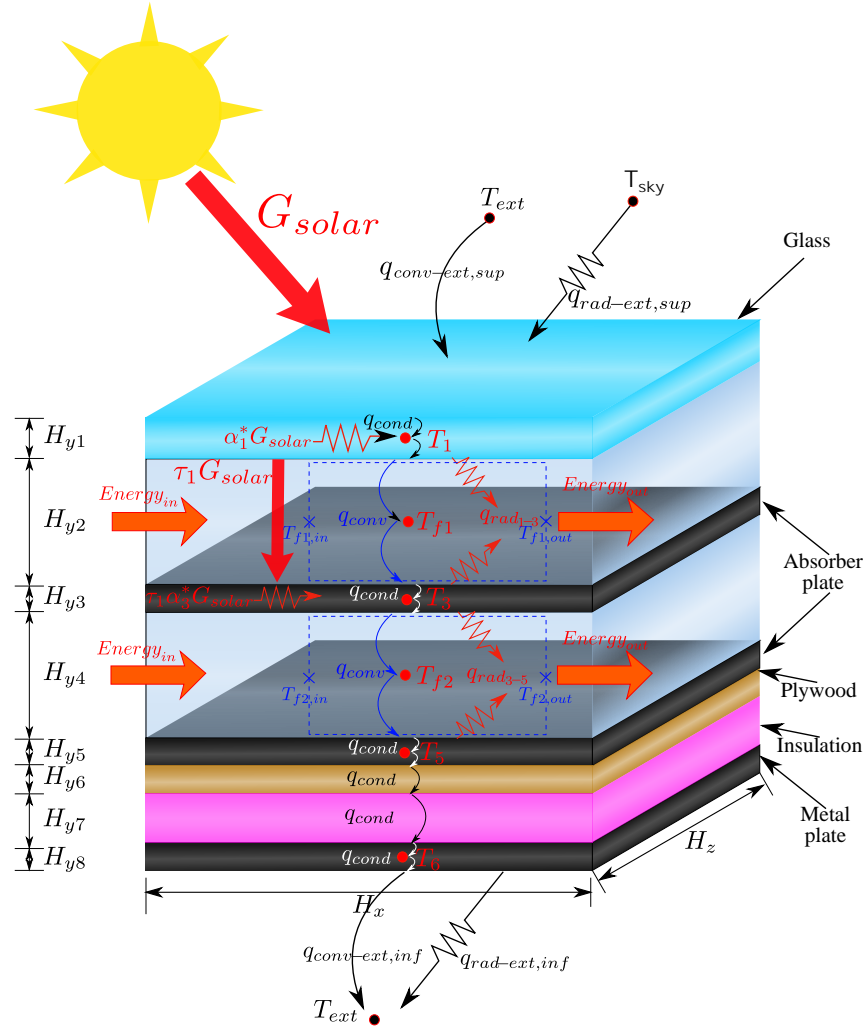


Figura 2.3: Diagrama esquemático del CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbadora

En general, el procedimiento utilizado en el presente estudio para determinar el modelo matemático del CSA-2C es similar al que se utilizó por [45], es decir, el desarrollo de los modelos matemáticos se realizó mediante una analogía con los circuitos eléctricos.

Las consideraciones que se utilizaron para el desarrollo del modelo matemático fueron las siguientes:

1. Condiciones de estado transitorio en todo el sistema.

2. Transferencia de calor unidimensional para todos los procesos de transferencia de energía a través de la cubierta de vidrio y también entre la placa absorbente y los canales de aire.
3. Conducción de calor en la placa absorbente, la cubierta de vidrio y la superficie inferior.
4. La cubierta de vidrio, la placa absorbente y la superficie inferior siempre están paralelas.
5. Las temperaturas en diferentes puntos de la placa absorbente, la cubierta de vidrio y la superficie inferior se consideran iguales en todo el ancho.
6. El flujo de aire en el canal se considera laminar, transitorio y/o turbulento.
7. Se considera que el aire en el canal de flujo actúa como un fluido que no absorbe radiación.
8. La temperatura del aire varía sólo a lo largo de la dirección del flujo de aire.
9. Las pérdidas por fricción se despreciaron debido al bajo orden de las velocidades del flujo.
10. La cubierta de vidrio es opaca a la radiación infrarroja.
11. El aire se trata como un gas perfecto cuya densidad depende linealmente de la temperatura en el rango de temperatura de trabajo.
12. La temperatura del aire es uniforme en cualquier sección transversal del canal de aire, pero puede variar a lo largo de la dirección del flujo.
13. La esfera celeste se considera un cuerpo negro para radiación de longitud de onda larga a una temperatura del cielo equivalente (T_{sky}).
14. El aire que ingresa al CSA-2C está a temperatura ambiente.

15. Las propiedades de los materiales son independientes de la temperatura.
16. Todas las propiedades termofísicas del aire se evalúan a una temperatura promedio.

A continuación, se presenta el modelo de Balances Globales de Energía (GEB) en estado transitorio para el modelo físico mostrado en la Figura 2.3. Los términos transitorios se discretizaron utilizando el método completamente implícito, realizando una diferencia finita de primer orden hacia a tras. Para ello, necesitamos conocer el campo de temperaturas de SAC-2C en el momento anterior al inicio de la simulación numérica. Por lo cual, se parte de una condición inicial adivinada. Se utilizó el método completamente implícito por las ventajas que tiene con respecto a los métodos explícitos o semi-implícitos (Crack-Nicolson), como se menciona en [46]. Entre las principales ventajas son la facilidad de pasar de un modelado matemático en estado permanente a estado transitorio, tiene un error de truncamiento de primer orden respecto al tiempo, requiere pasos de tiempo pequeños para asegurar la exactitud de resultados. Por lo tanto, es recomendado para problemas transitorios debido a su estabilidad incondicional en el tiempo. Enseguida, se muestran los balance de energía en cada uno de los elementos.

Elemento 1 (Cubierta de vidrio):

$$q_{entra,1} - q_{sale,1} = \frac{d}{dt} (\rho_1 C_p, 1 T_1) A H_{y1} \quad (2.3)$$

Sustituyendo,

$$\underbrace{\frac{T_{ext} - T_1}{h_{conv-ext,sup} + \frac{H_{y1}}{2\lambda_1}} A + \frac{T_{sky} - T_1}{\frac{1}{h_{rad,sup}}}}_{a_1} + \alpha_1^* G_{solar} A - \underbrace{\frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}}}_{a_3} A - \underbrace{\frac{T_1 - T_3}{\frac{1}{h_{rad,1-3}}}}_{a_4} A = \left(\frac{\overbrace{a_{p,1}^0}^{\rho_1 C_{p,1} H_{y1}}}{\Delta t} \right) A (T_1 - T_1^0) \quad (2.4)$$

dividiendo la expresión anterior por A

$$\frac{T_{ext} - T_1}{a_1} + \frac{T_{sky} - T_1}{a_2} + \alpha_1^* G_{solar} - \frac{T_1 - T_{f1}}{a_3} - \frac{T_1 - T_3}{a_4} = a_{p,1}^0 (T_1 - T_1^0) \cdot \frac{a_1 a_2 a_3 a_4}{a_1 a_2 a_3 a_4} \quad (2.5)$$

desarrollando

$$\begin{aligned} a_2 a_3 a_4 (T_{ext} - T_1) + a_1 a_3 a_4 (T_{sky} - T_1) + a_1 a_2 a_3 a_4 \alpha_1^* G_{solar} \\ - a_1 a_2 a_4 (T_1 - T_{f1}) - a_1 a_2 a_3 (T_1 - T_3) = a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0 (T_1 - T_1^0) \end{aligned} \quad (2.6)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned} [a_1 a_2 a_3 + a_1 a_2 a_4 + a_1 a_3 a_4 + a_2 a_3 a_4 \\ + a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0] T_1 - [a_1 a_2 a_4] T_{f1} - [a_1 a_2 a_3] T_3 = a_2 a_3 a_4 T_{ext} + a_1 a_3 a_4 T_{sky} + a_1 a_2 a_3 a_4 \alpha_1^* G_{solar} \\ + a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0 T_1^0 \end{aligned} \quad (2.7)$$

Donde,

$$a_1 = \frac{1}{h_{conv-ext,sup} + \frac{H_{y1}}{2\lambda_1}}; a_2 = \frac{1}{h_{rad,sup}}; a_3 = \frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}; a_4 = \frac{1}{h_{rad,1-3}}; a_{p,1}^0 = \frac{\rho_1 C_{p,1} H_{y1}}{\Delta t}$$

$$\begin{aligned}
 h_{rad,sup} &= \sigma \varepsilon_1 (T_{sky}^2 - T_1^2) (T_{sky} - T_1) \\
 h_{rad,1-3} &= \frac{\sigma (T_1^2 + T_3^2) (T_1 + T_3)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1} \\
 h_{conv-ext,sup} &= \frac{Nu_w k_w}{D_h} \\
 Nu_w &= 0.0158 Re^{0.8} \\
 D_h &= \frac{4A}{p}
 \end{aligned}$$

Elemento 2 (fluido del canal #1)

Para explicar el balance de energía en el fluido del canal #1 se utilizará la Figura 2.4, en donde se muestra el balance de energía en el volumen de control a lo largo de la dirección del fluido.

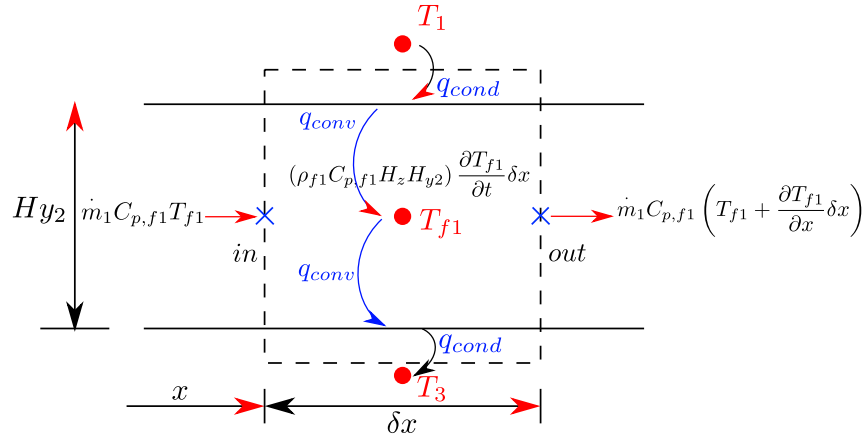


Figura 2.4: Balance de calor en el volumen de control a lo largo de la dirección del fluido

De la primera Ley de la termodinámica

$$\dot{E}_i n + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st} \tag{2.8}$$

Considerando que no existe generación de energía $\dot{E}_g = 0$. Por lo tanto la (2.8) se reduce a

$$\dot{E}_i n - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st} \tag{2.9}$$

En donde, la temperatura de la corriente de aire a una distancia x de la entrada del captador

se asume como T_{f1} . La temperatura se supone uniforme a través de la sección transversal. En consecuencia, a la salida de la sección ($x + \delta x$), la temperatura media del fluido se determina mediante $T_{f1} + \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \delta x$. Además, el término de almacenamiento de energía se expresa mediante $\dot{E}_{st} = (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x$. Sustituyendo dichas consideraciones en la Ec. (2.9):

$$q_{entra,f1} - q_{sale,f1} = (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x \quad (2.10)$$

Sustituyendo,

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 C_{p,f1} T_{f1} + \frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}} A - \frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}} A \\ - \dot{m}_1 C_{p,f1} \left(T_{f1} + \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \delta x \right) = (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x \end{aligned} \quad (2.11)$$

Donde, $A = H_z \delta x$. Desarrollando:

$$\frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}} A - \frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}} A - \dot{m}_1 C_{p,f1} \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \delta x = (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x \quad (2.12)$$

Asumiendo que el calor útil transferido al aire es uniforme a lo largo de la longitud de la sección captador analizada, la temperatura media de la salida se puede obtener integrando la Ec. (2.12) con respecto a x .

$$\begin{aligned} \int_1^2 \frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}} H_z \delta x - \int_1^2 \frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}} H_z \delta x \\ - \int_{in}^{out} \dot{m}_1 C_{p,f1} \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \delta x = \int_1^2 (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned}
\frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}} Hz (x_2 - x_1) - \frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}} Hz (x_2 - x_1) &= \dot{m}_{1,out} C_{p,f1-out} T_{f1,out} \\
&= -\dot{m}_{1,in} C_{p,f1-in} T_{f1,in} \\
&= +(\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} (x_2 - x_1)
\end{aligned} \tag{2.14}$$

Sustituyendo, $\Delta x = (x_2 - x_1)$, asumiendo $\dot{m}_{1,out} = \dot{m}_{1,in} = \dot{m}_1$, $C_{p,f1-out} = C_{p,f1-in} = C_{p,f1}$ y dividiendo por $H_z \cdot \Delta x$. Además, se aplica el método implícito para discretizar el término transitorio.

$$\begin{aligned}
\underbrace{\frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}}}_{b_1} - \underbrace{\frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}}}_{b_2} &= \underbrace{\frac{\dot{m}_1 C_{p,f1}}{H_z \Delta x}}_{b_3} (T_{f1,out} - T_{f1,in}) \\
&\quad + \underbrace{\frac{\rho_{f1} C_{p,f1} H_{y2}}{\Delta t}}_{a_{p,f1}^0} (T_{f1} - T_{f1}^0)
\end{aligned} \tag{2.15}$$

$$\frac{T_1 - T_{f1}}{b_1} - \frac{T_{f1} - T_3}{b_2} = b_3 (T_{f1,out} - T_{f1,in}) + a_{p,f1}^0 (T_{f1} - T_{f1}^0) \tag{2.16}$$

La suposición anterior implica que la temperatura del aire varía linealmente a lo largo del captador. Esta suposición es válida para secciones cortas. En general, se puede ocupar la ecuación (2.17) para determinar el comportamiento del fluido.

$$T_{f1} = \gamma T_{f1,out} + (1 - \gamma) T_{f1,in} \tag{2.17}$$

Donde, γ es la constante de aproximación de temperatura media. Si se considera que la temperatura varía linealmente se puede calcular la temperatura del fluido como la media aritmética, en ese caso $\gamma = 0.5$. Sin embargo, se puede modificar el valor de γ para representar mejor el comportamiento de la temperatura del fluido. Despejando $T_{f1,out}$ de la Ec. (2.17).

$$T_{f1,out} = \frac{T_{f1} - (1 - \gamma) T_{f1,in}}{\gamma} \tag{2.18}$$

Sustituyendo la Ec. (2.18) en la Ec. (2.16)

$$\frac{T_1 - T_{f1}}{b_1} - \frac{T_{f1} - T_3}{b_2} = b_3 \left(\frac{T_{f1}}{\gamma} - \frac{1}{\gamma} T_{f1,in} + \frac{\gamma}{\gamma} T_{f1,in} - T_{f1,in} \right) + a_{p,f1}^0 (T_{f1} - T_{f1}^0) \quad (2.19)$$

$$\frac{T_1 - T_{f1}}{b_1} - \frac{T_{f1} - T_3}{b_2} = b_3 \left(\frac{T_{f1} - T_{f1,in}}{\gamma} \right) + a_{p,f1}^0 (T_{f1} - T_{f1}^0) \cdot \frac{b_1 b_2}{b_1 b_2} \quad (2.20)$$

Desarrollando,

$$b_2 (T_1 - T_{f1}) - b_1 (T_{f1} - T_3) = b_1 b_2 b_3 \left(\frac{T_{f1} - T_{f1,in}}{\gamma} \right) + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 (T_{f1} - T_{f1}^0) \quad (2.21)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned} -b_2 T_1 + \left(b_1 + b_2 + \frac{b_1 b_2 b_3}{\gamma} + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 \right) T_{f1} \\ - b_1 T_3 = \frac{b_1 b_2 b_3}{\gamma} T_{f1,in} + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 T_{f1}^0 \end{aligned} \quad (2.22)$$

Donde,

$$b_1 = \frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}; \quad b_2 = \frac{1}{h_{f1-3}} + \frac{H_{y3}}{2\lambda_3}; \quad b_3 = \frac{\dot{m}_1 C_{p,f1}}{H_z \Delta x}; \quad a_{p,f1}^0 = \frac{\rho_{f1} C_{p,f1} H_{y2}}{\Delta t}$$

Elemento 3 (Placa absorbadora #1)

$$q_{entra,3} - q_{sale,3} = \frac{d}{dt} (\rho_3 C_{p,3} T_3) A H_{y3} \quad (2.23)$$

Sustituyendo,

$$\underbrace{\frac{T_{f1} - T_3}{\frac{1}{h_{f1-3}} + \frac{H_{y3}}{2\lambda_3}}}_c \underbrace{A + \frac{T_1 - T_3}{1}}_{c_2} + \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} A - \underbrace{\frac{T_3 - T_{f2}}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{3-f2}}}}_{c_3} - \underbrace{\frac{T_3 - T_5}{1}}_{c_4} = \frac{\overbrace{\rho_3 C_{p,3} H_{y3}}^{a_{p,3}^0}}{\Delta t} (T_3 - T_3^0) \quad (2.24)$$

Dividiendo la expresión anterior por A

$$\frac{T_{f1} - T_3}{c_1} + \frac{T_1 - T_3}{c_2} + \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} - \frac{T_3 - T_{f2}}{c_3} - \frac{T_3 - T_5}{c_4} = a_{p,3}^0 (T_3 - T_3^0) \cdot \frac{c_1 c_2 c_3 c_4}{c_1 c_2 c_3 c_4} \quad (2.25)$$

Desarrollando,

$$c_2 c_3 c_4 (T_{f1} - T_3) + c_1 c_3 c_4 (T_1 - T_3) + c_1 c_2 c_3 c_4 \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} - c_1 c_2 c_4 (T_3 - T_{f2}) - c_1 c_2 c_3 (T_3 - T_5) = c_1 c_2 c_3 c_4 a_{p,3}^0 (T_3 - T_3^0) \quad (2.26)$$

Agrupando términos,

$$-c_1 c_3 c_4 T_1 - c_2 c_3 c_4 T_{f1} + (c_1 c_2 c_3 + c_1 c_2 c_4 + c_1 c_3 c_4 + c_2 c_3 c_4 + c_1 c_2 c_3 c_4 a_{p,3}^0) T_3 - c_1 c_2 c_4 T_{f2} - c_1 c_2 c_3 T_5 = c_1 c_2 c_3 c_4 \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} + c_1 c_2 c_3 c_4 a_{p,3}^0 T_3^0 \quad (2.27)$$

Donde,

$$c_1 = \frac{1}{h_{f1-3}} + \frac{H_{y3}}{2\lambda_3}; \quad c_2 = \frac{1}{h_{rad,1-3}}; \quad c_3 = \frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{3-f2}}; \quad c_4 = \frac{1}{h_{rad,3-5}}; \quad a_{p,3}^0 = \frac{\rho_3 C_{p,3} H_{y3}}{\Delta t}$$

Elemento 4 (fluido del canal # 2)

Para este elemento se aplicó el mismo procedimiento que el presentado para el canal #1.

$$q_{entra,f2} - q_{sale,f2} = (\rho_{f2} C_{p,f2} H_z H_{y4}) \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} \delta x \quad (2.28)$$

Sustituyendo,

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 C_{p,f2} T_{f2} + \frac{T_3 - T_{f2}}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{3-f2}}} A - \frac{T_{f2} - T_5}{\frac{H_{y5}}{2\lambda_5} + \frac{1}{h_{f2-5}}} A \\ - \dot{m}_2 C_{p,f2} \left(T_{f2} + \frac{\partial T_{f2}}{\partial x} \delta x \right) = (\rho_{f2} C_{p,f2} H_z H_{y4}) \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} \delta x \end{aligned} \quad (2.29)$$

Después de integrar con respecto a x la Ec. (2.29), sustituir $\Delta x = (x_2 - x_1)$, asumiendo $\dot{m}_{2,out} = \dot{m}_{2,in} = \dot{m}_2$, $C_{p,f2-out} = C_{p,f2-in} = C_{p,f2}$ y dividiendo por $H_z \cdot \Delta x$. Además, se aplica el método implícito para discretizar el término transitorio.

$$\begin{aligned} \underbrace{\frac{T_3 - T_{f2}}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{3-f2}}}}_{d_1} - \underbrace{\frac{T_{f2} - T_5}{\frac{H_{y5}}{2\lambda_5} + \frac{1}{h_{f2-5}}}}_{d_2} = \underbrace{\frac{\dot{m}_2 C_{p,f2}}{H_z \Delta x}}_{d_3} (T_{f2,out} - T_{f2,in}) \\ + \underbrace{\frac{\rho_{f2} C_{p,f2} H_{y4}}{\Delta t}}_{a_{p,f2}^0} (T_{f2} - T_{f2}^0) \end{aligned} \quad (2.30)$$

La ecuación de temperatura media para el canal #2 queda de la siguiente forma:

$$T_{f2,out} = \frac{T_{f2} - (1 - \gamma) T_{f2,in}}{\gamma} \quad (2.31)$$

Sustituyendo la Ec. (2.31) en la Ec. (2.30)

$$\frac{T_3 - T_{f2}}{d_1} - \frac{T_{f2} - T_5}{d_2} = d_3 \left(\frac{T_{f2}}{\gamma} - \frac{1}{\gamma} T_{f2,in} + \frac{\gamma}{\gamma} T_{f2,in} - T_{f2,in} \right) + a_{p,f2}^0 (T_{f2} - T_{f2}^0) \quad (2.32)$$

$$\frac{T_3 - T_{f2}}{d_1} - \frac{T_{f2} - T_5}{d_2} = d_3 \left(\frac{T_{f2} - T_{f2,in}}{\gamma} \right) + a_{p,f2}^0 (T_{f2} - T_{f2}^0) \cdot \frac{d_1 d_2}{d_1 d_2} \quad (2.33)$$

Desarrollando,

$$d_2 (T_3 - T_{f2}) - d_1 (T_{f2} - T_5) = d_1 d_2 d_3 \left(\frac{T_{f2} - T_{f2,in}}{\gamma} \right) + d_1 d_2 a_{p,f2}^0 (T_{f2} - T_{f2}^0) \quad (2.34)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned} -d_2 T_3 + \left(d_1 + d_2 + \frac{d_1 d_2 d_3}{\gamma} + d_1 d_2 a_{p,f2}^0 \right) T_{f2} \\ - d_1 T_5 = \frac{d_1 d_2 d_3}{\gamma} T_{f2,in} + d_1 d_2 a_{p,f2}^0 T_{f2}^0 \end{aligned} \quad (2.35)$$

Donde,

$$d_1 = \frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{3-f2}}; \quad d_2 = \frac{1}{h_{f2-5}} + \frac{H_{y5}}{2\lambda_5}; \quad d_3 = \frac{\dot{m}_2 C_{p,f2}}{H_z \Delta x}; \quad a_{p,f1}^0 = \frac{\rho_{f2} C_{p,f2} H_{y4}}{\Delta t}$$

Elemento 5 (Placa absorbadora #2)

$$q_{entra,5} - q_{sale,5} = \frac{d}{dt} (\rho_5 C_{p,5} T_5) A H_{y5} \quad (2.36)$$

Sustituyendo,

$$\frac{\frac{T_{f2} - T_5}{\frac{1}{h_{f2-5}} + \frac{Hy5}{2\lambda_5}} A + \frac{T_3 - T_5}{\frac{1}{h_{rad,3-5}}}}{\frac{T_5 - T_6}{\frac{Hy5}{2\lambda_5} + \frac{Hy6}{\lambda_6} + \frac{Hy7}{\lambda_7} + \frac{Hy8}{2\lambda_8}}} = \frac{\overbrace{a_{p,5}^0}^{\rho_5 C_{p,5} Hy5}}{\Delta t} (T_5 - T_5^0) \quad (2.37)$$

Dividiendo la expresión anterior por A

$$\frac{T_{f2} - T_5}{e_1} + \frac{T_3 - T_5}{e_2} - \frac{T_5 - T_6}{e_3} = a_{p,5}^0 (T_5 - T_5^0) \cdot \frac{e_1 e_2 e_3}{e_1 e_2 e_3} \quad (2.38)$$

Desarrollando,

$$e_2 e_3 (T_{f2} - T_5) + e_1 e_3 (T_3 - T_5) - e_1 e_2 (T_5 - T_6) = e_1 e_2 e_3 a_{p,5}^0 (T_5 - T_5^0) \quad (2.39)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned} -e_1 e_3 T_3 - e_2 e_3 T_{f2} + (e_1 e_2 + e_1 e_3 + e_2 e_3 + e_1 e_2 e_3 a_{p,5}^0) T_5 \\ - e_1 e_2 T_6 = e_1 e_2 e_3 a_{p,5}^0 T_5^0 \end{aligned} \quad (2.40)$$

Donde,

$$e_1 = \frac{1}{h_{f2-5}} + \frac{Hy5}{2\lambda_5}; \quad e_2 = \frac{1}{h_{rad,3-5}}; \quad e_3 = \frac{Hy5}{2\lambda_5} + \frac{Hy6}{\lambda_6} + \frac{Hy7}{\lambda_7} + \frac{Hy8}{2\lambda_8}; \quad a_{p,5}^0 = \frac{\rho_5 C_{p,5} Hy5}{\Delta t}$$

Elemento 6 (Superficie inferior)

$$q_{entra,6} - q_{sale,6} = \frac{d}{dt} (\rho_6 C_p, 6T_6) A Hy_8 \quad (2.41)$$

Sustituyendo,

$$\frac{T_5 - T_6}{\frac{Hy_5}{2\lambda_5} + \frac{Hy_6}{\lambda_6} + \frac{Hy_7}{\lambda_7} + \frac{Hy_8}{2\lambda_8}} A - \frac{T_6 T_{ext}}{\frac{Hy_8}{2\lambda_8} + \frac{\frac{1}{h_{conv-ext,int}} \cdot \frac{1}{h_{rad-ext,inf}}}{\frac{1}{h_{conv-ext,inf}} + \frac{1}{h_{rad-ext,int}}}} A = \frac{\rho_6 C_{p,6} H_{y8}}{\Delta t} A (T_6 - T_6^0) \quad (2.42)$$

Dividiendo la expresión anterior por A y agrupando términos

$$\underbrace{\frac{T_5 - T_6}{\frac{Hy_5}{2\lambda_5} + \frac{Hy_6}{\lambda_6} + \frac{Hy_7}{\lambda_7} + \frac{Hy_8}{2\lambda_8}}}_{f_1} - \underbrace{\frac{T_6 - T_{ext}}{\frac{Hy_8}{2\lambda_8} + \frac{1}{h_{conv-ext,inf} + h_{rad-ext,inf}}}}_{f_2} = \frac{\overbrace{\rho_6 C_{p,6} H_{y8}}^{a_{p,6}^0}}{\Delta t} (T_6 - T_6^0) \quad (2.43)$$

Sustituyendo,

$$\frac{T_5 - T_6}{f_1} - \frac{T_6 T_{ext}}{f_2} = a_{p,6}^0 (T_6 - T_6^0) \cdot \frac{f_1 f_2}{f_1 f_2} \quad (2.44)$$

Desarrollando,

$$f_2 (T_5 - T_6) - f_1 (T_6 - T_{ext}) = f_1 f_2 a_{p,6}^0 (T_6 - T_6^0) \quad (2.45)$$

Agrupando términos,

$$-f_2 T_5 + (f_1 + f_2 + f_1 f_2 a_{p,6}^0) T_6 = f_1 T_{ext} + f_1 f_2 a_{p,6}^0 T_6^0 \quad (2.46)$$

Donde,

$$f_1 = \frac{Hy_5}{2\lambda_5} + \frac{Hy_6}{\lambda_6} + \frac{Hy_7}{\lambda_7} + \frac{Hy_8}{2\lambda_8}; \quad f_2 = \frac{Hy_8}{2\lambda_8} + \frac{1}{h_{conv-ext,inf} + h_{rad-ext,inf}}; \quad a_{p,6}^0 = \frac{\rho_6 C_{p,6} H_{y8}}{\Delta t}$$

$$h_{rad-ext,inf} = \sigma \epsilon_6 (T_6^2 + T_{ext}^2) (T_6 + T_{ext}); \quad h_{conv-ext,inf} = 5.7 + 3.8V$$

Agrupando las Ecs. (2.7), (2.22), (2.27), (2.35), (2.40) y (2.45) de forma matricial

$$\begin{bmatrix} A_{11} & -a_1 a_2 a_4 & -a_1 a_2 a_3 & 0 & 0 & 0 \\ -b_2 & A_{22} & -b_1 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 c_3 c_4 & -c_2 c_3 c_4 & A_{33} & -c_1 c_2 c_4 & -c_1 c_2 c_3 & 0 \\ 0 & 0 & -d_2 & A_{44} & -d_1 & 0 \\ 0 & 0 & -e_1 e_3 & -e_2 e_3 & A_{55} & -e_1 e_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -f_2 & A_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_1 \\ T_{f1} \\ T_3 \\ T_{f2} \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

Donde,

$$\begin{aligned} A_{11} &= a_1 a_2 a_3 + a_1 a_2 a_4 + a_2 a_3 a_4 + a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0 \\ A_{22} &= b_1 + b_2 + \frac{b_1 b_2 b_3}{\gamma} + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 \\ A_{33} &= c_1 c_2 c_3 + c_1 c_2 c_4 + c_1 c_3 c_4 + c_2 c_3 c_4 + c_1 c_2 c_3 c_4 a_{p,3}^0 \\ A_{44} &= d_1 + d_2 + \frac{d_1 d_2 d_3}{\gamma} + d_1 d_2 a_{p,f2}^0 \\ A_{55} &= e_1 e_2 + e_1 e_3 + e_2 e_3 + e_1 e_2 e_3 a_{p,5}^0 \\ A_{66} &= f_1 + f_2 + f_1 f_2 a_{p,6}^0 \\ B_1 &= a_2 a_3 a_4 T_{ext} + a_1 a_3 a_4 T_{sky} + a_1 a_2 a_3 a_4 \alpha_1^* G_{solar} + a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0 T_1^0 \\ B_2 &= \frac{b_1 b_2 b_3}{\gamma} T_{f1,in} + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 T_{f1}^0 \\ B_3 &= c_1 c_2 c_3 c_4 \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} + c_1 c_2 c_3 c_4 a_{p,3}^0 T_3^0 \\ B_4 &= \frac{d_1 d_2 d_3}{\gamma} T_{f2,in} + d_1 d_2 a_{p,f2}^0 T_{f2}^0 \\ B_5 &= e_1 e_2 e_3 a_{p,5}^0 T_5^0 \\ B_6 &= f_1 T_{ext} + f_1 f_2 a_{p,6}^0 T_6^0 \end{aligned}$$

2.2. Modelo Físico y matemático del CSA de dos canales con PCM

Posteriormente, se desarrolló el modelo matemático para el CSA de dos canales con PCM en la placa absorbadora en estado transitorio. Para ello, se aplicó la metodología de la sección anterior, es decir, se consideró la conducción de calor en los distintos elementos del CSA.

En este sentido, en la Figura 2.5 se muestra el diagrama esquemático del CSA de dos canales con PCM en la placa absorbadora. El dispositivo está formado por una cubierta de vidrio, una placa absorbadora, una capa de PCM, una segunda placa absorbadora, una superficie inferior, una capa de triplay, una capa de material aislante y una placa de metal. De manera natural se forman 2 canales: El primer canal se forma en la sección comprendida entre la cubierta de vidrio y la placa absorbadora. El segundo canal se forma en la sección comprendida entre la superficie inferior de la placa absorbadora y la superficie inferior por este canal. El fluido de trabajo (aire) se hace circular por el canal 1 y 2 (\dot{f}_1 y \dot{f}_2). Del mismo modo, se aprecian los coeficientes de transferencia de calor (h_x) asociados a dicha configuración, así como las temperaturas involucradas, irradiancia solar (G_{solar}) y los coeficientes de pérdida de calor. Adicionalmente, se muestran las dimensiones del captador: longitud (H_x), ancho (H_z) y el espesor de los distintos elementos (H_{yi}).

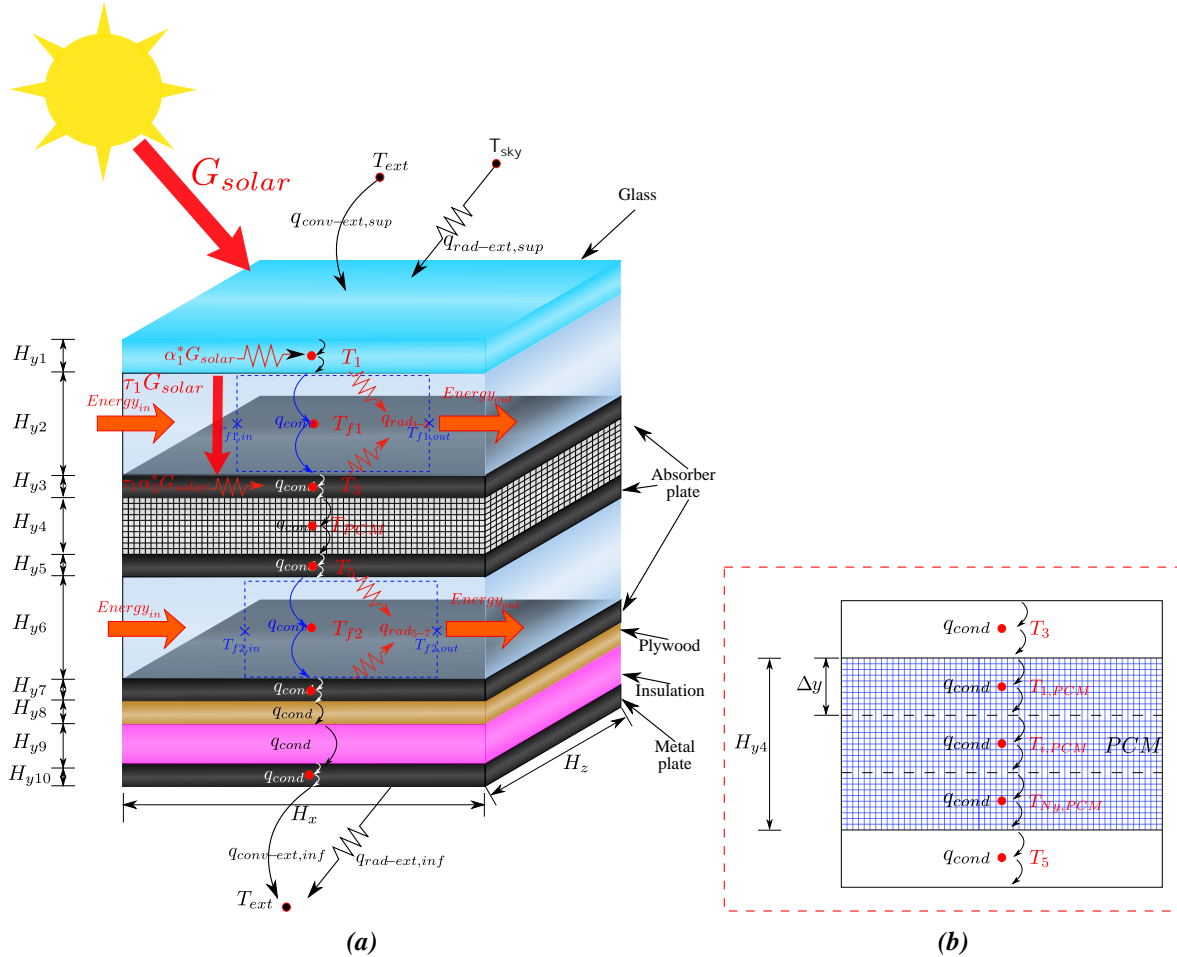


Figura 2.5: Diagrama esquemático del CSA de dos canales con PCM en la placa absorbidora

Adicionalmente, en la Figura 2.5b se muestra un acercamiento al PCM que se ubica entre las dos placas absorbedoras. Se observa que este elemento se seccionará en $N_{y,PCM}$ elementos, para evaluar el fenómeno de almacenamiento de energía térmica a través del tiempo. Para ello, se debe realizar un análisis de independencia de malla espacial similar al utilizado en los modelos de dinámica de fluidos computacionales (CFD). Por lo tanto, el modelo matemático para el PCM debe tener una estructura genérica para $N_{y,PCM}$ nodos.

El método que se utilizó para analizar el fenómeno de transferencia de calor por conducción en el PCM es el método del *Cp-effect* (Cp efectivo). A continuación, se presenta el modelo de

Balances Globales de Energía (GEB) en estado transitorio para el modelo físico mostrado en la Figura 2.5. Los términos transitorios se discretizaron utilizando el método completamente implícito, realizando una diferencia regresiva como se explica en [28]. En este sentido, se muestran los balance de energía en cada uno de los elementos.

Elemento 1 (Cubierta de vidrio):

$$q_{entra,1} - q_{sale,1} = \frac{d}{dt} (\rho_1 C_{p,1} T_1) A H_{y1} \quad (2.48)$$

Sustituyendo,

$$\underbrace{\frac{T_{ext} - T_1}{h_{conv-ext,sup} + \frac{H_{y1}}{2\lambda_1}} A + \frac{T_{sky} - T_1}{\frac{1}{h_{rad,sup}}}}_{a_1} + \alpha_1^* G_{solar} A - \underbrace{\frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}}}_{a_3} A - \underbrace{\frac{T_1 - T_3}{\frac{1}{h_{rad,1-3}}}}_{a_4} A = \left(\frac{a_{p,1}^0}{\frac{\rho_1 C_{p,1} H_{y1}}{\Delta t}} \right) A (T_1 - T_1^0) \quad (2.49)$$

dividiendo la expresión anterior por A

$$\frac{T_{ext} - T_1}{a_1} + \frac{T_{sky} - T_1}{a_2} + \alpha_1^* G_{solar} - \frac{T_1 - T_{f1}}{a_3} - \frac{T_1 - T_3}{a_4} = a_{p,1}^0 (T_1 - T_1^0) \cdot \frac{a_1 a_2 a_3 a_4}{a_1 a_2 a_3 a_4} \quad (2.50)$$

desarrollando

$$a_2 a_3 a_4 (T_{ext} - T_1) + a_1 a_3 a_4 (T_{sky} - T_1) + a_1 a_2 a_3 a_4 \alpha_1^* G_{solar} - a_1 a_2 a_4 (T_1 - T_{f1}) - a_1 a_2 a_3 (T_1 - T_3) = a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0 (T_1 - T_1^0) \quad (2.51)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned}
 [a_1 a_2 a_3 + a_1 a_2 a_4 + a_1 a_3 a_4 + \\
 a_2 a_3 a_4 + a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0] T_1 - [a_1 a_2 a_4] T_{f1} - [a_1 a_2 a_3] T_3 = a_2 a_3 a_4 T_{ext} + a_1 a_3 a_4 T_{sky} + a_1 a_2 a_3 a_4 \alpha_1^* G_{solar} \\
 + a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0 T_1^0
 \end{aligned} \tag{2.52}$$

Donde,

$$a_1 = \frac{1}{h_{conv-ext,sup}} + \frac{H_{y1}}{2\lambda_1}; \quad a_2 = \frac{1}{h_{rad,sup}}; \quad a_3 = \frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}; \quad a_4 = \frac{1}{h_{rad,1-3}}; \quad a_{p,1}^0 = \frac{\rho_1 C_{p,1} H_{y1}}{\Delta t}$$

$$\begin{aligned}
 h_{rad,sup} &= \sigma \varepsilon_1 (T_{sky}^2 + T_1^2) (T_{sky} + T_1) \\
 h_{rad,1-3} &= \frac{\sigma (T_1^2 + T_3^2) (T_1 + T_3)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1} \\
 h_{conv-ext,sup} &= \frac{Nu_w k_w}{D_h} \\
 Nu_w &= 0.0158 Re^{0.8} \\
 D_h &= \frac{4A}{p}
 \end{aligned}$$

Elemento 2 (fluido del canal #1)

Para explicar el balance de energía en el fluido del canal #1 se utilizó la Figura 2.6, en donde se muestra el balance de energía en el volumen de control a lo largo de la dirección del fluido.

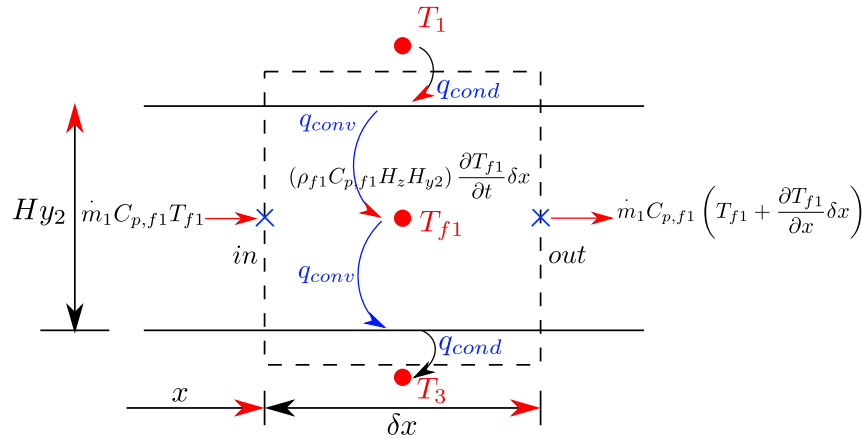


Figura 2.6: Balance de calor en el volumen de control a lo largo de la dirección del fluido

De la primera Ley de la termodinámica

$$\dot{E}_i n + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st} \quad (2.53)$$

Considerando que no existe generación de energía $\dot{E}_g = 0$. Por lo tanto la (2.53) se reduce a

$$\dot{E}_i n - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st} \quad (2.54)$$

En donde, la temperatura de la corriente de aire a una distancia x de la entrada del captador se asume como T_{f1} . La temperatura se supone uniforme a través de la sección transversal. En consecuencia, a la salida de la sección ($x + \delta x$), la temperatura media del fluido se determina mediante $T_{f1} + \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \delta x$. Además, el término de almacenamiento de energía se expresa mediante $\dot{E}_{st} = (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x$. Sustituyendo dichas consideraciones en la Ec. (2.54):

$$q_{entra,f1} - q_{sale,f1} = (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x \quad (2.55)$$

Sustituyendo,

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 C_{p,f1} T_{f1} + \frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}} A - \frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}} A \\ - \dot{m}_1 C_{p,f1} \left(T_{f1} + \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \delta x \right) = (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x \end{aligned} \quad (2.56)$$

Donde, $A = H_z \delta x$. Desarrollando:

$$\frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}} A - \frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}} A - \dot{m}_1 C_{p,f1} \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \delta x = (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x \quad (2.57)$$

Asumiendo que el calor útil transferido al aire es uniforme a lo largo de la longitud de la sección captador analizada, la temperatura media de la salida se puede obtener integrando la

Ec. (2.57) con respecto a x .

$$\begin{aligned}
 \int_1^2 \frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}} H_z \delta x - \int_1^2 \frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}} H_z \delta x \\
 - \int_{in}^{out} \dot{m}_1 C_{p,f1} \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \delta x = \int_1^2 (\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} \delta x \\
 \frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}} H_z (x_2 - x_1) - \frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}} H_z (x_2 - x_1) = \dot{m}_{1,out} C_{p,f1-out} T_{f1,out} \\
 = -\dot{m}_{1,in} C_{p,f1-in} T_{f1,in} \\
 = +(\rho_{f1} C_{p,f1} H_z H_{y2}) \frac{\partial T_{f1}}{\partial t} (x_2 - x_1)
 \end{aligned} \tag{2.58}$$

Sustituyendo, $\Delta x = (x_2 - x_1)$, asumiendo $\dot{m}_{1,out} = \dot{m}_{1,in} = \dot{m}_1$, $C_{p,f1-out} = C_{p,f1-in} = C_{p,f1}$ y dividiendo por $H_z \cdot \Delta x$. Además, se aplica el método implícito para discretizar el término transitorio.

$$\begin{aligned}
 \underbrace{\frac{T_1 - T_{f1}}{\frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}}}_{b_1} - \underbrace{\frac{T_{f1} - T_3}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{1}{h_{f1-3}}}}_{b_2} = \underbrace{\frac{\dot{m}_1 C_{p,f1}}{H_z \Delta x}}_{b_3} (T_{f1,out} - T_{f1,in}) \\
 + \frac{\overbrace{\rho_{f1} C_{p,f1} H_{y2}}^{a_{p,f1}^0}}{\Delta t} (T_{f1} - T_{f1}^0)
 \end{aligned} \tag{2.59}$$

$$\frac{T_1 - T_{f1}}{b_1} - \frac{T_{f1} - T_3}{b_2} = b_3 (T_{f1,out} - T_{f1,in}) + a_{p,f1}^0 (T_{f1} - T_{f1}^0) \tag{2.60}$$

La suposición anterior implica que la temperatura del aire varía linealmente a lo largo del captador. Esta suposición es válida para secciones cortas. En general, se puede ocupar la ecuación (2.61) para determinar el comportamiento del fluido.

$$T_{f1} = \gamma T_{f1,out} + (1 - \gamma) T_{f1,in} \tag{2.61}$$

Donde, γ es la constante de aproximación de temperatura media. Si se considera que la tempe-

ratura varía linealmente se puede calcular la temperatura del fluido como la media aritmética, en ese caso $\gamma = 0.5$. Sin embargo, se puede modificar el valor de γ para representar mejor el comportamiento de la temperatura del fluido. Despejando $T_{f1,out}$ de la Ec. (2.61) se puede obtener la Ec. (2.18). Sustituyendo la Ec. (2.18) en la Ec. (2.60)

$$\frac{T_1 - T_{f1}}{b_1} - \frac{T_{f1} - T_3}{b_2} = b_3 \left(\frac{T_{f1}}{\gamma} - \frac{1}{\gamma} T_{f1,in} + \frac{\gamma}{\gamma} T_{f1,in} - T_{f1,in} \right) + a_{p,f1}^0 (T_{f1} - T_{f1}^0) \quad (2.62)$$

$$\frac{T_1 - T_{f1}}{b_1} - \frac{T_{f1} - T_3}{b_2} = b_3 \left(\frac{T_{f1} - T_{f1,in}}{\gamma} \right) + a_{p,f1}^0 (T_{f1} - T_{f1}^0) \cdot \frac{b_1 b_2}{b_1 b_2} \quad (2.63)$$

Desarrollando,

$$b_2 (T_1 - T_{f1}) - b_1 (T_{f1} - T_3) = b_1 b_2 b_3 \left(\frac{T_{f1} - T_{f1,in}}{\gamma} \right) + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 (T_{f1} - T_{f1}^0) \quad (2.64)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned} -b_2 T_1 + \left(b_1 + b_2 + \frac{b_1 b_2 b_3}{\gamma} + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 \right) T_{f1} \\ - b_1 T_3 = \frac{b_1 b_2 b_3}{\gamma} T_{f1,in} + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 T_{f1}^0 \end{aligned} \quad (2.65)$$

Donde,

$$b_1 = \frac{H_{y1}}{2\lambda_1} + \frac{1}{h_{1-f1}}; \quad b_2 = \frac{1}{h_{f1-3}} + \frac{H_{y3}}{2\lambda_3}; \quad b_3 = \frac{\dot{m}_1 C_{p,f1}}{H_z \Delta x}; \quad a_{p,f1}^0 = \frac{\rho_{f1} C_{p,f1} H_{y2}}{\Delta t}$$

Elemento 3 (Placa absorbadora #1)

$$q_{entra,3} - q_{sale,3} = \frac{d}{dt} (\rho_3 C_{p,3} T_3) A H_{y3} \quad (2.66)$$

Sustituyendo,

$$\underbrace{\frac{T_{f1} - T_3}{\frac{1}{h_{f1-3}} + \frac{H_{y3}}{2\lambda_3}}}_c + \underbrace{\frac{T_1 - T_3}{\frac{1}{h_{rad,1-3}}}}_c + \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} A - \underbrace{\frac{T_3 - T_{1,PCM}}{\frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{\Delta y_{1,PCM}}{2\lambda_{1,PCM}}}}_c = \frac{\overbrace{\rho_3 C_{p,3} H_{y3}}^{a_{p,3}^0}}{\Delta t} (T_3 - T_3^0) \quad (2.67)$$

Dividiendo la expresión anterior por A

$$\frac{T_{f1} - T_3}{c_1} + \frac{T_1 - T_3}{c_2} + \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} - \frac{T_3 - T_{1,PCM}}{c_3} = a_{p,3}^0 (T_3 - T_3^0) \cdot \frac{c_1 c_2 c_3}{c_1 c_2 c_3} \quad (2.68)$$

Desarrollando,

$$c_2 c_3 (T_{f1} - T_3) + c_1 c_3 (T_1 - T_3) + c_1 c_2 c_3 \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} - c_1 c_2 (T_3 - T_{1,PCM}) = c_1 c_2 c_3 a_{p,3}^0 (T_3 - T_3^0) \quad (2.69)$$

Agrupando términos,

$$-c_1 c_3 T_1 - c_2 c_3 T_{f1} + (c_1 c_2 + c_1 c_3 + c_2 c_3 + c_1 c_2 c_3 a_{p,3}^0) T_3 - c_1 c_2 T_{1,PCM} = c_1 c_2 c_3 \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} + c_1 c_2 c_3 a_{p,3}^0 T_3^0 \quad (2.70)$$

Donde,

$$c_1 = \frac{1}{h_{f1-3}} + \frac{H_{y3}}{2\lambda_3}; \quad c_2 = \frac{1}{h_{rad,1-3}}; \quad c_3 = \frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{\Delta y_{1,PCM}}{2\lambda_{1,PCM}}; \quad a_{p,3}^0 = \frac{\rho_3 C_{p,3} H_{y3}}{\Delta t}$$

Para las ecuaciones de cada capa del PCM, se considera conducción de calor entre las placas

metálicas, que fungen como contenedores, y las capas de PCM adyacentes. Como se mencionó anteriormente, el método empleado para describir el fenómeno de conducción de calor en el PCM es el *C_p-efectivo*. Por lo tanto, se contempla que el término de la entalpía de cambio de fase forma parte del termino *C_p* en cada ecuación resultante.

$$C_{p\text{-efectivo}} = \begin{cases} C_{p,sol} & T < T_{sol} \\ \frac{C_{p,sol} + C_{p,liq}}{2} + \frac{h_{fs}}{\Delta T} & T_{sol} \leq T \leq T_{liq} \\ C_{p,liq} & T > T_{liq} \end{cases}$$

Donde, $\Delta T = T_{liq} - T_{sol}$ En la Tabla 2.1 se muestran las propiedades y sus equivalencias de acuerdo con los posibles escenarios durante la transferencia de calor por conducción.

Tabla 2.1: Propiedades del sistema para cada fase

Sólido si $T < T_{sol}$	Mezcla $T_{sol} \leq T \leq T_{liq}$	Líquido si $T > T_{liq}$
$\rho(i, j) = \rho_{sol}$	$\rho(i, j) = \frac{\rho_{sol} + \rho_{liq}}{2}$	$\rho(i, j) = \rho_{liq}$
$\lambda(i, j) = \lambda_{sol}$	$\lambda(i, j) = \frac{\lambda_{sol} + \lambda_{liq}}{2}$	$\lambda(i, j) = \lambda_{liq}$
$C_{p,efectivo}(i, j) = C_{p,sol}$	$C_{p,efectivo}(i, j) = \frac{C_{p,sol} + C_{p,liq}}{2}$	$C_{p,efectivo}(i, j) = C_{p,liq}$

Elemento 4 (nodo 1, PCM)

$$q_{entra,1,PCM} - q_{sale,1,PCM} = \frac{d}{dt} (\rho_{1,PCM} C_{p,1,PCM} T_{1,PCM}) A \Delta y_{1,PCM} \quad (2.71)$$

Sustituyendo,

$$\underbrace{\frac{T_3 - T_{1,PCM}}{H_{y3} + \frac{\Delta y_{1,PCM}}{2\lambda_3}} + \frac{\Delta y_{1,PCM}}{2\lambda_{1,PCM}}}_{d_1} A - \underbrace{\frac{T_{1,PCM} - T_{2,PCM}}{\frac{\Delta y_{1,PCM}}{2\lambda_{1,PCM}} + \frac{\Delta y_{2,PCM}}{2\lambda_{2,PCM}}}}_{d_2} A = \frac{\overbrace{\rho_{1,PCM} C_{p,1,PCM} \Delta y_{1,PCM}}^{a_{p,1,PCM}^0}}{\Delta t} A (T_{1,PCM} - T_{1,PCM}^0) \quad (2.72)$$

Dividiendo la Ec. (2.72) por A

$$\frac{T_3 - T_{1,PCM}}{d_1} - \frac{T_{1,PCM} - T_{2,PCM}}{d_2} = a_{p,1,PCM}^0 (T_{1,PCM} - T_{1,PCM}^0) \cdot \frac{d_1 d_2}{d_1 d_2} \quad (2.73)$$

Desarrollando,

$$d_2 (T_3 - T_{1,PCM}) - d_1 (T_{1,PCM} - T_{2,PCM}) = d_1 d_2 a_{p,1,PCM}^0 (T_{1,PCM} - T_{1,PCM}^0) \quad (2.74)$$

Agrupando términos,

$$-d_2 T_3 + (d_1 + d_2 + d_1 d_2 a_{p,1,PCM}^0) T_{1,PCM} - d_1 T_{2,PCM} = d_1 d_2 a_{p,1,PCM}^0 T_{1,PCM}^0 \quad (2.75)$$

Donde,

$$d_1 = \frac{H_{y3}}{2\lambda_3} + \frac{\Delta y_{1,PCM}}{2\lambda_{1,PCM}}; \quad d_2 = \frac{\Delta y_{1,PCM}}{2\lambda_{1,PCM}} + \frac{\Delta y_{2,PCM}}{2\lambda_{2,PCM}}; \quad a_{p,1,PCM}^0 = \frac{\rho_{1,PCM} C_{p,1,PCM} \Delta y_{1,PCM}}{\Delta t}$$

Elemento 4 (nodo i , PCM)

$$q_{entra,i,PCM} - q_{sale,i,PCM} = \frac{d}{dt} (\rho_{i,PCM} C_{p,i,PCM} T_{i,PCM}) A \Delta y_{i,PCM} \quad (2.76)$$

Sustituyendo,

$$\underbrace{\frac{T_{i-1,PCM} - T_{i,PCM}}{\frac{\Delta y_{i-1,PCM}}{2\lambda_{i-1,PCM}} + \frac{\Delta y_{i,PCM}}{2\lambda_{i,PCM}}}}_{e_1} A - \underbrace{\frac{T_{i,PCM} - T_{i+1,PCM}}{\frac{\Delta y_{i,PCM}}{2\lambda_{i,PCM}} + \frac{\Delta y_{i+1,PCM}}{2\lambda_{i+1,PCM}}}}_{e_2} A = \frac{\overbrace{a_{p,i,PCM}^0}^{\rho_{i,PCM} C_{p,i,PCM} \Delta y_{i,PCM}}}{\Delta t} A (T_{i,PCM} - T_{i,PCM}^0) \quad (2.77)$$

Dividiendo la Ec. (2.77) por A

$$\frac{T_{i-1,PCM} - T_{i,PCM}}{e_1} - \frac{T_{i,PCM} - T_{i+1,PCM}}{e_2} = a_{p,i,PCM}^0 (T_{i,PCM} - T_{i,PCM}^0) \cdot \frac{e_1 e_2}{e_1 e_2} \quad (2.78)$$

Desarrollando,

$$e_2 (T_{i-1,PCM} - T_{i,PCM}) - e_1 (T_{i,PCM} - T_{i+1,PCM}) = e_1 e_2 a_{p,i,PCM}^0 (T_{i,PCM} - T_{i,PCM}^0) \quad (2.79)$$

Agrupando términos,

$$-e_2 T_{i-1,PCM} + (e_1 + e_2 + e_1 e_2 a_{p,i,PCM}^0) T_{i,PCM} - e_1 T_{i+1,PCM} = e_1 e_2 a_{p,i,PCM}^0 T_{i,PCM}^0 \quad (2.80)$$

Donde,

$$e_1 = \frac{\Delta y_{i-1,PCM}}{2\lambda_{i-1,PCM}} + \frac{\Delta y_{i,PCM}}{2\lambda_{i,PCM}}; \quad e_2 = \frac{\Delta y_{i,PCM}}{2\lambda_{i,PCM}} + \frac{\Delta y_{i+1,PCM}}{2\lambda_{i+1,PCM}}$$

$$a_{p,i,PCM}^0 = \frac{\rho_{i,PCM} C_{p,i,PCM} \Delta y_{i,PCM}}{\Delta t}$$

Elemento 4 (nodo N_y , PCM)

$$q_{entra,Ny,PCM} - q_{sale,Ny,PCM} = \frac{d}{dt} (\rho_{Ny,PCM} C_{p,Ny,PCM} T_{Ny,PCM}) A \Delta y_{Ny,PCM} \quad (2.81)$$

Sustituyendo,

$$\underbrace{\frac{T_{Ny-1,PCM} - T_{Ny,PCM}}{\frac{\Delta y_{Ny-1,PCM}}{2\lambda_{Ny-1,PCM}} + \frac{\Delta y_{Ny,PCM}}{2\lambda_{Ny,PCM}}}}_{f_1} A$$

$$-\underbrace{\frac{T_{Ny,PCM} - T_5}{\frac{\Delta y_{Ny,PCM}}{2\lambda_{Ny,PCM}} + \frac{Hy_5}{2\lambda_5}}}_{f_2} A = \frac{\overbrace{a_{p,Ny,PCM}^0}^{a_{p,Ny,PCM}^0} \rho_{Ny,PCM} C_{p,Ny,PCM} \Delta y_{Ny,PCM}}{\Delta t} A (T_{Ny,PCM} - T_{Ny,PCM}^0) \quad (2.82)$$

Dividiendo la Ec. (2.82) por A

$$\frac{T_{Ny-1,PCM} - T_{Ny,PCM}}{f_1} - \frac{T_{Ny,PCM} - T_5}{f_2} = a_{p,Ny,PCM}^0 (T_{Ny,PCM} - T_{Ny,PCM}^0) \cdot \frac{f_1 f_2}{f_1 f_2} \quad (2.83)$$

Desarrollando,

$$f_2 (T_{Ny-1,PCM} - T_{Ny,PCM}) - f_1 (T_{Ny,PCM} - T_5) = f_1 f_2 a_{p,Ny,PCM}^0 (T_{Ny,PCM} - T_{Ny,PCM}^0) \quad (2.84)$$

Agrupando términos,

$$-f_2 T_{Ny-1,PCM} + (f_1 + f_2 + f_1 f_2 a_{p,Ny,PCM}^0) T_{Ny,PCM} - f_1 T_5 = f_1 f_2 a_{p,Ny,PCM}^0 T_{Ny,PCM}^0 \quad (2.85)$$

Donde,

$$f_1 = \frac{\Delta y_{Ny-1,PCM}}{2\lambda_{Ny-1,PCM}} + \frac{\Delta y_{Ny,PCM}}{2\lambda_{Ny,PCM}}; \quad f_2 = \frac{\Delta y_{Ny,PCM}}{2\lambda_{Ny,PCM}} + \frac{Hy_5}{2\lambda_5}$$

$$a_{p,Ny,PCM}^0 = \frac{\rho_{Ny,PCM} C_{p,Ny,PCM} \Delta y_{Ny,PCM}}{\Delta t}$$

Elemento 5 (Placa absorbadora #2)

$$q_{entra,5} - q_{sale,5} = \frac{d}{dt} (\rho_5 C_{p,5} T_5) A H y_5 \quad (2.86)$$

Sustituyendo,

$$\underbrace{\frac{T_{Ny,PCM} - T_5}{\frac{\Delta y_{Ny,PCM}}{2\lambda_{Ny,PCM}} + \frac{Hy_5}{2\lambda_5}}}_{g_1} A - \underbrace{\frac{T_5 - T_{f2}}{\frac{Hy_5}{2\lambda_5} + \frac{1}{h_{5-f2}}}}_{g_2} A - \underbrace{\frac{T_5 - T_7}{\frac{1}{h_{rad,5-7}}}}_{g_3} A = \underbrace{\frac{\rho_5 C_{p,5} Hy_5}{\Delta t}}_{a_{p,5}^0} A (T_5 - T_5^0) \quad (2.87)$$

Dividiendo la Ec. (2.87) por A

$$\frac{T_{Ny,PCM} - T_5}{g_1} - \frac{T_5 - T_{f2}}{g_2} - \frac{T_5 - T_7}{g_3} = a_{p,5}^0 (T_5 - T_5^0) \cdot \frac{g_1 g_2 g_3}{g_1 g_2 g_3} \quad (2.88)$$

Desarrollando,

$$g_2 g_3 (T_{Ny,PCM} - T_5) - g_1 g_3 (T_5 - T_{f2}) - g_1 g_2 (T_5 - T_7) = g_1 g_2 g_3 a_{p,5}^0 (T_5 - T_5^0) \quad (2.89)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned} -g_2 g_3 T_{Ny,PCM} + (g_1 g_2 + g_1 g_3 + g_2 g_3 + g_1 g_2 g_3 a_{p,5}^0) T_5 \\ -g_1 g_3 T_{f2} - g_1 g_2 T_7 = g_1 g_2 g_3 a_{p,5}^0 T_5^0 \end{aligned} \quad (2.90)$$

Donde,

$$g_1 = \frac{\Delta y_{Ny,PCM}}{2\lambda_{Ny,PCM}} + \frac{Hy_5}{2\lambda_5}; \quad g_2 = \frac{Hy_5}{2\lambda_5} + \frac{1}{h_{5-f2}}; \quad g_3 = \frac{1}{h_{rad,5-7}}; \quad a_{p,5}^0 = \frac{\rho_5 C_{p,5} Hy_5}{\Delta t}$$

Elemento 6 (fluido del canal # 2)

Para este elemento se aplicó el mismo procedimiento que el presentado para el canal #1.

$$q_{entra,f2} - q_{sale,f2} = (\rho_{f2} C_{p,f2} H_z H_{y6}) \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} \delta x \quad (2.91)$$

Sustituyendo,

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 C_{p,f2} T_{f2} + \frac{T_5 - T_{f2}}{\frac{H_{y5}}{2\lambda_5} + \frac{1}{h_{5-f2}}} A - \frac{T_{f2} - T_7}{\frac{H_{y7}}{2\lambda_7} + \frac{1}{h_{f2-7}}} A \\ - \dot{m}_2 C_{p,f2} \left(T_{f2} + \frac{\partial T_{f2}}{\partial x} \delta x \right) = (\rho_{f2} C_{p,f2} H_z H_{y6}) \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} \delta x \end{aligned} \quad (2.92)$$

Después de integrar con respecto a x la Ec. (2.92), sustituir $\Delta x = (x_2 - x_1)$, asumiendo $\dot{m}_{2,out} = \dot{m}_{2,in} = \dot{m}_2$, $C_{p,f2-out} = C_{p,f2-in} = C_{p,f2}$ y dividiendo por $H_z \cdot \Delta x$. Además, se aplica el método implícito para discretizar el término transitorio.

$$\begin{aligned} \underbrace{\frac{T_5 - T_{f2}}{\frac{H_{y5}}{2\lambda_5} + \frac{1}{h_{5-f2}}}}_{p_1} - \underbrace{\frac{T_{f2} - T_7}{\frac{H_{y7}}{2\lambda_7} + \frac{1}{h_{f2-7}}}}_{p_2} = \underbrace{\frac{\dot{m}_2 C_{p,f2}}{H_z \Delta x}}_{p_3} (T_{f2,out} - T_{f2,in}) \\ + \underbrace{\frac{\rho_{f2} C_{p,f2} H_{y6}}{\Delta t}}_{a_{p,f2}^0} (T_{f2} - T_{f2}^0) \end{aligned} \quad (2.93)$$

$$\frac{T_5 - T_{f2}}{p_1} - \frac{T_{f2} - T_7}{p_2} = p_3 (T_{f2,out} - T_{f2,in}) + a_{p,f2}^0 (T_{f2} - T_{f2}^0) \quad (2.94)$$

La ecuación de temperatura media para el canal #2 queda de la siguiente forma:

$$T_{f2,out} = \frac{T_{f2} - (1 - \gamma) T_{f2,in}}{\gamma} \quad (2.95)$$

Sustituyendo la Ec. (2.95) en la Ec. (2.94)

$$\frac{T_5 - T_{f2}}{p_1} - \frac{T_{f2} - T_7}{p_2} = p_3 \left(\frac{T_{f2}}{\gamma} - \frac{1}{\gamma} T_{f2,in} + \frac{\gamma}{\gamma} T_{f2,in} - T_{f2,in} \right) + a_{p,f2}^0 (T_{f2} - T_{f2}^0) \quad (2.96)$$

$$\frac{T_5 - T_{f2}}{p_1} - \frac{T_{f2} - T_7}{p_2} = p_3 \left(\frac{T_{f2} - T_{f2,in}}{\gamma} \right) + a_{p,f2}^0 (T_{f2} - T_{f2}^0) \cdot \frac{p_1 p_2}{p_1 p_2} \quad (2.97)$$

Desarrollando,

$$p_2 (T_5 - T_{f2}) - p_1 (T_{f2} - T_7) = p_1 p_2 p_3 \left(\frac{T_{f2} - T_{f2,in}}{\gamma} \right) + p_1 p_2 a_{p,f2}^0 (T_{f2} - T_{f2}^0) \quad (2.98)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned} -p_2 T_5 + \left(p_1 + p_2 + \frac{p_1 p_2 p_3}{\gamma} + p_1 p_2 a_{p,f2}^0 \right) T_{f2} \\ - p_1 T_7 = \frac{p_1 p_2 p_3}{\gamma} T_{f2,in} + p_1 p_2 a_{p,f2}^0 T_{f2}^0 \end{aligned} \quad (2.99)$$

Donde,

$$p_1 = \frac{H_{y5}}{2\lambda_5} + \frac{1}{h_{5-f2}}; \quad p_2 = \frac{1}{h_{f2-7}} + \frac{H_{y7}}{2\lambda_7}; \quad p_3 = \frac{\dot{m}_2 C_{p,f2}}{H_z \Delta x}; \quad a_{p,f1}^0 = \frac{\rho_{f2} C_{p,f2} H_{y6}}{\Delta t}$$

Elemento 7 (Placa absorbadora #3)

$$q_{entra,7} - q_{sale,7} = \frac{d}{dt} (\rho_7 C_p, 7 T_7) A H_{y5} \quad (2.100)$$

Sustituyendo,

$$\frac{\frac{T_{f2} - T_7}{\frac{1}{h_{f2-7}} + \frac{H_{y7}}{2\lambda_7}} A + \frac{T_5 - T_7}{\frac{1}{h_{rad,5-7}}}}{\frac{T_7 - T_8}{\frac{H_{y7}}{2\lambda_7} + \frac{H_{y8}}{\lambda_8} + \frac{H_{y9}}{\lambda_9} + \frac{H_{y10}}{2\lambda_{10}}}} = \frac{\overbrace{a_{p,7}^0}^{\rho_7 C_{p,7} H_{y7}}}{\Delta t} (T_7 - T_7^0) \quad (2.101)$$

Dividiendo la expresión anterior por A

$$\frac{T_{f2} - T_7}{r_1} + \frac{T_5 - T_7}{r_2} - \frac{T_7 - T_8}{r_3} = a_{p,7}^0 (T_7 - T_7^0) \cdot \frac{r_1 r_2 r_3}{r_1 r_2 r_3} \quad (2.102)$$

Desarrollando,

$$r_2 r_3 (T_{f2} - T_7) + r_1 r_3 (T_5 - T_7) - r_1 r_2 (T_7 - T_8) = r_1 r_2 r_3 a_{p,7}^0 (T_7 - T_7^0) \quad (2.103)$$

Agrupando términos,

$$\begin{aligned} -r_1 r_3 T_5 - r_2 r_3 T_{f2} + (r_1 r_2 + r_1 r_3 + r_2 r_3 + r_1 r_2 r_3 a_{p,7}^0) T_7 \\ - r_1 r_2 T_8 = r_1 r_2 r_3 a_{p,7}^0 T_7^0 \end{aligned} \quad (2.104)$$

Donde,

$$r_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_{f2-7}} + \frac{H_{y7}}{2\lambda_7}}; r_2 = \frac{1}{h_{rad,5-7}}; r_3 = \frac{H_{y7}}{2\lambda_7} + \frac{H_{y8}}{\lambda_8} + \frac{H_{y9}}{\lambda_9} + \frac{H_{y10}}{2\lambda_{10}}; a_{p,7}^0 = \frac{\rho_7 C_{p,7} H_{y7}}{\Delta t}$$

Elemento 8 (Superficie inferior)

$$q_{entra,8} - q_{sale,8} = \frac{d}{dt} (\rho_8 C_{p,8} T_8) A H_{y10} \quad (2.105)$$

Sustituyendo,

$$\frac{T_7 - T_8}{\frac{H_{y7}}{2\lambda_7} + \frac{H_{y8}}{\lambda_8} + \frac{H_{y9}}{\lambda_9} + \frac{H_{y10}}{2\lambda_{10}}} A - \frac{T_8 T_{ext}}{\frac{H_{y10}}{2\lambda_{10}} + \frac{1}{\frac{1}{h_{conv-ext,inf}} + \frac{1}{h_{rad-ext,inf}}}} A = \frac{\rho_8 C_{p,8} H_{y10}}{\Delta t} A (T_8 - T_8^0) \quad (2.106)$$

Dividiendo la expresión anterior por A y agrupando términos

$$\underbrace{\frac{T_7 - T_8}{\frac{H_{y7}}{2\lambda_7} + \frac{H_{y8}}{\lambda_8} + \frac{H_{y9}}{\lambda_9} + \frac{H_{y10}}{2\lambda_{10}}}}_{s_1} - \underbrace{\frac{T_8 - T_{ext}}{\frac{H_{y10}}{2\lambda_{10}} + \frac{1}{h_{conv-ext,inf} + h_{rad-ext,inf}}}}_{s_2} = \frac{\overbrace{\rho_8 C_{p,8} H_{y10}}^{a_{p,8}^0}}{\Delta t} (T_8 - T_8^0) \quad (2.107)$$

Sustituyendo,

$$\frac{T_7 - T_8}{s_1} - \frac{T_8 T_{ext}}{s_2} = a_{p,8}^0 (T_8 - T_8^0) \cdot \frac{s_1 s_2}{s_1 s_2} \quad (2.108)$$

Desarrollando,

$$s_2 (T_7 - T_8) - s_1 (T_8 - T_{ext}) = s_1 s_2 a_{p,8}^0 (T_8 - T_8^0) \quad (2.109)$$

Agrupando términos,

$$-s_2 T_7 + (s_1 + s_2 + s_1 s_2 a_{p,8}^0) T_8 = s_1 T_{ext} + s_1 s_2 a_{p,8}^0 T_8^0 \quad (2.110)$$

Donde,

$$s_1 = \frac{H_{y7}}{2\lambda_7} + \frac{H_{y8}}{\lambda_8} + \frac{H_{y9}}{\lambda_9} + \frac{H_{y10}}{2\lambda_{10}}; \quad s_2 = \frac{H_{y10}}{2\lambda_{10}} + \frac{1}{h_{conv-ext,inf} + h_{rad-ext,inf}}; \quad a_{p,8}^0 = \frac{\rho_8 C_{p,8} H_{y10}}{\Delta t}$$

$$h_{rad-ext,inf} = \sigma \varepsilon_6 (T_6^2 + T_{ext}^2) (T_6 + T_{ext}); \quad h_{conv-ext,inf} = 5.7 + 3.8V$$

Agrupando las Ecs. (2.52), (2.65), (2.70), (2.75), (2.80), (2.85), (2.90), (2.99), (2.104) y

(2.110) de forma matricial

$$\begin{bmatrix}
 A_{1,1} & -a_1a_2a_4 & -a_1a_2a_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -b_2 & A_{2,2} & -b_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -c_1c_3 & -c_2c_3 & A_{3,3} & -c_1c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -d_2 & A_{4,4} & -d_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -e_2 & A_{5,5} & -e_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -f_2 & A_{6,6} & -f_1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_2g_3 & A_{7,7} & -g_1g_3 & -g_1g_2 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -p_2 & A_{8,8} & -p_1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -r_1r_3 & -r_2r_3 & A_{9,9} & -r_1r_2 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -s_2 & A_{10,10}
 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix}
 T_1 \\
 T_{f1} \\
 T_3 \\
 T_{1,PCM} \\
 T_{ipCM} \\
 T_{Ny,PCM} \\
 T_5 \\
 T_{f2} \\
 T_7 \\
 T_8
 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix}
 B_1 \\
 B_2 \\
 B_3 \\
 B_{4,1} \\
 B_{4,i} \\
 B_{4,Ny} \\
 B_5 \\
 B_6 \\
 B_7 \\
 B_8
 \end{bmatrix} \quad (2.111)$$

Donde,

$$A_{11} = a_1a_2a_3 + a_1a_2a_4 + a_2a_3a_4 + a_1a_2a_3a_4a_{p,1}^0$$

$$A_{2,2} = b_1 + b_2 + \frac{b_1b_2b_3}{\gamma} + b_1b_2a_{p,f1}^0$$

$$A_{3,3} = c_1c_2 + c_1c_3 + c_2c_3 + c_1c_2c_3a_{p,3}^0$$

$$A_{4,4} = d_1 + d_2 + d_1d_2a_{p,1,PCM}^0$$

$$A_{5,5} = e_1 + e_2 + e_1e_2a_{p,i,PCM}^0$$

$$A_{6,6} = f_1 + f_2 + f_1f_2a_{p,Ny,PCM}^0$$

$$A_{7,7} = g_1g_2 + g_1g_3 + g_2g_3 + g_1g_2g_3a_{p,5}^0$$

$$A_{8,8} = p_1 + p_2 + \frac{p_1p_2p_3}{\gamma} + p_1p_2a_{p,f2}^0$$

$$A_{9,9} = r_1r_2 + r_1r_3 + r_2r_3 + r_1r_2r_3a_{p,7}^0$$

$$A_{10,10} = s_1 + s_2 + s_1s_2a_{p,8}^0$$

$$\begin{aligned}
B_1 &= a_2 a_3 a_4 T_{ext} + a_1 a_3 a_4 T_{sky} + a_1 a_2 a_3 a_4 \alpha_1^* G_{solar} + a_1 a_2 a_3 a_4 a_{p,1}^0 T_1^0 \\
B_2 &= \frac{b_1 b_2 b_3}{\gamma} T_{f1,in} + b_1 b_2 a_{p,f1}^0 T_{f1}^0 \\
B_3 &= c_1 c_2 c_3 \tau_1^* \alpha_3^* G_{solar} + c_1 c_2 c_3 a_{p,3}^0 T_3^0 \\
B_{4,1} &= d_1 d_2 a_{p,1,PCM}^0 T_{1,PCM}^0 \\
B_{4,i} &= e_1 e_2 a_{p,i,PCM}^0 T_{i,PCM}^0 \\
B_{4,Ny} &= f_1 f_2 a_{p,Ny,PCM}^0 T_{Ny,PCM}^0 \\
B_5 &= g_1 g_2 g_3 a_{p,5}^0 T_5^0 \\
B_6 &= \frac{p_1 p_2 p_3}{\gamma} T_{f2,in} + p_1 p_2 a_{p,f2}^0 T_{f2}^0 \\
B_7 &= r_1 r_2 r_3 a_{p,7}^0 T_7^0 \\
B_8 &= s_1 T_{ext} + s_1 s_2 a_{p,8}^0 T_8^0
\end{aligned}$$

En general, las matrices (2.47) y (2.111) pueden ser expresadas de la siguiente forma:

$$[A] \cdot [T] = [B] \quad (2.112)$$

El vector de la temperatura promedio puede ser resuelto por medio de la inversión de matriz usando paquetes de cómputo comerciales. Sin embargo, en el presente trabajo la solución del sistema de ecuaciones se obtuvo mediante el desarrollo de un código numérico realizado en C conformado por subrutinas independientes.

2.3. Coeficientes de transferencia de calor y coeficientes globales de pérdidas

Para resolver las matrices resultantes, se deben calcular en primer lugar los coeficientes de transferencia de calor radiativo, convectivo y pérdidas globales que están involucrados en dichas matrices. Las correlaciones que se usaron se describen en esta sección y fueron empleadas por Ong [1].

1. Coeficiente de transferencia de calor por convección debido al viento en la parte supe-

rior ($h_{conv-ext,sup}$).

Para $1 \times 10^2 < Ra < 1 \times 10^5$, se utilizó la correlación presentada por Cianfrinia *et al.* [47].

$$Nu_x = \frac{0.48}{\left[1 + \left(\frac{0.618}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{9/25}} \cdot (Ra_x \cos \phi)^{0.25} \quad (2.113)$$

Para $1 \times 10^5 \leq Ra < 3 \times 10^{10}$, se utilizó la correlación presentada por Vliet y Ross [48].

$$Nu_x = 0.17 Ra_x^{0.25} \quad (2.114)$$

Donde el número de Rayleigh esta dado por:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta\Delta T D_h^3}{\nu\alpha} \quad (2.115)$$

el coeficiente de expansión volumétrica se define como:

$$\beta = \frac{2}{T_1 + T_2} \quad (2.116)$$

2. Coeficiente de transferencia de calor por convección debido al viento en la parte inferior ($h_{conv-ext,int}$), obtenida por McAdams [49].

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (2.117)$$

3. Temperatura de la Bóveda celeste Shiv *et al.* [50].

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (2.118)$$

4. Coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la superficie superior hacia la bóveda celeste $h_{rad,sup}$. El coeficiente radiativo de transferencia de calor desde la superficie superior hacia la bóveda celeste con referencia a la temperatura ambiente

[11] se determina de la siguiente ecuación.

$$h_{rad,sup} = \sigma \varepsilon_1 (T_1 + T_{sky}) (T_1^2 + T_{sky}^2) \quad (2.119)$$

5. Coeficiente de transferencia de calor por radiación desde el envolvente al ambiente $h_{rad,inf}$. El coeficiente radiativo de transferencia de calor desde el envolvente hacia el ambiente [11] se determina de la siguiente ecuación.

$$h_{rad,inf} = \sigma \varepsilon_8 (T_8 + T_a) (T_8^2 + T_a^2) \quad (2.120)$$

6. Coeficiente de transferencia de calor por radiación h_{r2-1} . El coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la placa absorbadora hacia la cubierta [11] se determina por:

$$h_{r1-3} = \frac{\sigma (T_2^2 + T_1^2) (T_2 + T_1)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_{3s}} - 1} \quad (2.121)$$

7. Coeficiente de transferencia de calor por radiación h_{r3-5} . El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbadora y la superficie inferior se calcula de manera similar:

$$h_{r3-5} = \frac{\sigma (T_3^2 + T_5^2) (T_3 + T_5)}{\frac{1}{\varepsilon_{3i}} + \frac{1}{\varepsilon_5} - 1} \quad (2.122)$$

8. Coeficientes de transferencia de calor por convección forzada entre placas paralelas h_{1-f1} , h_{f1-3} , h_{3-f2} , h_{f2-5} .

En la región laminar para un número de Reynolds menor de 2100, se usa la siguiente ecuación para determinar el número de Nusselt para flujo laminar entre dos placas planas paralelas con un lado aislado y el otro sujeto a un flujo de calor constante se utiliza la correlación empírica Churchill y Ozo [51].

$$Nu_x = 0.453 Pr^{1/3} Re_x^{0.5} \quad (2.123)$$

En la región de flujo en transición, Reynolds mayor de 2100 y menor de 10000, se empleó la correlación empírica de Hausen dada en 1943 para un número de Nusselt promedio entre el principio de la sección calentada y la posición final del captador.

$$Nu_x = 0.116 (Re_x^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \times \left[1 + \left(\frac{D_h}{x} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.124)$$

Para la región turbulenta, Reynolds mayor de 10000, se empleó la ecuación dada por Whitaker [52]:

$$Nu_x = 0.029 Pr^{0.43} Re^{0.8} \quad (2.125)$$

El número de Prandtl se puede determinar por medio de la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.126)$$

El diámetro equivalente D_h se calcula mediante la siguiente expresión:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (2.127)$$

Donde, A es el área de la sección transversal y P es el perímetro mojado.

Las distancias (x) que se muestran en las ecuaciones (2.123), (2.124) y (2.125) cambiará a lo largo de la longitud del captador, correspondientes a la evaluación del número de Nusselt en la región de fluido correspondiente al punto medio de los elementos analizados. Los coeficientes de transferencia de calor por convección forzada se obtienen despejando los mismos de la definición del Número de Nusselt:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_h} \quad (2.128)$$

2.4. Propiedades físicas del aire

Las correlaciones de las propiedades físicas del aire que fueron consideradas para la *Validación y Verificación* del CSA-2C fueron la propuestas por Álvarez *et al.* [45]. El autor desarrolló correlaciones utilizando datos empíricos en el intervalo de temperatura de -40 a 100°C . De este modo expresa estas propiedades como:

- *Viscosidad dinámica:*

$$\mu = -0.000023411087657 + 0.000006394496773T^{0.33} \quad (2.129)$$

- *Densidad:*

$$\rho = 0.1619315 + 715.2863855T^{-1.15} \quad (2.130)$$

- *Conductividad térmica:*

$$k = -0.012999432 + 0.0014979685T^{0.57} \quad (2.131)$$

- *Calor específico:*

$$C_p = 1012.422382422 - 506448.928597038T^{-2} \quad (2.132)$$

Donde, la temperatura (T) se encuentra en Kelvin.

2.5. Eficiencia térmica

La eficiencia térmica del CSA-2C se calculó mediante ecuación (2.133):

$$\eta = \frac{E_{Salida}}{E_{suminsitrada}} \cdot 100 \% = \frac{Q_{util}}{G \cdot A} \cdot 100 \% \quad (2.133)$$

Para obtener el valor del calor útil (Q_{util}) y la energía de entrada al captador ($G \cdot A$) se calculó el área bajo la curva durante cada día analizado. Para ello se empleó la regla del trapecio (ec. 5.4)

$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{b-a}{n} \left[\frac{f(a) + f(b)}{2} + \sum_{k=1}^{n-1} f\left(a + k \frac{b-a}{n}\right) \right] \quad (2.134)$$

2.6. Diagramas de flujo en estado permanente y transitorio

Para obtener la solución de los sistemas de ecuaciones algebraicas obtenidos para los captadores solares de aire de dos canales con y sin material de cambio de fase en la placa absorbadora y en estado transitorio se desarrollaron 2 códigos numéricos en lenguaje de programación C. En la Figura 2.7 se muestra el diagrama de flujo general correspondiente a los códigos en estado transitorio.

Los códigos numéricos para los captadores con y sin PCM en estado transitorio siguen los siguientes pasos. En primer lugar, se realiza una declaración de variables donde se establece que se trabaja con variables de doble precisión, además se reserva un espacio en la memoria del equipo para ser utilizadas posteriormente. En segundo lugar, se realiza una declaración de variables, en donde se establecen las dimensiones del captador, las propiedades térmicas y ópticas de los materiales utilizados, flujos máxicos, valores de operación, etcétera. Posteriormente, se define el paso de tiempo que se utiliza (Δt), además de los criterios de convergencia para determinar si se alcanzó el estado permanente o bien para establecer un tiempo máximo de análisis.

Ya que se debe conocer el perfil de temperaturas en el los fluidos de trabajo, la cubierta de vidrio, la placa absorbadora y la cubierta inferior en todo el captador para el tiempo inicial $t = t_0$, se propone que todos se encuentre a la temperatura ambiente. Posteriormente, se

realiza una división de la geometría del captador en el número de secciones previamente definido, es decir, se genera la malla computacional, en el caso de los códigos con PCM de igual forma se genera una malla en el elemento. A continuación, se propone un perfil de temperaturas para la primer iteración. Posteriormente, se establece que se realizan los cálculos para el primer tiempo $t = t_1$, a su vez se cargan los datos meteorológicos proporcionados por la CONAGUA. Seguidamente, se realiza el cálculo de la propiedades del fluido de trabajo utilizando la temperatura propuesta. Luego, se calculan todos los coeficientes de transferencia de calor involucrados en el sistema para realizar una matriz de coeficientes la cual alimentará al solver utilizando el método de Jacobi sin relajación. Después, se genera un proceso iterativo, donde las nuevas temperaturas calculadas se comparan con las temperaturas previas. El proceso iterativo se repite hasta cumplir con un criterio de convergencia de 0.01°C , cuando se alcanza el criterio de convergencia se guardan las temperaturas obtenidas y se considera la siguiente sección. Para ello, se establece que la temperatura del fluido de trabajo a la salida de la sección que ya convergida es igual a la temperatura del fluido de trabajo a la entrada de la siguiente sección. El proceso iterativo se repite hasta terminar con el cálculo de las temperaturas de cada una de las secciones consideradas del captador solar. Después, se imprimen las temperatura obtenidas en un archivo .DAT. Por último, se inicia un proceso iterativo hasta alcanzar alguno de los criterios de convergencia temporal establecidos.

En resumen, en el presente capítulo se presentaron los modelos físicos del captadores solar de aire de dos canales con y sin material de cambio de fase en la placa absorbadora. Así, como los correspondientes modelos matemáticos en estado transitorios en una dimensión (1D), utilizando la técnica de balances globales de energía. En la siguiente sección se presenta el proceso de construcción e instrumentación del prototipo experimental.

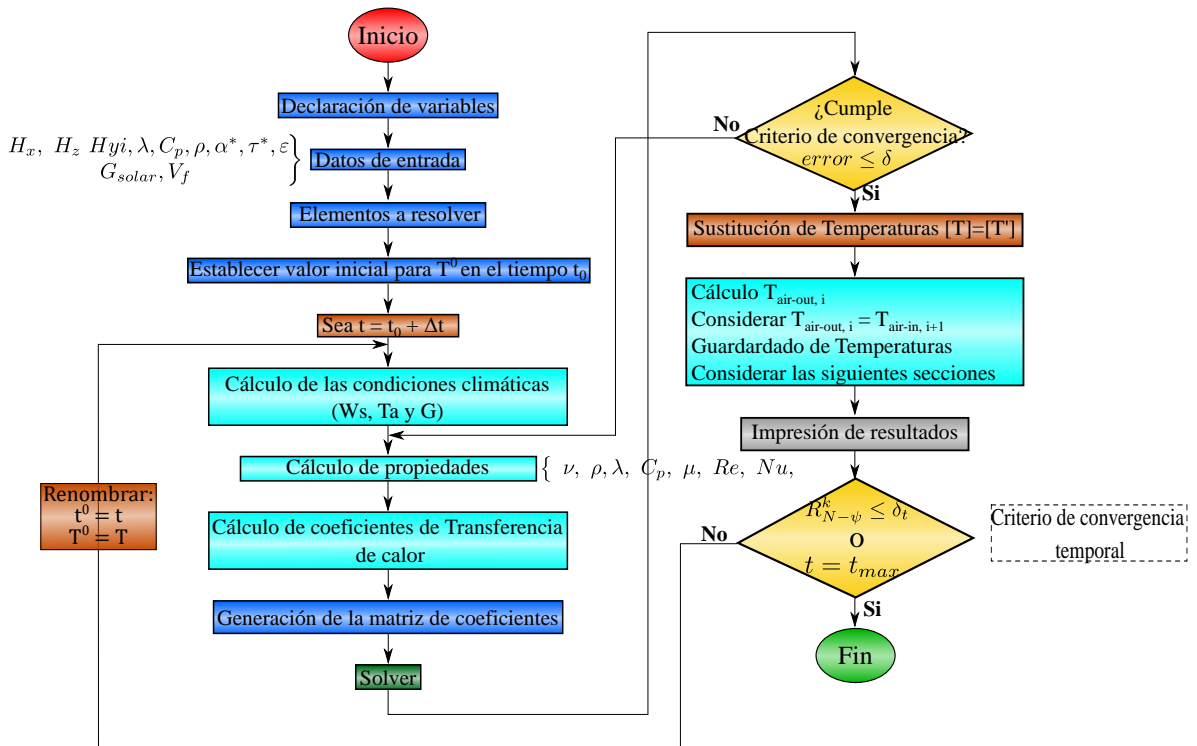


Figura 2.7: Driagrama de flujo general para los CSA

CAPÍTULO 3

Materiales y métodos

En este capítulo se muestra el proceso de diseño y construcción del CSA-2Csin PCM en la placa absorbadora. Además, se presenta el proceso de instrumentación del prototipo experimental. Así, como el proceso de recolección de datos meteorológicos “in situ” para alimentar el código numérico.

3.1. Equipo experimental

En esta sección se presenta el diseño y construcción del equipo experimental del captador solar de aire de uno y dos canales. Para ello, se habilitó la estructura del CSA que fue construída por Arce [22] y reutilizada por Hernández [25]. Para el diseño de los componentes requeridos (placa absorbadora, superficie inferior, soportes de altura variable, etc.) se utilizó el software comercial **SolidWorks 2019**. De manera análoga, se muestra el proceso de construcción de cada uno de los componentes.

3.1.1. Componentes de un captador solar de aire

A continuación, se enumeran los componentes principales del captador solar de aire analizado en el presente trabajo:

1. Estructura de soporte o envolvente del captador solar de aire con aislante térmico.
2. Superficie inferior.
3. Placa absorbadora plana móvil.
4. Cubierta de vidrio (Vidrio claro de 0.004 m de espesor).

3.1.1.1. Estructura de soporte

En primer lugar, se habilitó la estructura del CSA construída por Arce [22]. En la Figura 3.1 se muestra el CSA rediseñado por Hernández [25] el cual implementó aletas en los ductos del CSA reutilizando la estructura construída por Arce [22]. De este modo, en el presente trabajo se reutilizó la estructura, el difusor de salida y el soporte del extractor de aire, los cuales se encuentran aislados térmicamente. De manera que, se retiraron los accesorios (placa absorbadora, compuertas y sensores de temperatura) instalados en el CSA por Hernández [25].



Figura 3.1: Equipo experimental desarrollado por Hernández [25]

A su vez, en la Figura 3.2a se muestra la estructura de soporte que se utiliza para contener la placa absorbadora, el aislante térmico, la cubierta de vidrio y accesorios del CSA. La estructura de soporte fue construida por Arce [22] con ángulo de acero estructural de 0.0254 m x 0.00317 m (1 in x 1/8 in), y se encuentra forrada con lamina galvanizada calibre 26. La estructura de soporte se encuentra pintada en color negro mate resistente a la corrosión y altas temperaturas. El aislante que se utilizó en el CSA fue fibra de vidrio con cubierta de aluminio de 0.0254 m (1 in) de espesor, se utilizó dicho material debido a su costo moderado y por sus múltiples aplicaciones en sistemas de aire acondicionado. La conductividad térmica de la fibra de vidrio es de 0.038 W/mK [53]. En particular, en la Figura 3.2a se observa que la estructura de soporte cuenta con el difusor de salida y el soporte del extractor de aire, dichos componentes se dejaron instalados ya que se encuentran correctamente sellados.

Posteriormente, se realizó el diseño 3D de la estructura de soporte aislada térmicamente con los componentes antes mencionados mediante el software comercial SolidWorks, como se muestra en la Figura 3.2b. En particular, se utilizaron los mismos materiales de construcción del equipo experimental, así como las mismas dimensiones de cada uno de los elementos. El diseño 3D del equipo experimental se llevó a cabo con el objetivo de realizar el diseño de los demás componentes del CSA y fabricar los mismos a medida.



(a) Equipo Experimental



(b) Diseño 3D

Figura 3.2: Estructura de soporte del CSA con aislante de fibra de vidrio

Con el objetivo de evitar rasgaduras en el aislante térmico (fibra de vidrio) al introducir la placa absorbidora al CSA, se propuso incluir capa fina de madera que funcione como guarda evitando rasgaduras en el material aislante y de manera indirecta funcione como una segunda capa de aislante. En la Figura 3.3a se muestra el forro de madera de caobilla que está compuesta por una sección central de 0.6204 m x 1.906 m y dos secciones laterales de 0.105 m x 1.906 m con un espesor de 0.0027 m. Así mismo, en la Figura 3.3b se muestra el renderizado del forro de caobilla instalado en la estructura de soporte del CSA. Análogamente, en la Figura 3.4 se muestra la estructura de soporte completamente habilitada y con el forro de caobilla instalado en su interior.



(a) Forro de caobilla



(b) CSA con forro de caobilla

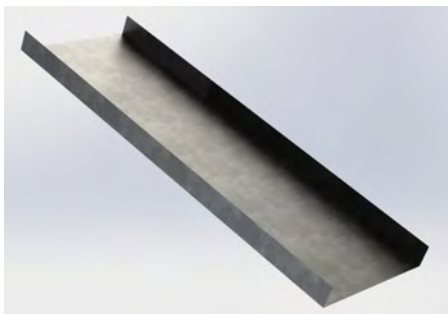
Figura 3.3: Diseño 3D y ensamblaje del forro de caobilla



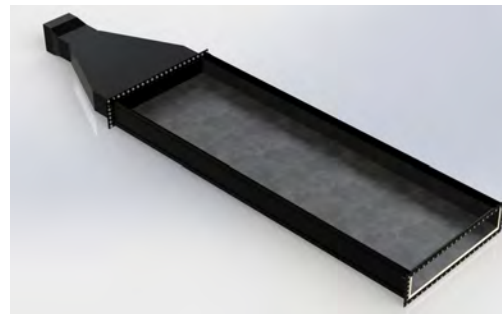
Figura 3.4: CSA con forro de caobilla

3.1.1.2. Superficie inferior

De manera similar, se realizó el diseño 3D de un superficie de acero galvanizado que se ubicó inmediatamente en la parte superior del forro de caobilla. En la Figura 3.5a se muestra el diseño 3D de la superficie inferior del CSA, se diseñó con acero galvanizado calibre 26 pintado en color negro mate. Las dimensiones de la superficie son de 0.615 m x 1.906 m, además cuenta con una pestaña de 0.10 m. A su vez, en la Figura 3.5b se muestra el renderizado de la superficie inferior instalada en la estructura de soporte del CSA. En la Figura 3.6 se muestra la superficie inferior instalada en la estructura de soporte del CSA.



(a) Superficie inferior



(b) CSA con la superficie inferior

Figura 3.5: Diseño 3D y ensamblaje de la superficie inferior

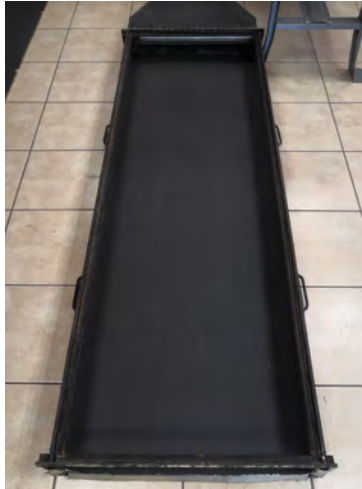


Figura 3.6: CSA con la superficie inferior instalada

3.1.1.3. Placa absorbadora

La placa absorbadora es el componente medular de un captador solar de aire. La función principal de la placa absorbadora es captar o absorber la mayor cantidad de energía solar disponible, para transferir dicha energía al fluido de trabajo. Es por ello, que se debe tener especial cuidado al fabricar este componente. Además, se debe seleccionar cuidadosamente el tipo de material que se utilizar para su construcción. Si bien utilizar una placa absorbadora de cobre producirá un incremento sustancial en la eficiencia del captador dicho incremento será directamente proporcional al incremento en los costos de fabricación. De este modo, en el presente trabajo se optó por utilizar una placa absorbadora fabricada de lamina de acero galvanizado para reducir costos de fabricación y porque el objetivo del presente trabajo es validar los modelos teóricos de balances globales de energía independientemente de la eficiencia del CSA.

En el presente trabajo se pretende realizar un estudio paramétrico en donde, entre otros factores, se modifique el espesor del canal del CSA de uno y 2 canales. Es por ello, que se realizó el diseño de soportes de altura variables distribuidos a lo largo del captador para poder variar

la altura de la placa absorbidora. En este sentido, en la Figura 3.7 se muestra el diseño y ensamblaje de los soportes de altura variable y la placa absorbidora en el CSA.

En la Figura 3.7a se muestran el diseño de los 6 soportes de altura variable que se distribuyen a lo largo del captador y sostienen la placa absorbidora para evitar deflexiones de la misma. Los soportes fueron diseñados con solera de acero de 1 1/2 in x 1/8 in y con ángulo de acero estructural de 1 1/2 in x 1/8 in. En la Figura 3.7b se muestra la placa absorbidora la cual se diseñó con lamina de acero galvanizado calibre 20 pintada de color negro mate. Las dimensiones de la placa absorbidora es de 0.605 m x 1.906 m, además cuenta con una pestaña de 0.01 m. Adicionalmente, se le hicieron muescas de 0.0381 m x 0.01 m a la placa absorbidora donde encajan perfectamente los soportes de altura variable, dichas muescas se ubican a 0.30, 0.95 y 1.60 m del inicio de la misma. Finalmente, En la Figura 3.7c se muestra el CSA con los soportes de altura variable y la placa absorbidora.

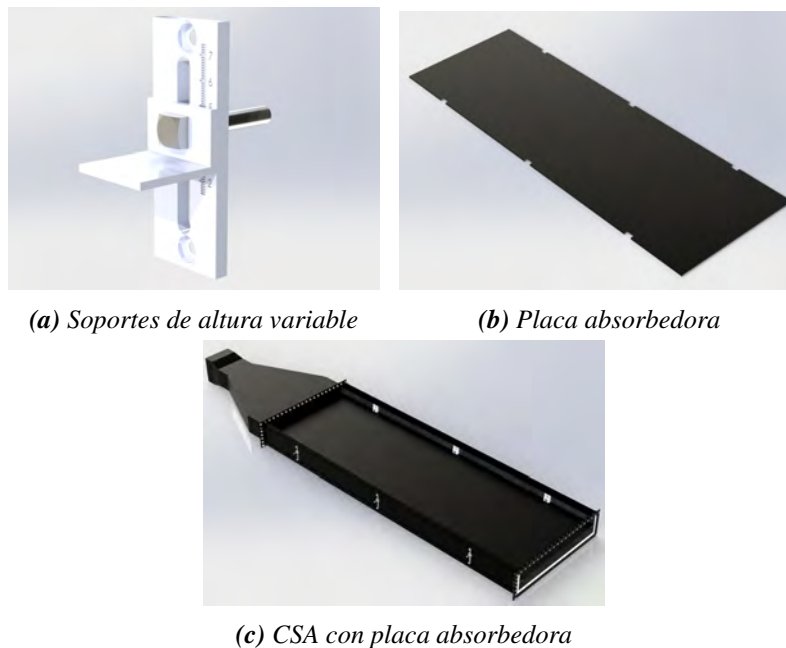


Figura 3.7: Diseño 3D y ensamblaje de soportes y placa absorbidora de altura variable

A su vez, en la Figura 3.8 se muestra la placa absorbidora y los soportes de altura variable

correctamente instalados en el CSA.



Figura 3.8: CSA con placa absorbadora y soportes de altura variable

3.1.1.4. Cubierta de vidrio

La cubierta de vidrio es un elemento indispensable en el funcionamiento del captador, debido a que produce una reducción significativa en las pérdidas de calor por radiación y convección del interior del CSA hacia el exterior. La cubierta de vidrio claro permite el paso de la radiación de las longitudes de onda corta de la luz visible del sol, dicha radiación es absorbida por la placa absorbadora, pero las longitudes de onda más larga de la re-radiación infrarroja de los objetos calentados, son incapaces de pasar por el vidrio a este fenómeno se le conoce como el efecto invernadero. Sin embargo, el vidrio produce una reducción en la intensidad de la radiación que llega a la placa absorbadora, es por ello que el vidrio utilizado debe tener un valor elevado de transmitancia. Las propiedades ópticas del vidrio claro utilizado se estimaron mediante el espectrofotómetro UV-3101PC-Shimadzu, se obtuvo un valor de 0.80 para la transmitancia, 0.05 para la reflectancia y 0.15 para la absortancia en un intervalo de 300-1500 nanómetros [22].

Las dimensiones de la cubierta de vidrio son de 0.62 m de ancho por 1.92 m de largo y 0.004

de espesor. En la Figura 3.9 se muestra la cubierta de vidrio claro. Es importante mencionar, que el vidrio debe instalarse en la estructura de soporte del CSA con empaques para permitirle expandirse cuando se caliente, y contraerse cuando se enfríe.



Figura 3.9: Cubierta de vidrio claro de 0.004 m de espesor

3.1.2. Accesorios del captador solar de aire

Los accesorios o acoplamientos son dispositivos que permiten una mejora en el funcionamiento del captador y son colocados a la entrada o salida del captador, estos dispositivos pueden variar dependiendo del tipo de captador que se analice. A continuación, se describen los accesorios más importantes que se utilizaron en el captador estudiado en el presente trabajo.

3.1.2.1. Acoplamientos de entrada y salida

Los acoplamientos de entrada y salida son difusores que permiten conducir el fluido de trabajo (aire) inmediatamente a la entrada y salida del captador. Los acoplamientos son fijados a la estructura de soporte del captador. En la Figura 3.10 se muestra el acoplamiento de salida diseñado y construido por Arce [22], el dispositivo está compuesto por un difusor con doble fondo y aislante térmico entre ambas capas para evitar pérdidas de calor, el difusor funciona como un mezclador de aire para el caso de un captador de doble canal. Además, el difusor

tiene acoplado un soporte para colocar un extractor de aire a la salida del mismo.



Figura 3.10: Acoplamiento de salida del CSA

Por otra parte, se realizó el diseño de un difusor de entrada, para ello se tomaron como referencia las dimensiones de la capa externa del difusor de salida, ya que la geometría de esta se obtuvo mediante simulaciones desarrolladas en el paquete computacional ALGOR. En la Figura 3.11a se muestra el renderizado del difusor de entrada realizado en el software comercial SolidWorks. Análogamente, en la Figura 3.11b se muestra el difusor de entrada construido.



(a)

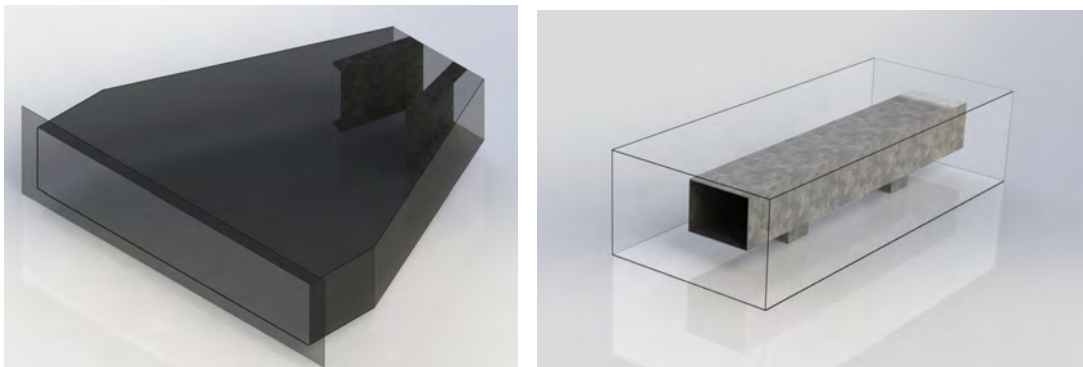


(b)

Figura 3.11: Difusor de entrada del CSA

3.1.2.2. Acondicionador de aire

Se debe agregar que, para cumplir el requisito de la norma ANSI/ASHRAE Standard 93-2010 [54] de mantener la temperatura de entrada del captador con una variación de $\pm 1^\circ \text{C}$ se realizó el diseño y fabricación de un acondicionador de aire. en la Figura 3.12 se muestra el diseño en 3D de los componentes que conforman el acondicionador de aire. Es decir, el difusor de entrada con deflectores en su interior (Figura 3.12a) y el ducto calefactor con el ducto interno (Figura 3.12b), por cuestiones ilustrativas y demostrativas el exterior de los componentes se muestran transparentes. Sin embargo, el ducto interno está fabricado con lamina de acero galvanizado calibre 26, las dimensiones del ducto son 0.08 m x 0.06 m x 0.45 m. Cabe mencionar, que se realizó un embobinado con cable calefactor tanto en la cara externa del ducto interno como en la cara interna del ducto externo. Lo anterior, con la finalidad de tener una mayor área de transferencia y que el aire a la entrada se caliente uniformemente.



(a) Difusor de entrada

(b) Ducto calefactor

Figura 3.12: Acondicionador de aire a la entrada del CSA

La geometría de este componente se determinó con base en simulaciones realizadas utilizando la herramienta computacional *Flow Simulation* la cual pertenece al software comercial SolidWorks, se utilizó la herramienta wizard para crear un nuevo proyecto. En particular, se realizó un estudio interno del CSA considerando la ecuación de conservación de masa y las ecuaciones de cantidad de movimiento, se excluyeron las cavidades sin condiciones de flujo,

se activaron la características físicas de dependencia de tiempo y de gravedad, se estableció como fluido de trabajo el aire y una rugosidad de las paredes de $46 \mu\text{m}$ (Acero comercial) [53], temperatura ambiente 293.2 K , presión atmosférica de 101325 Pa y el modelo de turbulencia I-L (2% y 0.00173025 m).

En la Figura 3.13 se muestran los perfiles de velocidad en el CSA con los deflectores dentro del difusor y con un ducto interno dentro del ducto calefactor el cual tiene el objetivo de calentar de manera uniforme el fluido de trabajo a la entrada. Lo anterior con el objetivo de cumplir la norma ANSI/ASHRAE Standard 93-2010 [54] de mantener la temperatura de entrada del captador con una variación de $\pm 1^\circ \text{ C}$. Se observa que si bien los perfiles de velocidad tienen ciertas áreas con perturbaciones, la velocidad se mantiene uniformes en gran parte del CSA.



Figura 3.13: Perfiles de velocidad del CSA con deflectores y ducto interno

3.1.3. Banco de pruebas del captador solar de aire

El banco de pruebas consiste en una estructura de acero donde descansa el CSA y se utiliza para el proceso de caracterización del mismo. En particular, el banco de pruebas se diseñó con PTR (Perfil Tubular Rectangular) de $1 \frac{1}{2} \text{ in} \times 1 \frac{1}{2} \text{ in}$ calibre 14, sus dimensiones son de $1.15 \text{ m} \times 2.14 \text{ m}$ y una altura de 1.45 m . Las uniones de los PTR y accesorios se realizaron con tornillería de $\frac{7}{16} \text{ in}$ y $\frac{1}{4} \text{ in}$ de diferentes longitudes. Lo anterior, con la finalidad de

tener un banco de pruebas que se pueda desmontar fácilmente y se pueda modificar de la misma manera. En este sentido, en la Figura 3.14 se muestra el renderizado del diseño 3D del banco de pruebas, se observa que se agregó una caja de lamina de acero galvanizado calibre 26, la cual tiene la finalidad de resguardar los dispositivos electrónicos (Sistema adquirente de datos y computadora) de las condiciones ambientales.

En la Figura 3.14a se muestra el renderizado del diseño 3D del banco de pruebas en la posición 1, en la cual la estructura donde descansa el CSA tiene una inclinación de 0° . Análogamente, en la Figura 3.14b se muestra el renderizado del diseño 3D del banco de pruebas en la posición 2, en donde la estructura donde descansa el CSA tiene una inclinación 18.8° . La inclinación que tiene el CSA en la posición 2 corresponde a la latitud (en grados) del lugar en donde se realizó el presente estudio (Cuernavaca, Morelos), de esta forma se obtiene la máxima radiación durante todo un año en un captador que se encuentra fijo [55].

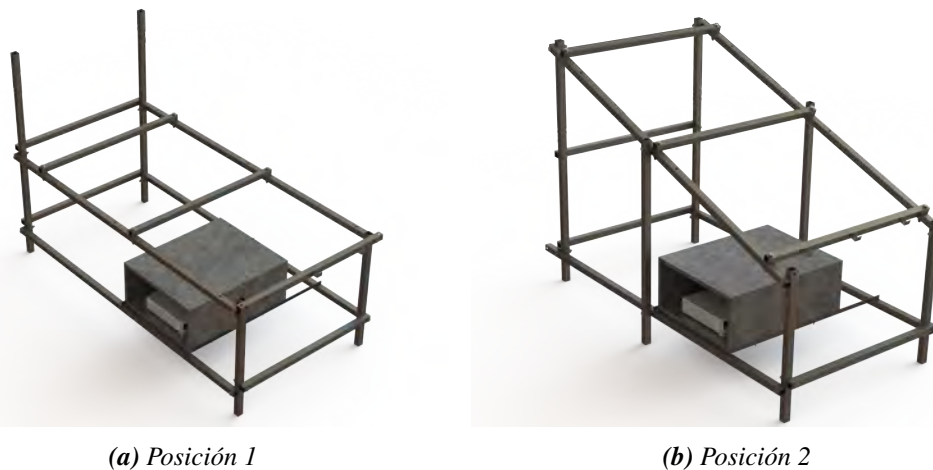


Figura 3.14: Diseño 3D del banco de pruebas

3.1.4. Ensamble final del captador solar de aire

Una vez que se concluyó con el proceso de fabricación de cada uno de los componentes del captador solar de aire se procedió con el ensamblaje terminal del dispositivo. Cabe mencio-

nar, que el CSA fue diseñado y construido de tal manera que sus componentes puedan ser fácilmente desmontados para su limpieza o su correcto almacenamiento. En la Figura 3.15 se muestra el renderizado del CSA ensamblado completamente, el cual está montado sobre un banco de pruebas. La base en donde descansa el captador permitió manipular los instrumentos que se utilizaron para la caracterización del captador.



Figura 3.15: Diseño 3D del CSA totalmente ensamblado

3.2. Instrumentación del CSA-2C

En este apartado, se muestra el proceso de instrumentación de los distintos elementos del captador. Para ello, se fabricaron un total de 15 termopilas las cuales se instalaron en la placa absorbidora, la cubierta de vidrio y la superficie inferior en las longitudes mostradas en la Figura 3.16. Adicionalmente, se fabricaron 10 termopares los cuales se instalaron al centro de los canales de aire en las mismas longitudes.

En primer lugar, se definió la ubicación final de los sensores de cada uno de los elementos del

CSA. El principal objetivo de esta actividad es conocer el comportamiento térmico del CSA y con los datos obtenidos realizar una validación del código numérico. Para ello se utilizó un arreglo en termopila para obtener la temperatura promedio en los componentes a distas longitudes.

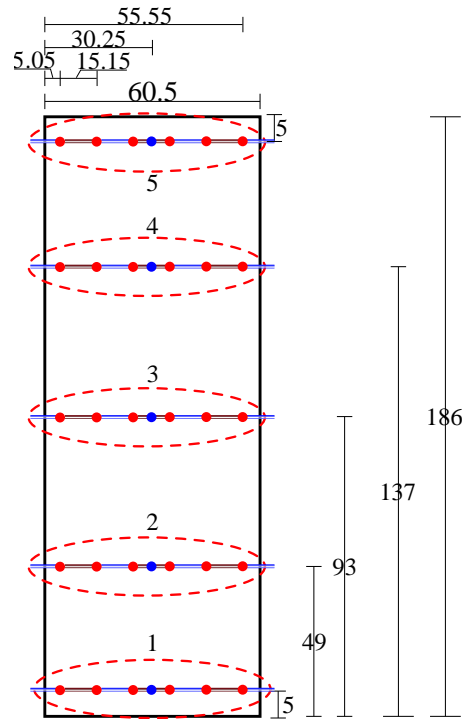


Figura 3.16: Ubicación espacial de los arreglos en termopila en los componentes del CSA (unidades en centímetros)

En la Figura 3.16 se muestra la configuración propuesta para la ubicación espacial de los sensores de temperatura y con esto los arreglos en termopila de los distintos elementos del CSA. En particular, se proponen termopilas con 6 puntas a diferentes longitudes de los componentes. Con esta configuración se determinó la temperatura promedio del elemento en la zona medida y se redujo la cantidad de canales utilizados en el adquisidor de datos. Adicionalmente, se colocó una punta al centro del elemento analizado el cual sirvió como temperatura de referencia para el cálculo de la temperatura promedio registrada por la termopila.

Cabe mencionar, que para la cubierta de vidrio, la placa absorbedora y la superficie inferior las puntas del termopar se colocaron directamente sobre el elemento. Por otra parte, para los canales de aire se utilizó alambre al centro del canal y sobre ese alambre se colocaron las puntas del termopar. Además, se colocó otro arreglo en termopila a la salida del difusor de salida para determinar la temperatura promedio del aire a la salida del CSA. Para ello se utilizó hilo de termopar tipo “T” calibre 30 con límite especial de error y recubrimiento de fibra de vidrio. Se utilizó este tipo de termopar ya que su rango de operación es de $-250\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ y tiene una precisión de $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ o 0.4% .

Se formaron las 15 termopilas de 12 puntas. Para ello, se separaron los dos hilos que conforman el cable de termopar. Posteriormente, se cortaron los hilos de cobre y constantán a las medidas requeridas para formar las 12 puntas de la termopila. Se buscó que las termopilas tuvieran un número par de puntas para de esta forma sus extremos sean hilo de cobre y de esta forma poder utilizar cable de cobre calibre 30 de alta pureza para conectar los dos extremos de cobre de la termopila hacia la tarjeta adquisidora y de esta forma reducir en gran medida el consumo de hilo de termopar. Como segundo paso, se fabricaron 10 termopares para la instrumentación de los dos canales de aire. Se tomaron medidas para hacer el ruteo del cableado en los distintos elemento y se contempló una distancia de 1.5 m desde el captador hasta el adquisidor de datos.

Posteriormente, se procedió a instalar las termopilas y termopares en las posiciones establecidas en la placa absorbedora móvil. Para ello, se marcaron los nodos de medición en la placa absorbedora en las posiciones previamente establecidas, como se muestra en la Figura 3.17. En donde, se midió y se marcó mediante un punto de color rojo y un círculo de color verde cada uno de los 35 nodos de medición, contando los 6 nodos de cada una de las 5 termopilas y los 5 nodos de la temperatura de referencia al centro de la placa absorbedora.



Figura 3.17: Marcado de los nodos de medición en la placa absorbadora

Después, se colocó una cinta adhesiva sobre los nodos de medición para evitar que se vea modificado el *Efecto Seebeck* con el que funcionan los termopares al poner en contacto un tercer metal a las puntas de los termopares. Luego, se colocaron cada una de las puntas impares de las termopilas en los nodos de medición y las pares lo más cerca posible del termopar que mide la temperatura de referencia al centro de la placa absorbadora, como se muestra en la Figura 3.18a. Posteriormente, se empalmaron el extremos derecho e izquierdo con el cable de cobre de alta pureza calibre 30. Se repitió el paso anterior en cada una de las otras 4 zonas de medición de la placa absorbadora. Finalmente, se procedió a realizar la gestión de cables por un costado de la placa absorbadora, como se muestra en la Figura 3.18b. Cada uno de los cables fue cuidadosamente etiquetado para evitar posibles confusiones en el manejo de la información cuando se ponga en marcha el experimento.

Una vez instaladas las termopilas y termopares en la placa absorbadora, se realizó una comprobación de continuidad de cada una de las termopilas y termopares para descartar posibles falsos contactos y por ende lecturas erróneas de temperatura. Se realizaron pruebas prelimi-

nares en donde se registraron lecturas de temperatura en la placa absorbadora para comprobar el correcto funcionamiento de cada uno de los sensores instalados.



(a) Termopilas y termopares



(b) Ruteo del cableado

Figura 3.18: Instalación de termopilas y termopares de referencia en la placa absorbadora

En la Figura 3.19 se muestra el proceso de instrumentación de la cubierta de vidrio y de la superficie inferior el cual fue similar al realizado en la instrumentación de la placa absorbadora. Se realizaron pruebas para medir la continuidad en cada uno de los termopares y termopilas para descartar falsos contactos y el mal funcionamiento de los sensores de temperatura. Adicionalmente, se realizaron pruebas preliminares de cada uno de los componentes en donde se registraron lecturas de temperatura y se comprobó el correcto funcionamiento de todos los sensores.

Como sexto paso, se llevo a cabo la instrumentación de los canales de aire. Para ello, en primer lugar se retiró el difusor de salida del CSA, como se muestra en la Figura 3.20. Se observa que los sellos de silicon ya se encontraban desgastados por lo cual posteriormente fueron remplazados en el montaje del difusor de salida. Por otra parte, se realizaron unos

cortes en la parte central del pestaña interna del difusor de salida con el objetivo de que no afecten la instalación de los soportes móviles del cable donde se colocaron los termopares suspendidos al centro de los canales de aire.

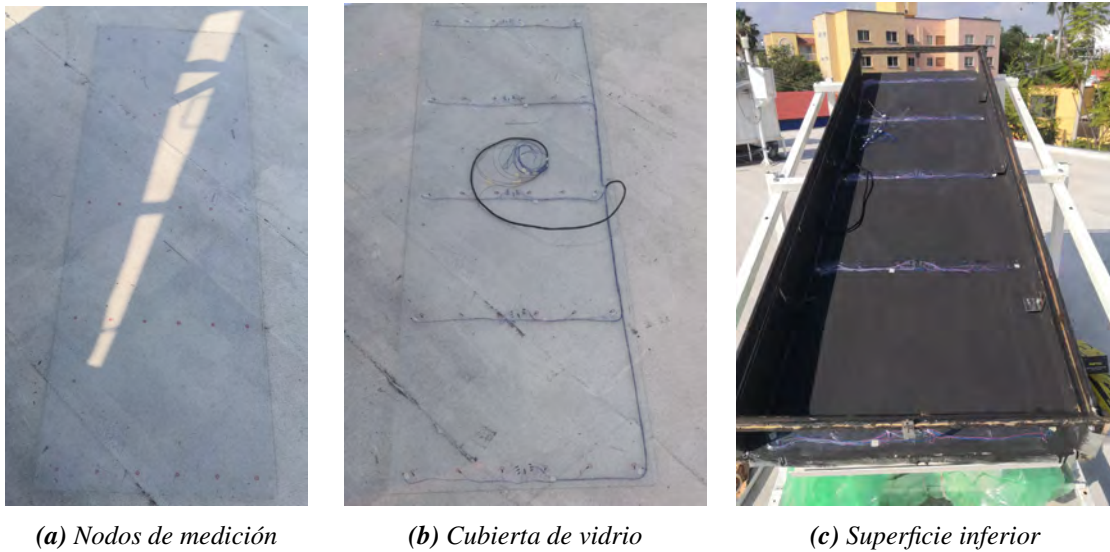


Figura 3.19: Instalación de termopilas y termopares de referencia en la cubierta de vidrio y la superficie inferior



Figura 3.20: Desmontaje del difusor de salida del CSA

Posteriormente, se fabricaron e instalaron 4 soportes móviles para 2 alambres de acero en donde se colocaron los termopares. Estos soportes móviles se diseñaron con el objetivo de que se pueda mover la altura a la cual se instalan ya que al mover la placa absorbidora se modifica el espesor de canal y por ende se debe reposicionar la altura en donde se instalan los

termopares en cada uno de los canales de aire. Los soportes móviles fueron fabricados con solera de 2.54cm x 7.5 cm y 1/8” de pulgada de espesor. Se respetó las mismas unidades de los tornillos con la cual se sujeta el difusor de salida para no realizar mayores modificaciones. En las Figuras 3.21a y 3.21b se muestra la instalación de estos 4 soportes de altura variable. Posteriormente, en la Figura 3.21c se muestra la colocación del alambre de acero el cual fue tensado para evitar la posible flexión del alambre al colocar los termopares sobre el mismo.

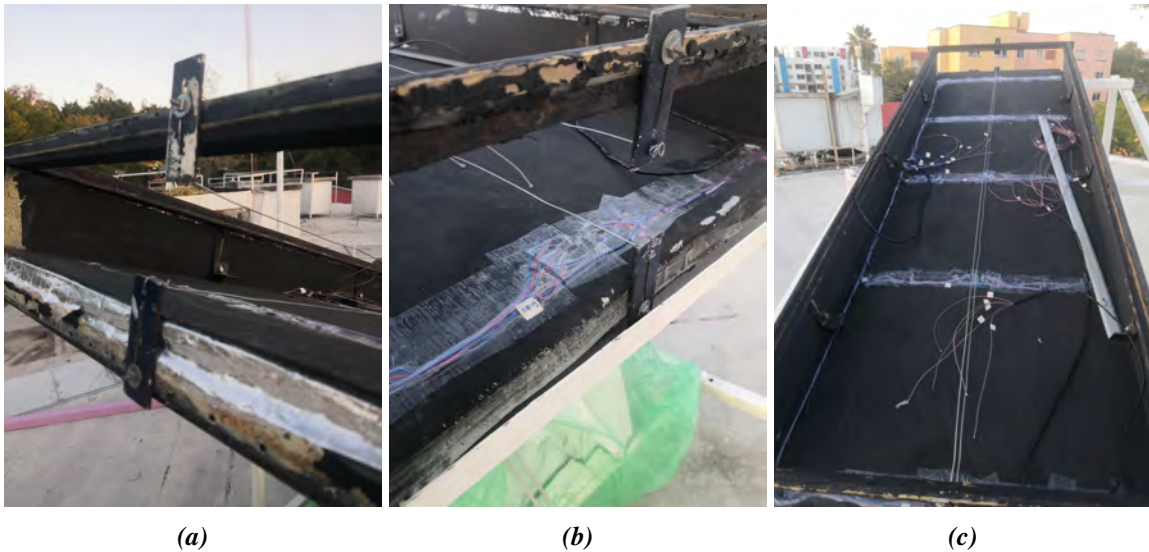


Figura 3.21: Colocación de los soportes de altura variable para el alambre suspendido en los canales de aire

Como séptimo paso, se realizó la instrumentación de cada uno de los canales de aire, para ello se colocaron 5 termopares sobre cada uno de los alambres de acero previamente instalados como se muestra en la Figura 3.22. Se observa que las puntas de los termopares se encuentran aproximadamente 2 cm del cable en el cual están sujetos, lo anterior con el objetivo de que la lectura obtenida por los mismos no se vea afectada por las turbulencias que se puedan producir por la incorporación de un cuerpo externo (alambre de acero) dentro de los canales de aire.

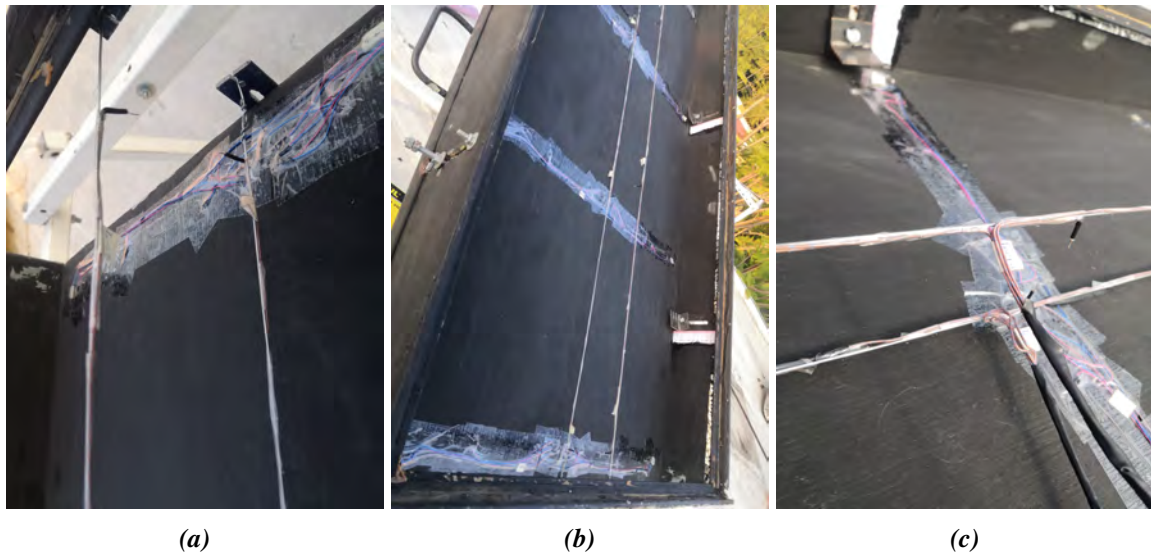


Figura 3.22: Instrumentación de los canales de aire

En la Figura 3.23 se muestra la instalación del difusor de salida en su posición original. Para esto, se aplicó una capa de silicon en las caras del difusor y el CSA. Posteriormente, se colocaron los tornillos y se colocó otra capa de silicon sobre el borde de la unión del difusor de salida con el CSA para evitar posibles fugas y sellar los claros provocados por los soportes de altura variable.

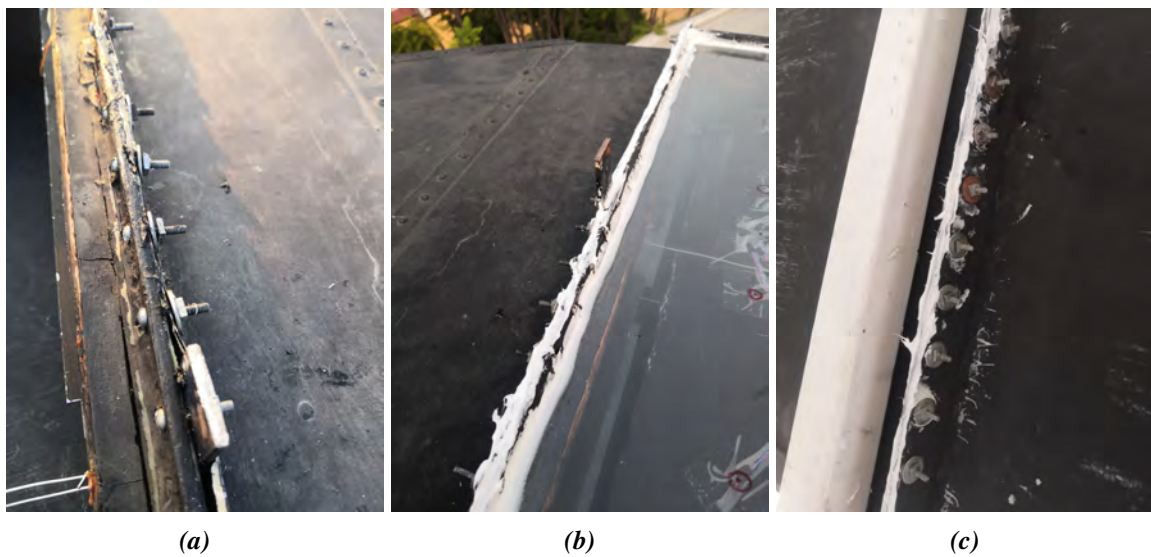


Figura 3.23: Instalación del difusor de salida del CSA

Después, se diseñaron e imprimieron unas reglas las cuales fueron instaladas a un costados de cada uno de los 6 soportes de altura variable de la placa absorbedora, como se muestra en la Figura 3.24a. Por otra parte, en la Figura 3.24b y 3.24c se muestra la instalación de la placa absorbedora sobre los soportes de altura variable y se fijó la misma a una altura de 5 cm de la superficie inferior. Por lo tanto, se formaron dos canales por donde circula el aire, el canal inferior con un espesor de 5 cm y el canal superior de 6 cm. Las puntas de los termopares ubicados en el canal inferior y superior se colocaron justo al centro de sus respectivos canales (2.5 cm y 3 cm).

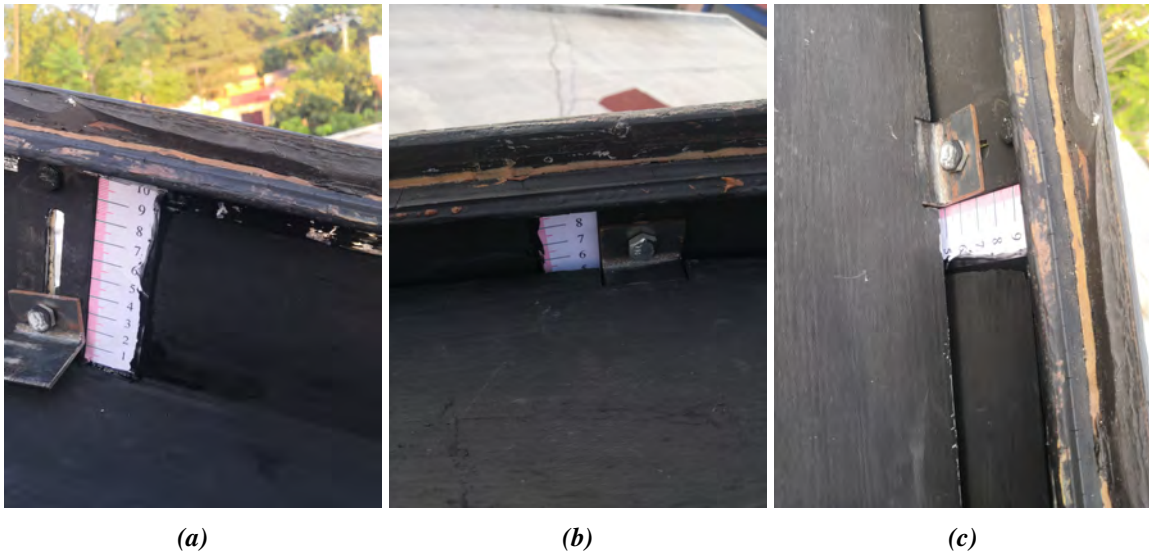


Figura 3.24: Colocación de la placa absorbedora móvil

Enseguida, se colocó la cubierta de vidrio sobre el CSA y se selló utilizando silicon, como se muestra en la Figura 3.25 para evitar posibles fugas de aire y evitar que el agua se filtre a la interior del captador y con esto producir posibles errores de medición en los sensores de temperatura.



Figura 3.25: Sellado de la cubierta de vidrio

Finalmente, en la Figura 3.26 se muestra el proceso de conexión de cada uno de los termopares y termopilas instalados en cada uno de los componentes del CSA. Se observa que cada uno de los cables se encuentra correctamente identificado. Cabe mencionar que, se llevó un cuidado riguroso para evitar interpretaciones erróneas de los resultados obtenidos.

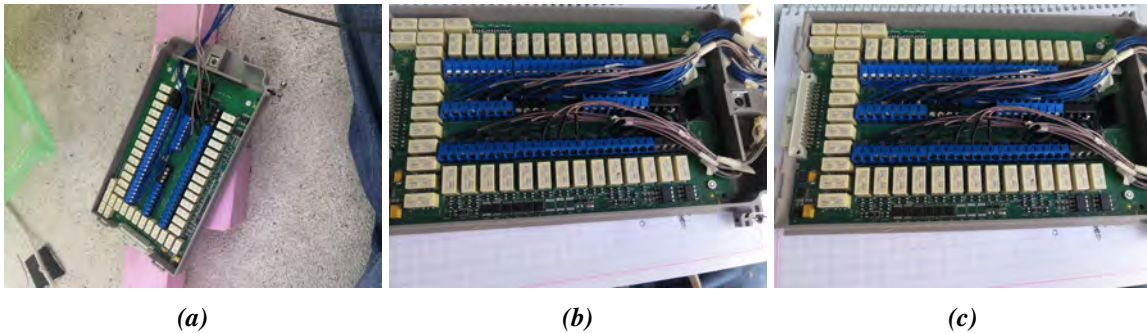


Figura 3.26: Conexión de termopilas y termopares en la tarjeta adquisidora

3.3. Determinación del flujo másico

En esta sección se muestra el proceso realizado para determinar el flujo másico dentro del CSA con el extractor de aire a su máxima velocidad. Para ello se realizaron mediciones de la

velocidad del aire en distintos puntos del captador. Las mediciones fueron tomadas utilizando el multímetro digital de banco de la marca Keithley modelo 2700.

El sensor utilizado para medir la velocidad del aire fue el transmisor de velocidad de aire de la marca Omega con número de parte FMA901R-MA, el cual tiene una sonda remota de 0.3 m de largo con cable de 4.5 m. El rango de medición del sensor es de 0 a 2.5 m/s, la salida analógica es de 4 a 20 mA y tiene una precisión de 2 % en escala completa o 15 RPM. Es importante señalar que las tarjetas multiplexoras (modelo 7706 y 7708) que tiene el multímetro digital no cuentan con canales para medir corriente. Es por ello que las mediciones se realizaron de manera manual utilizando el panel frontal del multímetro. Para obtener el valor de la velocidad del aire en m/s se debe sustituir el valor de la lectura arrojada por el multímetro en la Ec. (3.1).

$$V = 0.15875x - 0.635 \quad (3.1)$$

en donde, x es la corriente en mA.

Por otra parte, en la Figura 3.27 se muestra un diagrama esquemático del CSA donde se encierra de color rojo la posición en donde se introdujo la sonda del transmisor de velocidad de aire. Se observa que la sonda se introdujo a 90 cm de la entrada del captador, aprovechando una de las ranuras de los soportes de altura variable de la placa absorbadora. Se tomaron medidas a cada centímetro a partir de los 5 cm del costado derecho del captador hasta el centro del mismo (30.5 cm). Las lecturas fueron tomadas tanto en el canal superior como en el canal inferior del CSA con el difusor de entrada instalado.

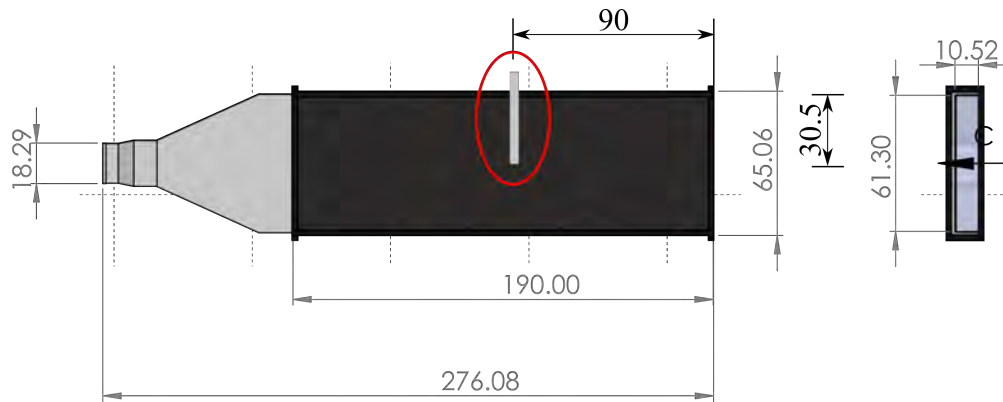


Figura 3.27: Diagrama esquemático del CSA en vista de planta y frontal

El día 28 de Abril de 2023 se realizó una prueba para determinar la velocidad del aire al interior del CSA en condiciones de campo. Para ello, se consideró el captador con una inclinación de 18.88° y con el extractor de aire a su máxima velocidad. Se registraron los valores máximos y mínimos en las posiciones sensadas, en total se registraron un total de 52 mediciones para el canal superior e inferior. Posteriormente, se promediaron dichos valores y se encontró que la velocidad promedio del aire en el canal superior es de 0.56 m/s y 0.40 m/s para el canal inferior. Para evitar las oscilaciones en las lecturas de velocidad del fluido de trabajo al interior del CSA (Provocadas por las ráfagas de aire) se colocó una mampara justo en la entrada del difusor de entrada.

En la Figura 3.28 se muestra la configuración utilizada para el sensado de la velocidad del aire al interior del CSA bajo condiciones de laboratorio. Se utilizó una fuente de poder variable para alimentar el transmisor de velocidad de aire. Se adicionó un buje que permite controlar la posición de la sonda y mantenerla perpendicular a la dirección flujo de aire.

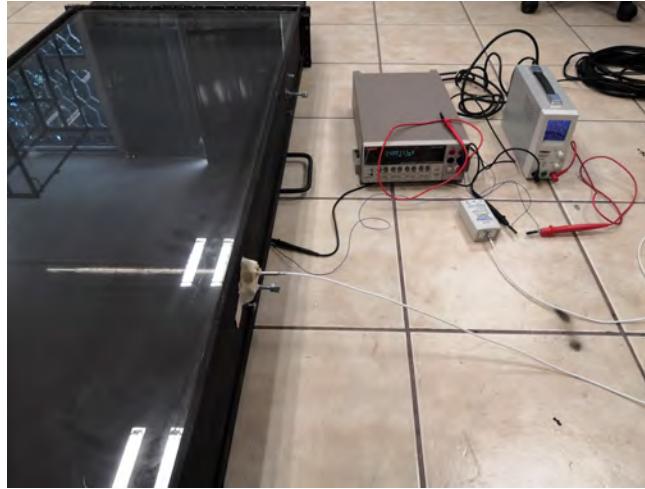


Figura 3.28: Configuración para el sensado de la velocidad del aire en el CSA

Una vez obtenidos los valores promedios de la velocidad del aire en cada uno de los canales, se puede calcular el flujo másico promedio en cada canal empleando la Ec. (3.2).

$$\dot{m} = \bar{V} \cdot A_c \cdot \rho_{air} \quad (3.2)$$

en donde, \bar{V} es la velocidad del aire promedio en m/s, A_c es el área de la sección transversal, para el canal superior es igual a 0.0333 m^2 ($0.055 \text{ m} \times 0.605 \text{ m}$) y para el canal inferior es igual a 0.0302 m^2 ($0.05 \text{ m} \times 0.605 \text{ m}$). Además, ρ_{air} es la densidad del aire en kg/m^3 calculada a la temperatura del aire.

3.4. Rehabilitación de Estación Meteorológica Automática MAWS 110

En esta sección se muestra el proceso de rehabilitación de la estación meteorológica ambiental MAWS 110 (por sus siglas en inglés) de la compañía VAISALA. Lo anterior con la finalidad de tener datos meteorológicos “in situ” (Radiación solar, temperatura ambiente, velocidad del aire, etc.), y poder alimentar el código numérico con estos datos.

Las MAWS de VAISALA son estaciones meteorológicas compactas que se puede utilizar con un trípode portátil o con mástiles de diferentes alturas en instalaciones fijas. La estación meteorológica viene con un conjunto de sensores que miden ciertas variables meteorológicas y que han sido especialmente seleccionados para su uso con MAWS. En la Figura 3.29 se muestran los componentes principales que son utilizados en la MAWS 110 para medir las variables meteorológicas de interés y el sistema de alimentación mediante energía solar.



Figura 3.29: Componentes de la estación meteorológica MAWS 110

A continuación, se describen a detalle los componentes principales de las MAWS 110 que son referenciados a la Figura 3.29:

- 1: **Sensor de radiación solar QMS101.** El piranómetro QMS101 que se muestra en la Figura 3.30, se utiliza para medir la radiación solar global. El sensor QMS101 utiliza un detector de fotodiodo para crear una salida de voltaje proporcional a la radiación entrante. Debido al diseño único del difusor, su sensibilidad es proporcional al coseno del ángulo de incidencia de la radiación, lo que permite mediciones precisas y consis-

tentes. Además, el sensor QMS101 tiene un cable prefabricado con un conector y se instala fácilmente en el brazo de soporte del sensor. Para el correcto funcionamiento del sensor QMS101 este se debe colocar completamente horizontal.



Figura 3.30: Sensor de radiación solar QMS101

2: **Transmisor meteorológico WXT510.** El transmisor meteorológico WXT520 que se muestra en la Figura 3.31a es un transmisor pequeño y liviano que mide seis parámetros meteorológicos. El sensor WXT520 mide la velocidad y dirección del aire, la precipitación, la presión atmosférica, la temperatura y la humedad relativa. Adicionalmente, la carcasa del transmisor tiene clasificación IP65/IP66. El sensor WXT520 funciona con una corriente directa de 5 a 32 V y emite datos en serie con un protocolo de comunicación seleccionable: SDI-12, ASCII automático y sondeado y NMEA 0183 con opción de consulta. El transmisor está equipado con un conector M12 de 8 pines para instalación y un conector M8 de 4 pines para uso de servicio.

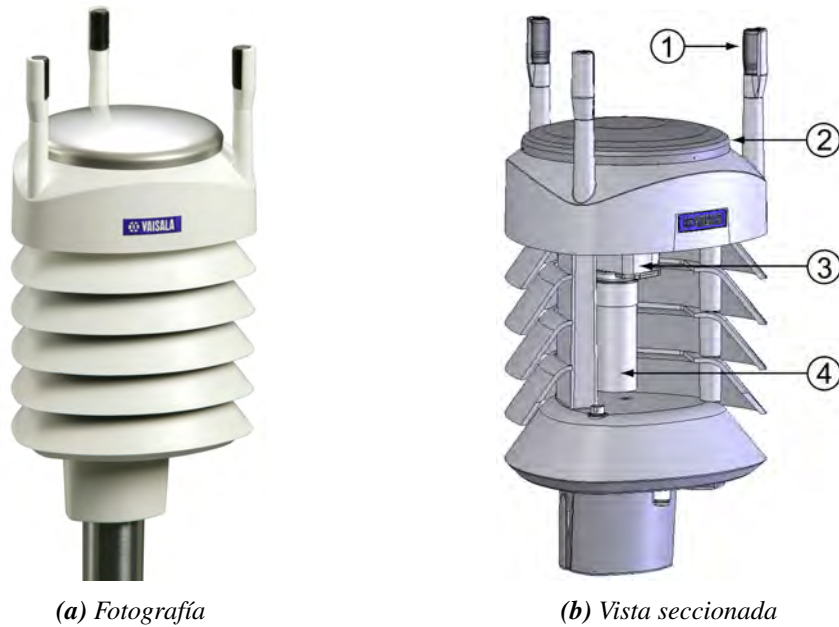


Figura 3.31: Transmisor meteorológico WXT510

En la Figura 3.31b se muestra una vista seccionada del transmisor meteorológico WXT510. Se observa en la posición 1 los transductores de aire (3 piezas). En la posición 2 se observa el sensor de precipitaciones. En la posición 3 se muestra el sensor de presión dentro del módulo. Finalmente, en la posición 4 se observan los sensores de temperatura y humedad dentro del módulo. Es importante mencionar que el transmisor WXT510 tiene que ser instalado orientándolo hacia el norte geográfico.

3: Panel solar que genera corriente y carga al circuito interno de baterías. En la Figura 3.32 se muestra el panel solar que puede suministrar hasta 24 V, el cual tiene la función de cargar 2 baterías conectadas en paralelo, cuya capacidad es de 12 V y 7 Ah. De manera que, la estación meteorológica funciona con energía solar y no está conectada a la red eléctrica, por lo cual las mediciones no se ven afectadas por interrupciones de energía en la misma.



Figura 3.32: Panel solar

4: **Registrador de datos QML201.** En la Figura 3.33 se muestra el adquisidor QML201 el cual es un registrador de datos diseñado en una sola placa impresa. Esta placa contiene una CPU Motorola de 32 bits para el procesamiento de datos y 10 entradas de sensores analógicos diferenciales (20 de un solo extremo), que también se pueden usar como entradas digitales. Además, hay dos interfaces de sensores de frecuencia, un convertidor A/D de 16 bits y cuenta con 1.7 Mbytes de memoria Flash interna segura para el registro de datos.



Figura 3.33: Registrador de datos QML201

Además, el adquisidor de datos QML201 tiene la opción de expandir su capacidad de almacenamiento de datos mediante una memoria externa CompactFlash de 512Mb, en la cual se pueden almacenar una mayor cantidad de datos y permite que la extracción de los mismos sea más rápida y eficiente.

3.4.1. Conexión con la estación meteorológica

Para realizar la conexión física entre la estación meteorológica MAWS 110 y una pc se utilizan 2 cables: el primero es un cable que en un extremo tiene un conector de 5 pines M12 (Figura 3.34a) y en el otro extremo un conector serial hembra Db9, el segundo cable es un convertidor de db9 a puerto USB tipo A (Figura 3.34b). Posteriormente, el cable de 5 pines M12 macho se conecta a la entrada COM0 de la estación meteorológica, los Db9 macho y hembra se conectan entre sí y el cable USB tipo A se conecta a la PC. Enseguida, se identifica el puerto COM que asigno la PC al cable conectado y se instalan los controladores correspondientes al puerto serial. Finalmente se ejecuta el software **AWS client** (Figura 3.35) proporcionado por VAISALA se selecciona el puerto COM correspondiente y se realiza la conexión a la MAWS 110.



(a)



(b)

Figura 3.34: Cables para la conexión física a la MAWS 110

Una vez realizada la conexión a la MAWS 110, se procedió a cargar un archivo para confi-

gurar los tiempos y tipo de sensores de la estación, para ello se utilizó la opción **Maintenance/Setup File/Load** del software **AWS client**. El archivo que se cargó le indica a la estación que sensores están instalados en la misma, cada cuanto se toman lecturas, y la forma en que se almacenan los datos. Los datos almacenado son: la fecha y hora, temperatura ambiente, humedad relativa, precipitación, presión atmosférica velocidad del aire, dirección del aire, y radiación solar global. Cabe mencionar que, este archivo se obtiene mediante el software **MAWS Lizzard Setup**. En particular, la estación fue configurada para registrar muestras cada segundo y realizar una promedio de esas lecturas en dos tiempos, en los archivos L3xxxxx.DAT imprime los valores promedios de las lecturas cada 10 minutos, mientras que en los archivos L4xxxxxx.DAT imprime los valores promedios de las lecturas cada hora, donde las “x” corresponden al día de la lectura. Adicionalmente, en la memoria interna del QML201 se crean otros 3 archivos (L0xxxxxx.DAT, L1xxxxxx.DAT y L2xxxxxx.DAT) los cuales sirven para los cálculos de los archivos L3 y L4. Los archivos L0, L1 y L2 se borran diariamente de la memoria del QML201, además, los únicos archivos que se almacenan en la memoria externa son los L3 y L4.

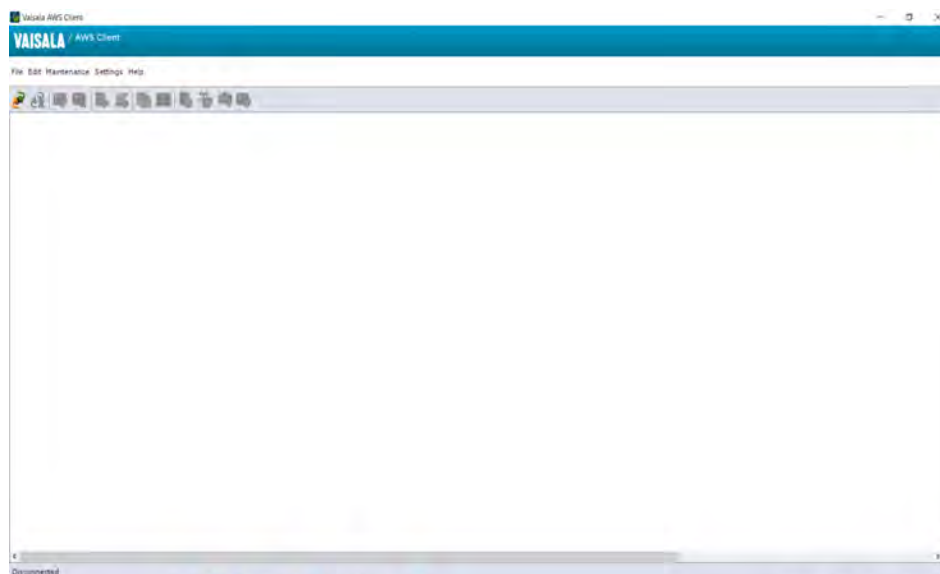


Figura 3.35: Software AWS client

Adicionalmente, mediante el software AWS client se puede convertir los archivos encriptados L3xxxxxx.DAT y L4xxxxxx.DAT a archivos delimitados por coma .CSV mediante la opción **Maintenance/Log File/Convert**. Por otra parte, se puede sincronizar el reloj interno del registrador de datos mediante la opción **Maintenance/Synchronize Clock**, en este apartado se puede seleccionar la hora del PC y el uso horario correspondiente a la ubicación de la estación. Adicionalmente, se puede configurar el nombre de la Estación, así como la altura en donde se encuentra mediante la opción **Settings/Parameters**. Finalmente, se puede ajustar la sensibilidad del piranómetro QMS101 mediante la opción **Settings/Calibration**.

3.4.2. Adquisición de datos

Una vez instalada y configurada la estación meteorológica se procedió a realizar una comprobación de los datos suministrados por la misma para identificar si existen posibles errores de medición en alguno de los sensores. Para ello, se realizó una comparación con los datos meteorológicos reportados por la EMA (Estación Meteorológica Automática) más cercana. Así, se obtuvo una base de datos pertenecientes al municipio más cercano, los cuales fueron proporcionados por CONAGUA de la estación *IMTA* ubicada en el municipio de Jiutepec, Morelos (latitud: 18.88222222°, longitud: -99.15694444°) a una altura de 1,355 msn. La estación meteorológica mencionada anteriormente forma parte de la Estaciones Sinópticas Meteorológicas Automáticas (ESIMEs), las cuales se encuentran instaladas en toda la República Mexicana con transmisión vía Internet, estas estaciones meteorológicas sensan las diferentes variables (rápidez del aire, temperatura ambiente, humedad relativa, presión atmosférica, radiación solar, entre otras) cada *10 minutos*.

En primer lugar, se procedió a comprobar el estado del piranómetro instalado en la MAWS 110 para ellos se graficó su comportamiento y se comparó con la radiación global reportada por la estación *IMTA*. En la Figura 3.36 se muestra con una línea continua de color verde el comportamiento de la radiación global reportado por la estación *IMTA*, mediante una línea

negra se muestra el valor de la radiación global registrado por el piranómetro instalado en la MAWS 110 en condiciones de laboratorio, de color azul se muestra el comportamiento de este sensor en condiciones de campo (CENIDET, campus mecánica), mediante un * de color azul se indica el momento que se realizó el cambio del sensor QMS101 por un segundo sensor del mismo modelo pero de otra MAWS y finalmente de color rojo se muestra el comportamiento de la radiación global registrado por el segundo sensor QMS101.

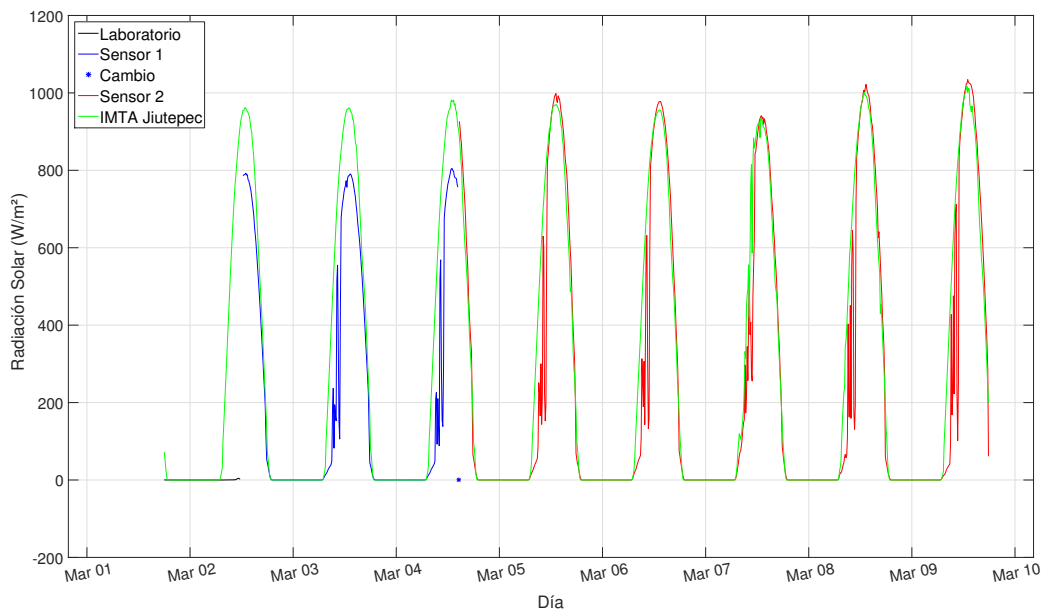


Figura 3.36: Comportamiento de la radiación global

En la Figura 3.36 se observa que el sensor 1 tiene un comportamiento lógico en condiciones de laboratorio, es decir, no registra valores de radiación solar global al estar dentro del laboratorio. Sin embargo, cuando se sometió a la radiación solar los valores registrados por el sensor se desvían en aproximadamente 200 W/m^2 con respecto a los valores registrados por la estación IMTA. Por otra parte, los valores registrados por el sensor 2 son muy cercanos a los registrados por la estación IMTA, variando en menos de 10 W/m^2 en el cenit. Por lo tanto, si bien se puede calibrar la sensibilidad del sensor 1 para que sus valores sean más parecido a la de los otros 2 sensores, se decidió utilizar el sensor 2 para las siguientes mediciones. Cabe mencionar, que los saltos o picos en el comportamiento de la radiación global en las primeras

horas del día (08:00 am a 10:00 am) se deben al sombreado de los árboles cercanos a la ubicación de la MAWS 110. Es por ello, que posteriormente se modificó la posición de la MAWS 110 y se ubicó en el techo del edificio del departamento de mecánica.

Análogamente, en la Figura 3.37 se muestra mediante una línea de color azul el comportamiento de la temperatura ambiente registrado por la MAWS 110 y de color rojo se muestran los datos registrados por la estación IMTA. Si bien los valores de temperatura ambiente de ambas estaciones no son los mismos, la tendencia si es la misma, además la temperatura ambiente varía entre una ubicación y otra debido a las otras condiciones meteorológicas que rodean a la estación (humedad, velocidad del aire, altura de la estación, etc.). Por lo tanto, se determinó que el sensor de temperatura ambiente funciona correctamente y puede ser utilizado para las siguientes pruebas.

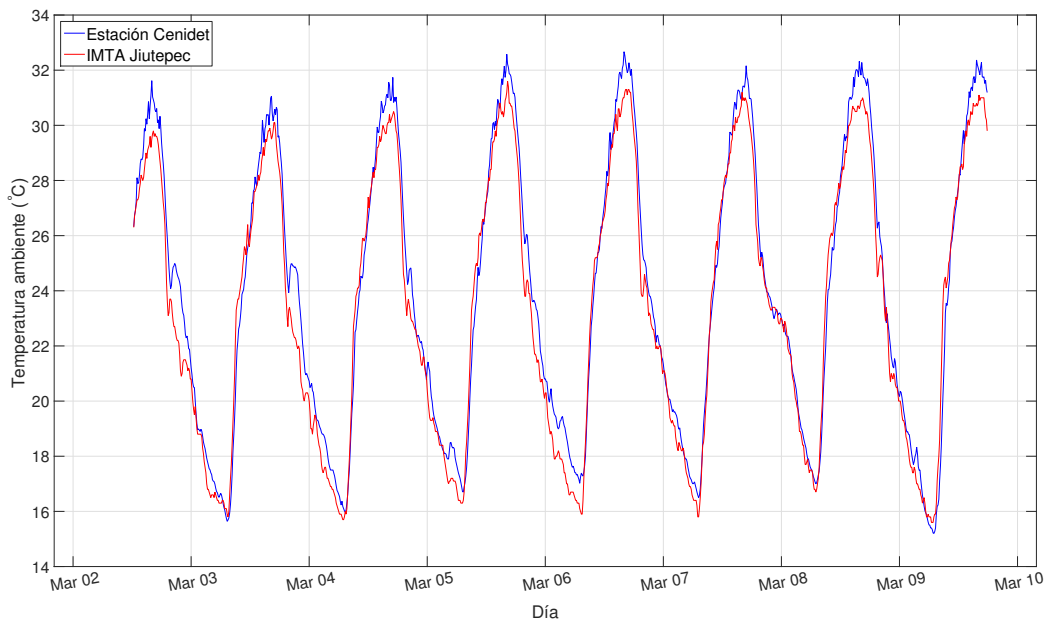


Figura 3.37: Comportamiento de la temperatura ambiente

Finalmente, en la Figura 3.38 se muestra mediante una línea de color azul el valor de la velocidad del aire registrado por la MAWS 110 y de color rojo se muestra el dato registrado por la estación IMTA. En primer lugar, se observa que el sensor de la estación IMTA no

funciona correctamente ya que no está registrando ningún valor de velocidad del aire. Por otra parte, se observa que los transductores de aire de la MAWS 110 registran valores de velocidad del aire entre 1.5 y 5 m/s, dichos valores se encuentran dentro del rango típico de la velocidad del aire. Por lo tanto, se determinó que el sensor de velocidad del aire funciona correctamente y puede ser utilizado para las siguientes pruebas.

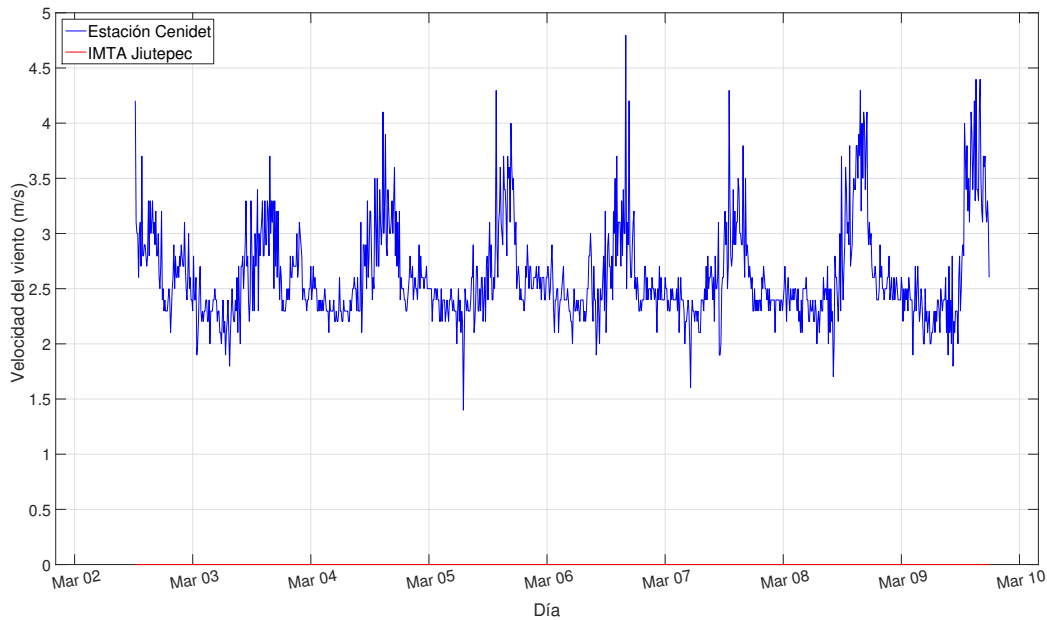


Figura 3.38: Comportamiento de la velocidad del aire

En este capítulo se mostró el diseño, construcción e instrumentación del CSA-2C. Además, se mostró como se calcula el flujo másico al interior del captador. Finalmente, se mostró proceso de rehabilitación de la MWAS-110 para obtener los datos meteorológicos necesarios para alimentar el código numérico y validar los resultados obtenidos. Por lo tanto, en el siguiente capítulo se presentará una verificación y validación del código numérico.

CAPÍTULO 4

Validación de modelos de Balances Globales

En este capítulo, se presenta la verificación y validación de los códigos numéricos. Para ello, en primer lugar se hizo un verificación del código para el CSA sin PCM considerando conducción de calor en los distintos elementos con los resultados del código numérico presentado por Álvarez *et al.* [45], los cuales fueron previamente verificados con los resultados presentados por Ong [1]. Además, se presenta un ejercicio de verificación para el análisis de la conducción de calor en el PCM. Se realizó una verificación del código para el CSA de dos canales y PCM en la placa absorbadora. Finalmente, se presenta la validación del código del CSA-2C sin PCM con los resultados experimentales obtenidos del prototipo experimental.

En la Tabla 4.1 se muestran todos los parámetros de entrada que fueron utilizados para las simulaciones numéricas. Además, se muestran los espesores de la placa absorbadora (e_{p1}), la placa inferior (e_{p2}), la distancia entre las placas que conforman el canal 1 y 2 ($d_{c1,c2}$). En concreto, la conductividad térmica, densidad y calor específico de los diversos materiales se extrajeron de [53]. Por otra parte, se utilizó una malla de 91 nodos computacionales y un paso de tiempo de 5 segundos el cual fue determinado mediante un análisis de independencia de malla temporal que se muestra en el Anexo D. El flujo másico fue calculado con base en la temperatura promedio al interior del captador en cada instante de tiempo utilizando el valor promedio de la velocidad del aire al interior del canal 1 y 2 (0.56 m/s y 0.40 m/s). Además, se emplearon funciones de temperatura ambiente y radiación solar desarrolladas mediante los datos meteorológicos registrados por la MAWS 110. Para evitar el efecto de negativo de una condición inicial propuesta, el código numérico realiza 2 ciclos con los mismos datos meteorológicos para que el sistema tenga el efecto de la inercia térmica del día anterior [45]. La densidad del aire se estimó con base en la altura sobre el nivel del mar, ya que este parámetro juega un papel fundamental en el comportamiento térmico del CSA.

Tabla 4.1: Parámetros de entrada para las simulaciones

H_z = 605 (mm)	H_x = 1860 (mm)	β = 18.888°	H_{y1} = 4 (mm)
H_{y2} = 5.5 (mm)	H_{y3} = 1 (mm)	H_{y4} = 5 (mm)	H_{y5} = 0.45 (mm)
H_{y6} = 2.7 (mm)	H_{y7} = 25.4 (mm)	H_{y8} = 0.45 (mm)	ϵ_g = 0.90
ϵ_{pu} = 0.95	ϵ_{pl} = 0.28	ϵ_b = 0.95	α_g = 0.17
α_p = 0.90	τ_g = 0.80	$\lambda_{b1,b2}$ = 0.04 W/mK	ρ_g = 2500 kg/m ³
ρ_{p1} = 7850 kg/m ³	C_{p_g} = 750 J/kgK	$C_{p_{p1}}$ = 460 J/kgK	

A continuación, se presenta la verificación de los código numéricos para el CSA de dos canales con y sin PCM en la placa absorbadora en estado transitorio. Para esta verificación, se utilizó los datos meteorológicos correspondientes al 28 de abril del 2023 en la ciudad de Cuernavaca, Morelos.

4.1. Verificación del CSA sin PCM

En primer lugar, se verificó el código numérico para el CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbedora y en estado transitorio. Para ello, se compararon los resultados obtenidos por dicho código con los obtenidos con el código desarrollado por [45]. En este sentido, en la Figura 4.1 se muestra la comparación entre ambos resultados.

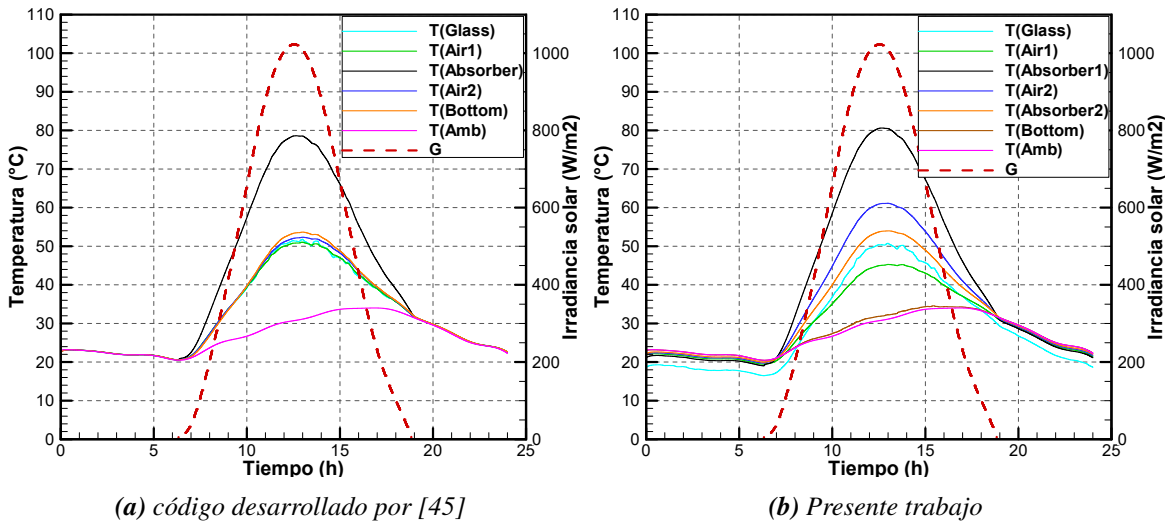


Figura 4.1: Verificación del código del CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbedora

De manera cualitativa, en la Figura 4.1 se observa que si bien la tendencia de los perfiles de temperatura es similar en ambos códigos numéricos, existen diferencias notables entre ambos resultados teóricos en los distintos elementos. Es importante mencionar, que los valores de temperatura de la placa absorbedora prácticamente son los mismos. Sin embargo, la temperatura de los demás elementos varía en gran medida. Adicionalmente, se observa que en el código desarrollado por [45] la temperatura en los distintos elementos en los periodos donde no hay radiación tienden a la temperatura ambiente. Por otra parte, el código desarrollado en el presente trabajo muestra diferencias notables entre la temperatura ambiente y los elementos del CSA en dicho periodo de tiempo. La diferencia más grande se aprecia en la cubierta de vidrio, la cual se encuentra a una temperatura por debajo de la temperatura ambiente. Ca-

be mencionar que, este comportamiento también se observó en los resultados experimentales.

De manera cuantitativa, se presenta una comparación entre ambos resultados. En particular, se muestran los errores relativos porcentuales máximos entre ambos resultados en los distintos elementos del CSA de doble canal. Recordando, el Error relativo porcentual está definido por la Ec. (4.1).

$$\epsilon = \frac{|Valor\ medido - Valor\ teórico|}{Valor\ medido} \times 100\% \quad (4.1)$$

Tabla 4.2: Errores relativos porcentuales máximos para el CSA de doble canal sin PCM

Elemento	Temperatura (°C)		ΔT (°C)	Error (%)
	[28]	Estudio presente		
Cubierta de vidrio	51.62	50.76	0.86	1.67
Canal superior	51.01	45.29	5.72	11.21
Placa absorbadora	78.50	80.48	1.98	2.52
Canal inferior	52.33	61.12	8.79	16.79
Superficie inferior	53.66	53.99	0.33	0.61

En la Tabla 4.2 se observa que existen diferencias máximas de $8.8^{\circ}C$ entre ambos códigos. Sin embargo, estos errores se presentan en los elementos de mayor espesor (cubierta de vidrio y canales de aire). Lo anterior, se debe a que el código desarrollado por [45] desprecia el término conductivo en los elementos, además los coeficientes convectivos se calculan al centro del volumen de control y no en la porción de fluido entre el centro del canal de aire y los elementos sólidos. Por otro parte, el código desarrollado en el presente estudio sí considera dichos efectos con lo cual se representa de mejor manera la realidad. Lo anterior se mostrará a mayor detalle en la sección de validación. Por lo tanto, se puede concluir que el código numérico para el CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbadora puede propor-

cionar resultados confiables.

4.2. Verificación de la transferencia de calor por conducción en los materiales de cambio de fase

Con el objetivo de verificar el correcto funcionamiento del código numérico del CSA-2C con PCM se realizó un ejercicio de verificación del modelo de conducción de calor en materiales de cambio de fase a través de modelos de Balances Globales de Energía. Para ello, se utilizó el caso y los datos reportados por Solomon [56] y Arici *et al.* [57] empleando el método de CP efectivo. En general, el problema consiste en evaluar el comportamiento de la transferencia de calor por conducción en estado transitorio de un PCM en la dirección x sometido a condiciones de frontera de primera clase. Las propiedades del PCM se muestran en la Tabla 4.3. Por otra parte, en la Figura 4.2 se muestran las características geométricas y las condiciones de fronteras.

Tabla 4.3: Propiedades del PCM

Fase sólida				Fase líquida				Zona de mezcla
λ_{sol} (W/mK)	C_{pSol} (J/kgK)	ρ_{sol} (kg/m ³)	T_{sol} (°C)	λ_{liq} (W/mK)	C_{pLiq} (J/kgK)	ρ_{liq} (kg/m ³)	T_{liq} (°C)	h_{ls} (J/kg)
0.15	2210.0	856.0	36.7	0.15	2010.0	778.0	36.7	247000.0

Como se muestra en la Tabla 4.3, el intervalo de temperatura entre fases es cero, lo cual no es aplicable para el método de CP efectivo. Por lo tanto, tomando la recomendación presentada en la literatura, se considera un $\Delta T = 0.5^\circ C$ para considerar el proceso de cambio de fase. En cuanto al número de elementos considerados para generar el perfil de comparación, se consideró $N_x = 51$.

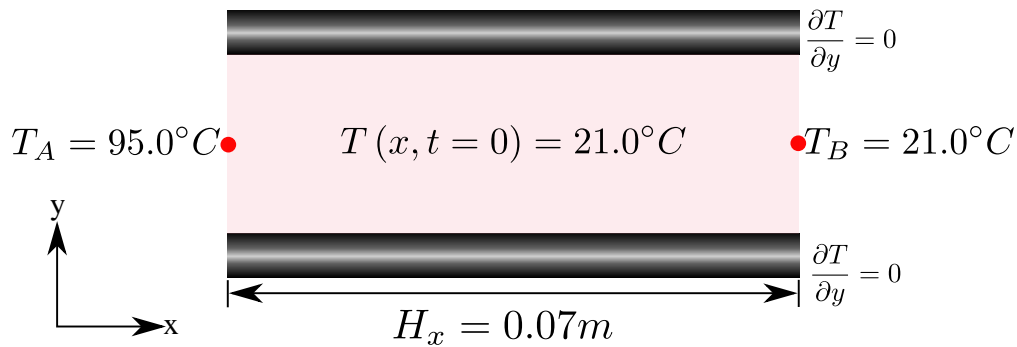


Figura 4.2: Modelo físico para problema de verificación PCM

Se comparó el perfil de temperatura cuando el sistema alcanzó un tiempo de modelación de 3600 s (1 hora, considerando un $\Delta t = 1\text{s}$). En la Figura 4.3 se muestran los perfiles de temperatura para el PCM, se muestra mediante un círculo negro el resultado analítico presentado por Solomon [56], con un cruz roja los resultados numéricos obtenidos por Arici *et al.* [57] y mediante una línea de color azul los resultados obtenidos mediante la técnica de Balances Globales de Energía utilizada en el presente estudio. De manera similar a los resultados numéricos obtenidos por Arici *et al.* [57] la diferencia máxima se presenta en la región donde se registra una temperatura cercana a la región de cambio de fase, lo cual se debe a la aproximación del modelo. La diferencia porcentual máxima obtenida mediante el modelo utilizado en el presente estudio con respecto a la solución exacta [56] es de 2.35 %, y en magnitud de diferencia de temperaturas la diferencia máxima de temperatura es de 0.74°C . Con lo cual, se puede concluir que los modelos y la metodología desarrollada para el estudio de la transferencia de calor por conducción en PCM son satisfactorios.

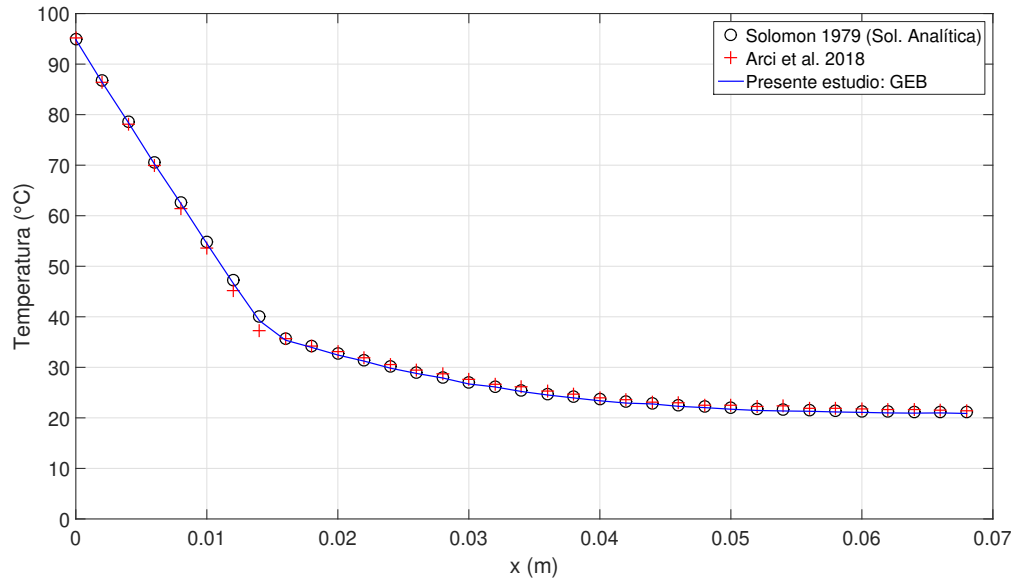


Figura 4.3: Verificación del modelo GEB para estimar el perfil de temperatura del PCM

4.3. Verificación del CSA con PCM

Una vez verificado el código numérico para el CSA-2C sin PCM, se utilizaron los resultados de dicho código para verificar el código del CSA de dos canales con PCM. Para ello, se consideraron 3 códigos numéricos: el primero fue el código del CSA de dos canales sin PCM donde la placa absorbidora es de acero galvanizado y tiene un espesor de 27 mm; el segundo fue un código desarrollado con la misma metodología pero consta de 3 elementos de acero galvanizado con espesores de 1mm, 25 mm y 1mm; el tercer código fue el CSA de dos canales con PCM sin embargo para el PCM se consideraron las propiedades del acero galvanizado, 1 mm de espesor en las 2 placas absorbedoras y 25 mm de espesor en el PCM considerando 3 nodos para este elemento.

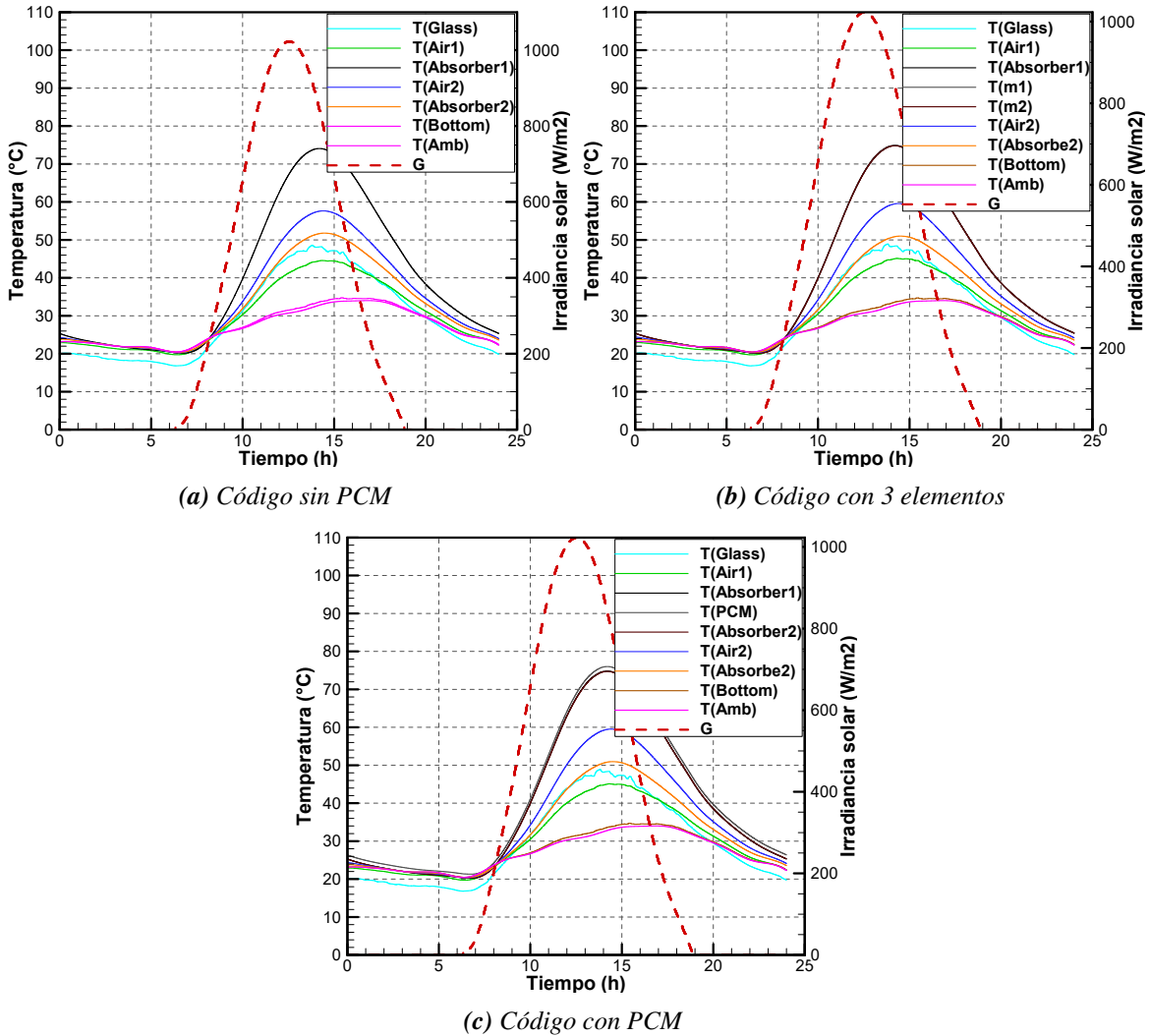


Figura 4.4: Verificación del código del CSA de dos canales con PCM en la placa absorbadora

De manera cualitativa, en la Figura 4.4 se observa que los perfiles de temperaturas son prácticamente los mismos para los 3 códigos comparados. La única diferencia notable es la temperatura del PCM en la Figura 4.4c, dicha variación se debe a que el código secciona el PCM en N_y elementos y luego promedia la temperatura y como ya se demostró entre mayor espesor tiene un elemento este se debe seccionar ya que el término conductivo juega un papel fundamental para la transferencia de calor.

De manera cuantitativa, en la Tabla 4.4 se muestran los errores relativos porcentuales máximos entre los resultados del código de 3 elementos y el código del CSA de dos canales con PCM con los resultados obtenidos del código del CSA sin PCM que fue previamente verificado.

Tabla 4.4: Errores relativos porcentuales máximos para el CSA de doble canal con PCM

Elemento	Temperatura (°C)		ΔT (°C)	Error (%)
	CSA sin PCM	CSA sin PCM 3 elementos		
Cubierta de vidrio	48.06	48.18	0.12	0.24
Canal superior	44.26	44.80	0.54	1.22
Placa absorbedora 1	73.98	74.79	0.81	1.09
Material 1	73.98	74.74	0.76	1.02
Material 2	73.98	74.70	0.72	0.97
Canal inferior	57.34	59.26	2.02	3.50
Superficie inferior	51.42	50.61	1.32	2.56
Elemento	CSA sin PCM	CSA con PCM	(°C)	(%)
Cubierta de vidrio	48.06	48.15	0.09	0.18
Canal superior	44.26	44.78	0.52	1.17
Placa absorbedora 1	73.98	74.71	0.73	0.98
PCM	73.98	75.90	1.92	2.59
Placa absorbedora 2	73.98	74.62	0.64	0.86
Canal inferior	57.34	59.20	1.86	3.24
Superficie inferior	51.42	50.57	0.85	1.65

En la Tabla 4.4 se observa que existen diferencias máximas de 3.2% entre los resultados obtenidos por el código del CSA sin PCM y el código del CSA con PCM. Dicha diferencia se debe a que en el código del PCM la placa absorbedora tiene un espesor considerable el cual debe ser seccionado como se hace en el código del CSA con PCM. Por lo tanto, los resultados obtenidos por dicho código son fiables y serán utilizados en el presente trabajo.

4.4. Validación

En esta sección se presenta una validación entre los resultados obtenidos mediante el código numérico del CSA-2C sin PCM y los resultados experimentales obtenidos del prototipo experimental construido en el presente estudio. En este sentido, se obtuvieron los perfiles de temperatura teóricos del CSA sujeto a las condiciones de operación del día 28 de Abril de 2023.

En primer lugar, en la Figura 4.5 se muestran los perfiles de temperatura simulados antes mencionados y sus homólogos experimentales. Se observa que si bien los valores experimentales y teóricos no son similares, siguen la misma tendencia. Se observa que existen diferencias máximas entre los valores experimentales y simulados de 6°C en la cubierta de vidrio. Por otra parte, se observa que existen diferencias mínimas entre los valores experimentales y teóricos de menos de 0.1°C , incluso existen periodos de tiempo en donde los datos teóricos y experimentales son idénticos.

Además, se observa que al considerar el término de conducción de calor en los elementos sólidos del modelo matemático, permite predecir de mejor manera el comportamiento térmico del sistema en los periodos donde no existe radiación solar. Se observa que en los periodos donde no existe radiación solar los elementos sólidos del CSA-2C pueden tener una temperatura diferente a la temperatura ambiente. El efecto anterior se acentúa en la cubierta de vidrio la cual se encuentra hasta 3°C por debajo de la temperatura ambiente. Este efecto se observó tanto de manera teórica como experimental. Los perfiles de temperatura teóricos y experimentales son prácticamente idénticos en los periodos donde no existe radiación. Lo anterior presenta una mejora respecto al modelo matemático presentado por [45] que no puede simular el efecto antes mencionado, ya que en dicho modelo matemático los distintos elementos se encuentran a la temperatura ambiente cuando no existe radiación.

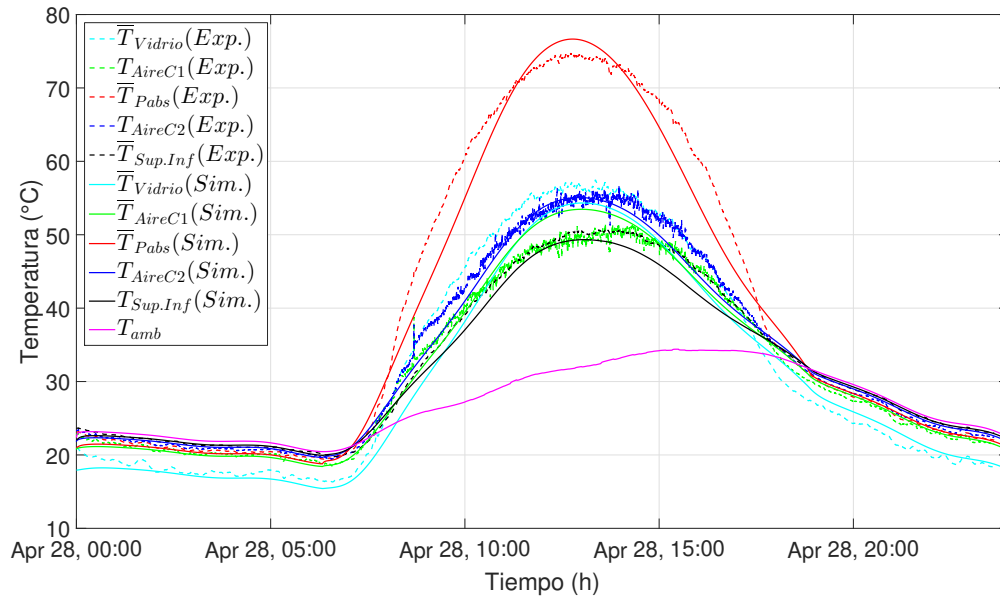


Figura 4.5: Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales del CSA de dos canales en estado transitorio, 28 de Abril de 2023

La comparación anterior es una buena aproximación para determinar la existencia una buena concordancia entre los valores experimentales y teóricos basado en la temperatura promedio de los componentes (cubierta de vidrio, placa absorbente y superficie inferior) y la temperatura de salida del aire en los dos canales. A continuación, se muestra una comparación en cada uno de los componentes a las diferentes longitudes en donde se colocaron los sensores de medición (5 cm, 49 cm, 93 cm, 137 cm y 181 cm).

Continuando con la descripción de resultados, en la Figura 4.6 se muestran las temperaturas experimentales y teóricas de la cubierta de vidrio a distintas longitudes. Se observa que existen diferencias máximas de hasta 8°C, estas diferencias pueden originarse debido a distintos factores y pudieran atribuirse a la correlación utilizada para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente el cual no considera la inclinación del equipo. Por lo tanto, en la práctica la energía retirada por el aire de la cubierta de vidrio puede ser menor que el valor estimado por esta correlación lo que provoca mayores valores de temperatura en los resultados experimentales.

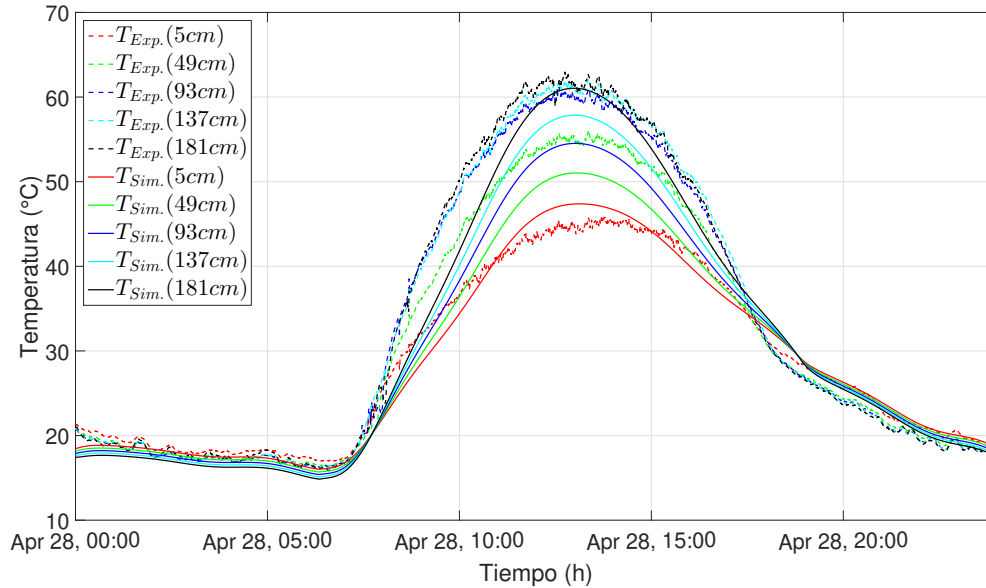


Figura 4.6: Perfiles de temperatura teóricos Vs Experimentales de la cubierta de vidrio

Análogamente, en la Figura 4.7 se muestran las temperaturas experimentales y teóricas de la placa absorbidora a distintas longitudes. Cualitativamente, se observa que existe una buena concordancia entre ambos valores. Además, se observan diferencias máximas de 3°C en los tiempos previos al cenit, sin tomar en cuenta la temperatura a 5 cm de la entrada del CSA-2C. Sin embargo, se presentan diferencias menores de 0.5°C en el cenit. Debido a que la placa absorbidora presenta baja capacidad de almacenamiento de energía sus valores de temperatura tienden rápidamente al valor de la temperatura ambiente cuando no existe radiación. Las diferencias de hasta 12°C en el arreglo tipo termopila que se encuentra 5 cm de la entrada del CSA-2C se deben al calentamiento previo del aire a la entrada del captador ocasionado por el difusor de entrada.

Por otra parte, en la Figura 4.8 se muestran las temperaturas experimentales y teóricas de la superficie inferior a distintas longitudes. Cualitativamente, se observa que existe una buena concordancia entre ambos valores. Además, se observan diferencias máximas de 3°C en los

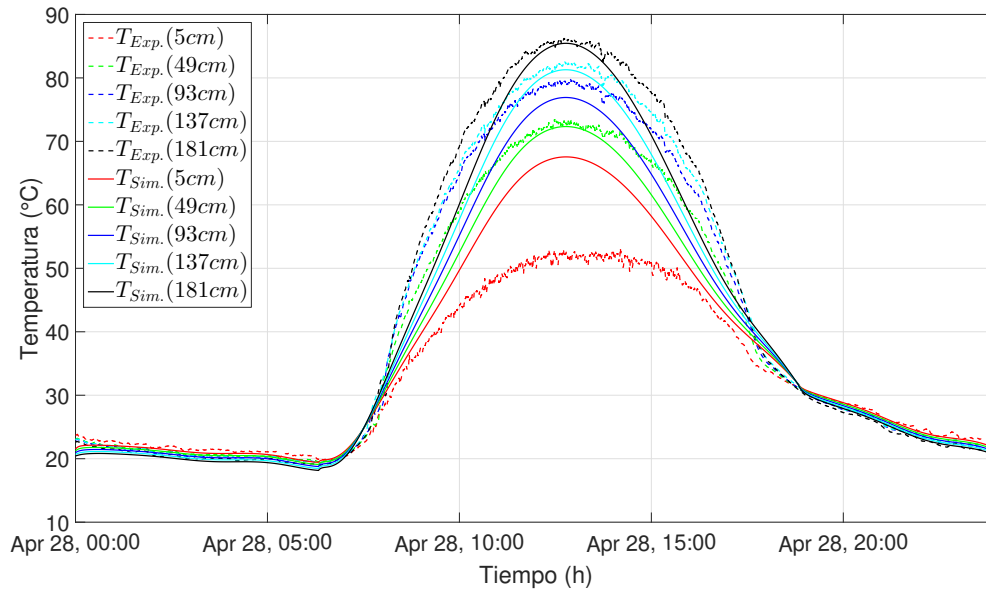


Figura 4.7: Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales de la placa absorbedora

tiempos previos al cenit. Sin embargo, se presentan diferencias menores a 0.5°C en el cenit. Cabe resaltar que, en los periodos donde no existe radiación solar las datos teóricos y numéricos son prácticamente idénticos.

Finalmente, en la Figura 4.9 se muestran las temperaturas experimentales y teóricas en el fluido de trabajo (aire) en el canal superior. En general se observan diferencias máximas menores a 7°C entre los valores experimentales y teóricos de la temperatura del aire en el canal superior. Asimismo, se observan diferencias menores a 0.5°C en los tiempos cercanos al cenit. Se observa que la diferencias máximas en las temperaturas del canal superior se presentan a la entrada del mismo (longitud de 5cm) en los tiempos cercanos al cenit. Lo anterior, se puede atribuir a que si bien el difusor de entrada se encuentra pintado de color blanco para reflejar la mayor cantidad de radiación, este no se encuentra aislado térmicamente. Por lo tanto, es posible que el aire a la entrada del captador no se encuentre a temperatura ambiente como se establece en el código numérico. Como se observa, los valores experimentales y teóricos a la salida del CSA-2C (181 cm) son prácticamente idénticos.

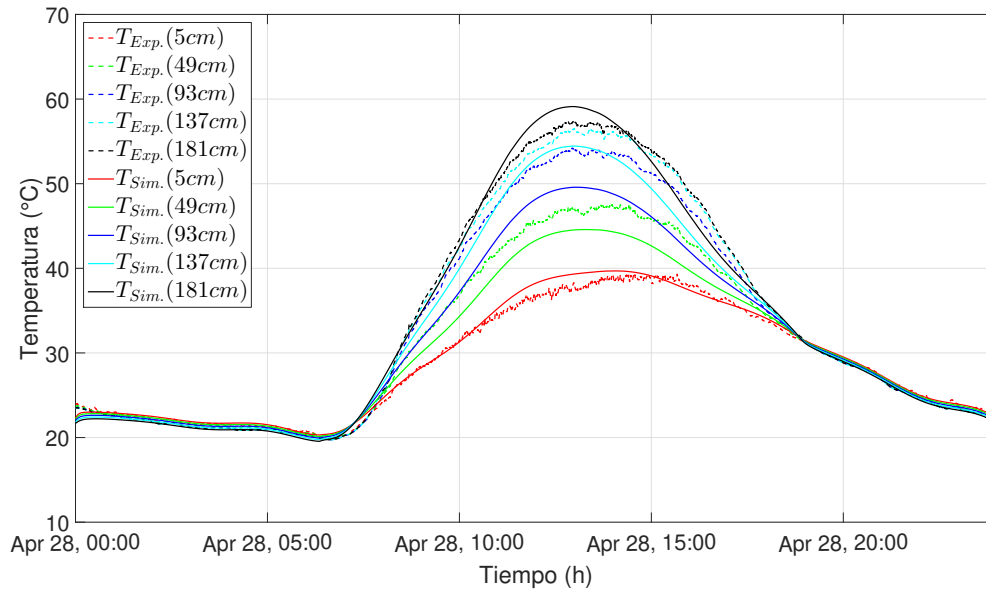


Figura 4.8: Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales de la superficie inferior

Análogamente, en la Figura 4.10 se muestran las temperaturas experimentales y teóricas en el fluido de trabajo (aire) en el canal inferior. Se observan diferencias máximas 3°C entre los valores experimentales y teóricos de la temperatura del aire en canal inferior. Cabe mencionar que, en los valores del aire en los distintos puntos de medición son muy similares, con pequeñas oscilaciones. Si bien se observan oscilaciones en la temperatura experimental de los distintos elementos del CSA-2C, las mismas se ven acentuadas en la temperatura de los canales de aire. Estas perturbaciones se originan debido a la modificación en el flujo másico en el prototipo experimental, en donde al presentarse una ráfaga de aire al exterior del captador modifica el valor de la velocidad del aire al interior del CSA-2C provocado por el extractor de aire. Sin embargo, esto no pasa en el código numérico en donde se fija el flujo másico y por ende no se presentan estas oscilaciones en la temperatura. En general, de manera cualitativa se observa una buena concordancia entre los datos numéricos y experimentales, a excepción de los casos particulares mencionados anteriormente.

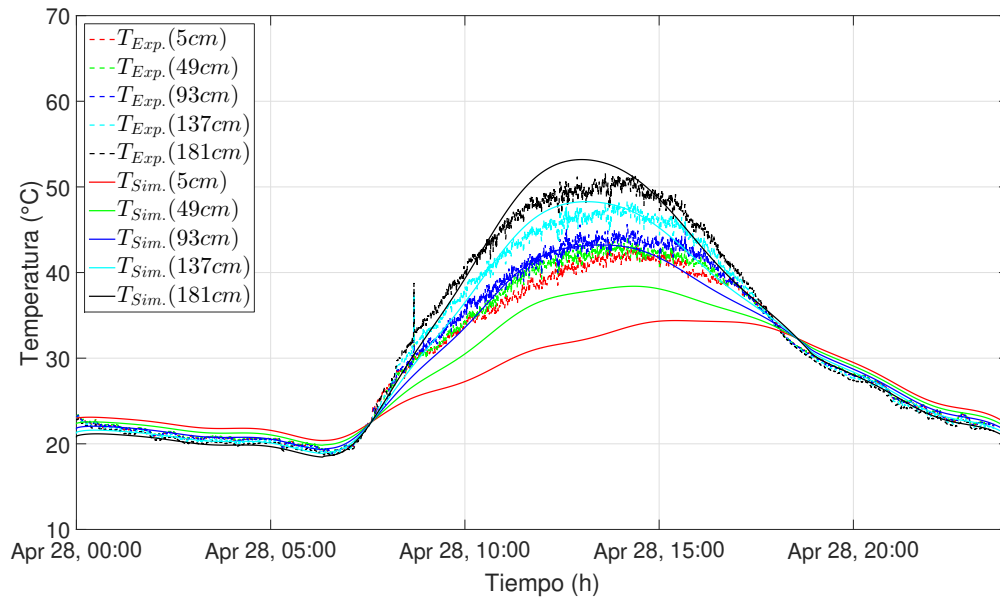


Figura 4.9: Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales del canal superior

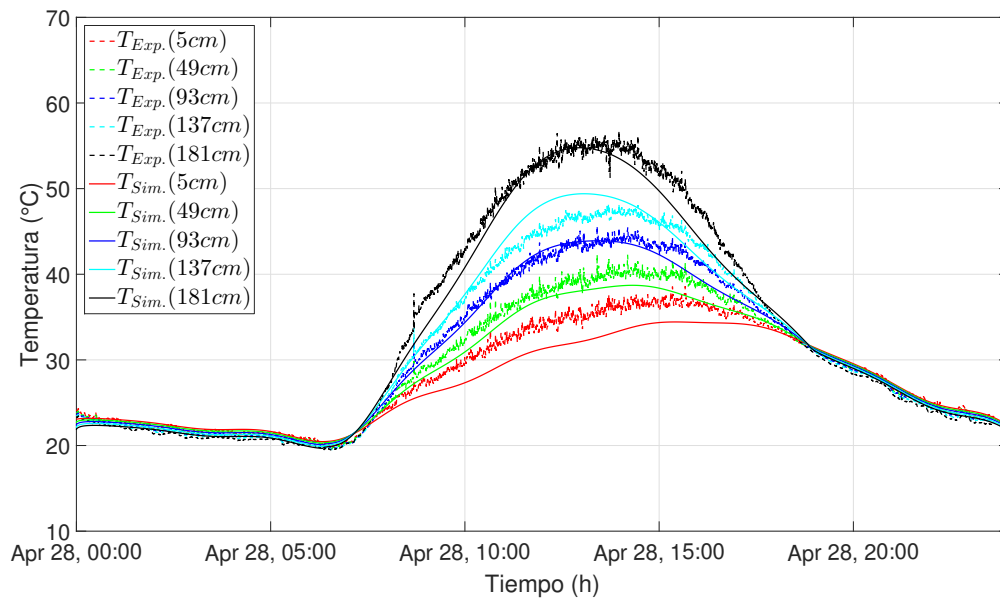


Figura 4.10: Perfiles de temperatura teóricos Vs experimentales del canal inferior

Tabla 4.5: Porcentaje de errores relativos para el CSA de doble canal. 28 de abril de 2023

Elemento	Temperatura (°C)		ΔT (°C)	Error (%)	Longitud (m)
	<i>Experimental</i>	<i>Teórica</i>			
Cubierta de vidrio	59.69	52.65	7.04	11.7	0.93
Canal superior	41.20	33.17	8.03	19.49	0.05
Placa absorbadora	52.91	65.03	12.1	22.86	0.05
Canal inferior	45.31	48.90	3.59	7.92	1.37
Superficie inferior	49.44	53.63	4.19	8.47	0.93

A continuación, se presenta una validación cuantitativa de los resultados obtenidos mediante el código numérico y los datos experimentales medidos del CSA-2C. En particular, se muestran los errores relativos porcentuales máximos entre ambos resultados en los distintos elementos del CSA-2C.

Se obtuvieron los errores relativos porcentuales entre las temperaturas experimentales y teóricas de cada uno de los elementos del CSA-2C (cubierta de vidrio, placa absorbadora, superficie inferior, canal superior y canal inferior) a las diferentes longitudes donde se encuentran las termopilas (5 cm, 49 cm, 93 cm, 137 cm y 181 cm). En la Tabla 4.5 se muestra la diferencia máxima presentada en cada uno de los elementos a lo largo del día analizado. En la primera columna se muestra el elemento analizado, en la segunda columna la temperatura experimental, en la tercera columna la temperatura teórica, en la cuarta columna la diferencia de temperatura entre los valores teórico y experimentales, en la quinta columna el error relativo porcentual correspondiente y en la sexta columna la longitud correspondiente en donde se presentó dicho error.

En la Tabla 4.5 se observa que los mayores errores se presentaron en la cubierta de vidrio y el canal superior. La diferencia entre los valores experimentales y teóricos en la cubierta de vidrio se origina en gran medida en las correlaciones utilizadas para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire y la cubierta de vidrio, el cual no considera la inclinación del CSA-2C. Por lo tanto, se recomienda realizar una búsqueda ex-

haustiva en la literatura para encontrar alguna otra correlación que si considere la inclinación del captador o tratar de proponer una nueva correlación con base en los datos experimentales. Por otra parte, la diferencia entre los valores experimentales y teóricos en el canal superior se presenta en los sensores ubicados justo a la entrada del captador. En el código numérico se considera que la temperatura de entrada del aire es igual a la temperatura ambiente, lo que no sucede en la práctica ya que a pesar que el difusor de entrada se encuentra pintado de color blanco, para reflejar la mayor cantidad de radiación, el aire se calienta en esta zona y el aire que ingresa al CSA-2C es mayor que la temperatura ambiente. Este efecto también sucede en el canal inferior pero en menor medida. El efecto antes mencionado se puede corregir al aislar térmicamente el difusor de entrada.

Es importante señalar que no se presentan los errores relativos porcentuales mínimos ya que son prácticamente iguales a cero en varios instantes de tiempo a lo largo del día analizado. De la validación realizada se puede concluir que si bien existen ciertas diferencias entre los valores experimentales y teóricos, el código numérico puede representar de manera adecuada la realidad con cierto margen de error.

En este capítulo se realizó una verificación y validación de los códigos numéricos para el CSA-2C con y sin PCM en estado transitorio. Con base en los resultados presentados se observó que los códigos numéricos pueden predecir, con cierto margen de error, el comportamiento térmico de un CSA-2C. Por lo tanto, en el siguiente capítulo se presentan los resultados obtenidos para el estudio paramétrico.

CAPÍTULO 5

Resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos para el CSA-2C con y sin PCM en estado transitorio bajo condiciones climáticas de 4 ciudades de la República Mexicana. Se presenta un estudio del efecto de las condición inicial sobre los perfiles de temperatura obtenidos. Además, se presenta un estudio del efecto de la densidad de aire en los perfiles de temperatura obtenidos. Posteriormente, se presenta un estudio paramétrico donde se modificó el PCM en la placa absorbadora así como su espesor. Por último, se desarrolló un análisis de costos y el impacto ambiental del captador.

5.1. Estudio paramétrico

El estudio paramétrico consistió en la evaluación del CSA de dos canales con y sin PCM en la placa absorbadora. Los dos modelos fueron desarrollados mediante balances globales de energía. Para el CSA con PCM se modela considerando el uso de múltiples nodos en dicho elemento. Para la modelación del PCM se utilizó el método de “*Cp-efectivo*”. En la Tabla 5.1 se muestran los parámetros de operación utilizados para el modelado del CSA con y sin PCM.

Tabla 5.1: Parámetros de entrada para las simulaciones del CSA

H_z = 605 (mm)	H_x = 1860 (mm)	β = 18.888°	H_{y1} = 4 (mm)
H_{y2} = 5.5 (mm)	H_{y3} = 1 (mm)	H_{y4} = 5 (mm)	H_{y5} = 0.45 (mm)
H_{y6} = 2.7 (mm)	H_{y7} = 25.4 (mm)	H_{y8} = 0.45 (mm)	ϵ_g = 0.90
ϵ_{pu} = 0.95	ϵ_{pl} = 0.28	ϵ_b = 0.95	α_g = 0.17
α_p = 0.90	τ_g = 0.80	$\lambda_{b1,b2}$ = 0.04 W/mK	ρ_g = 2500 kg/m ³
ρ_{p1} = 7850 kg/m ³	C_{p_g} = 750 J/kgK	$C_{p_{p1}}$ = 460 J/kgK	

En cuanto al estudio paramétrico, se decidió considerar el CSA sin placa absorbadora como un dispositivo de control para comparar los resultados obtenidos por el CSA con PCM. Adicionalmente, se estudiaron 4 materiales de cambio de fase, las propiedades y nombres de los mismos se muestra en la Tabla 5.2. Además, se consideraron 2 espesores del PCM: 10 mm y 25mm.

Tabla 5.2: Propiedades de los PCM

PCM	λ ($\frac{W}{kg^{\circ}C}$)	C_p ($\frac{J}{kg^{\circ}C}$)	ρ ($\frac{kg}{m^3}$)	$T_{cambio\ fase}$ (°C)	h ($\frac{J}{kg}$)
RT 18 HC	0.20	2000	880-770	17-19	260000
RT 25 HC	0.20	2000	880-770	22-26	230000
RT 28 HC	0.20	2000	880-770	27-29	250000
RT 34 HC	0.20	2000	880-770	34-36	240000

Por otro parte, se estudiaron 4 diferentes climas de la República Mexicana: Ciudad de México, Monterrey (Nuevo León), Ciudad Juárez (Chihuahua) y Cuernavaca (Morelos). En la Figura 5.1 se muestran los diferentes climas que existen en la República Mexicana. Ciudad de

México presenta climas CW (Templado subhúmedo), CB (Templado semifrío subhúmedo) y SB (Seco templado). Monterrey tiene climas BS (Semiseco) y CW (Templado semicálido subhúmedo). Por su parte, Ciudad Juárez presenta un clima BW (Seco desértico). Finalmente, Cuernavaca tiene un clima CW (Templado subhúmedo).

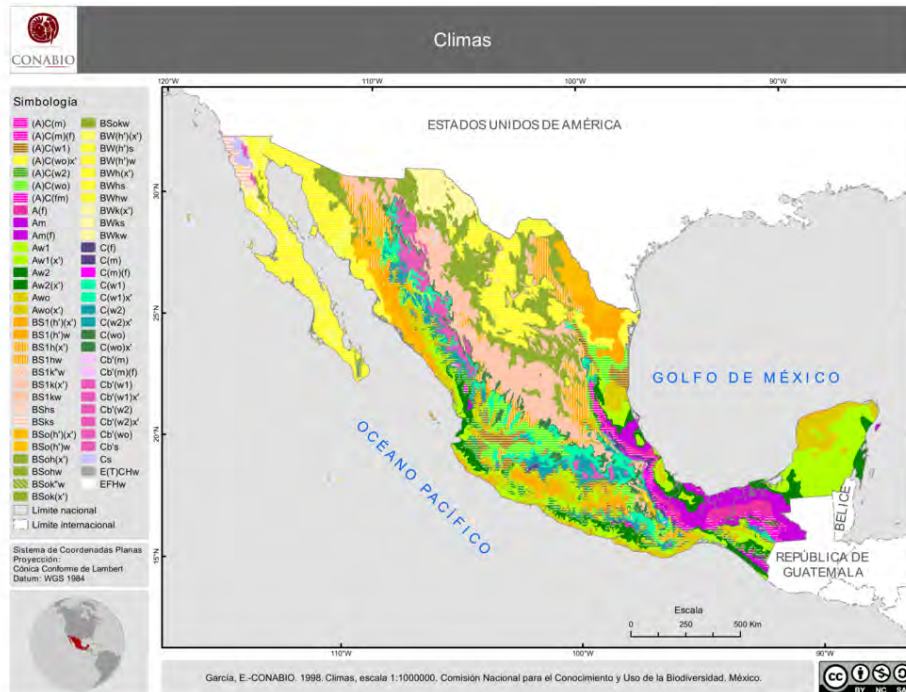


Figura 5.1: Tipos de climas en la República Mexicana

En este sentido, se analizó el día más frío y más cálido de cada mes de cada una de las ciudades seleccionadas. Los datos meteorológicos de Ciudad de México, Ciudad Juárez y Monterrey fueron proporcionados por CONAGUA y pertenecen a una base de datos del año 2018. Por otra parte, los datos correspondientes a Cuernavaca, se obtuvieron de la estación meteorológica ubicada en la azotea del departamento de mecánica en cenidet y corresponden al año 2023. Las correlaciones para cada uno de los días que se analizaron se muestran en el Anexo C. Por lo tanto, se analizaron un total de 864 casos para el CSA-2C.

5.2. Análisis del efecto de la condición inicial

Se realizó un análisis del efecto de la condición inicial en los perfiles de temperatura obtenidos debido a que el código numérico en estado transitorio parte del supuesto que los perfiles de temperatura del CSA Tipo IV en el tiempo cero son conocidos. Sin embargo, en las simulaciones estos datos son adivinados dado que es un estudio transitorio, es por ello que es importante realizar un análisis del efecto de la condición inicial adivinada en los perfiles de temperatura.

En la literatura se establece que si no se cuenta con el perfil de temperaturas en el tiempo inicial se pueden seguir 2 opciones: en primer lugar, se puede realizar una modelación con el día anterior y utilizar los perfiles de temperatura al final de dicho día como condición inicial para la modelación del día de interés. En segundo lugar, se puede utilizar una condición inicial adivinada y realizar una segunda o tercer corrida en donde la condición inicial de esta corrida corresponde a los perfiles de temperatura al final de la corrida anterior, es decir, se realiza una corrida donde el código numérico resuelve dos o tres veces con los mismos datos meteorológicos. En el presente trabajo la primer opción quedó descartada debido a que ya se contaban con las correlaciones para los días seleccionados, por lo tanto se eligió la segunda opción.

En la Figura 5.2 se muestra las temperaturas promedio de la cubierta de vidrio (\bar{T}_{glass}), la placa absorbadora ($\bar{T}_{absorber}$), la placa inferior (\bar{T}_{bottom}), la temperatura a la salida del canal 1 y 2 ($T_{air1,air2}$), la temperatura ambiente (T_{amb}) y la irradiancia solar (G) para tres ciclos del código numérico, con las mismas condiciones meteorológicas (17 de enero del 2014). La condición inicial a partir del segundo día corresponde a los perfiles de temperatura al final del día anterior. Adicionalmente, se utilizaron los parámetros de operación mostrados en la Tabla 4.1 y se fijó el flujo másico en 0.05 kg/s. De manera cualitativa no se puede apreciar una diferencia entre utilizar una condición inicial adivinada con la corrección obtenida de la

inercia térmica al realizar un segundo o tercer ciclo, sin embargo, esto se debe a las escalas mostradas en la Figura 5.2.

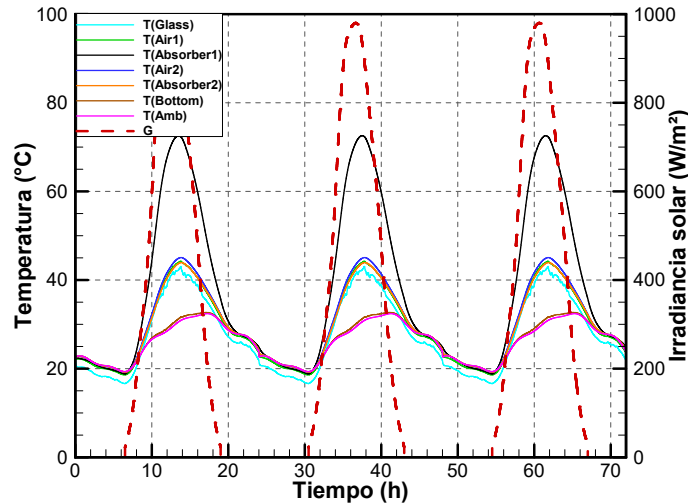


Figura 5.2: Efecto de la condición de inicial en el perfil de temperatura del CSA-2C

Se realizó un acercamiento en los puntos de interés. Así, en la Figura 5.3 se muestra un acercamiento en el tiempo $0 + \Delta t$ (5 s) en cada uno de los 3 días analizados. Se observa que en el día 1 (Figura 5.3a), es decir, con la condición inicial adivinada, la temperatura en cada uno de los componentes es la misma y su valor se encuentra muy cercano a la temperatura ambiente. Posteriormente, en el segundo día (Figura 5.3b), al utilizar los perfiles de temperatura al final del día anterior como condición inicial del día analizado, se observa que los perfiles de temperatura muestran el efecto de la inercia térmica dado que existen variaciones entre los diversos componentes del CSA, además se observa que dichos valores son diferentes de la temperatura ambiente. Por último, se observa que para un tercer día (Figura 5.3c) del código numérico no existen variaciones en los perfiles temperatura con respecto a solo realizar dos ciclos en el código numérico.

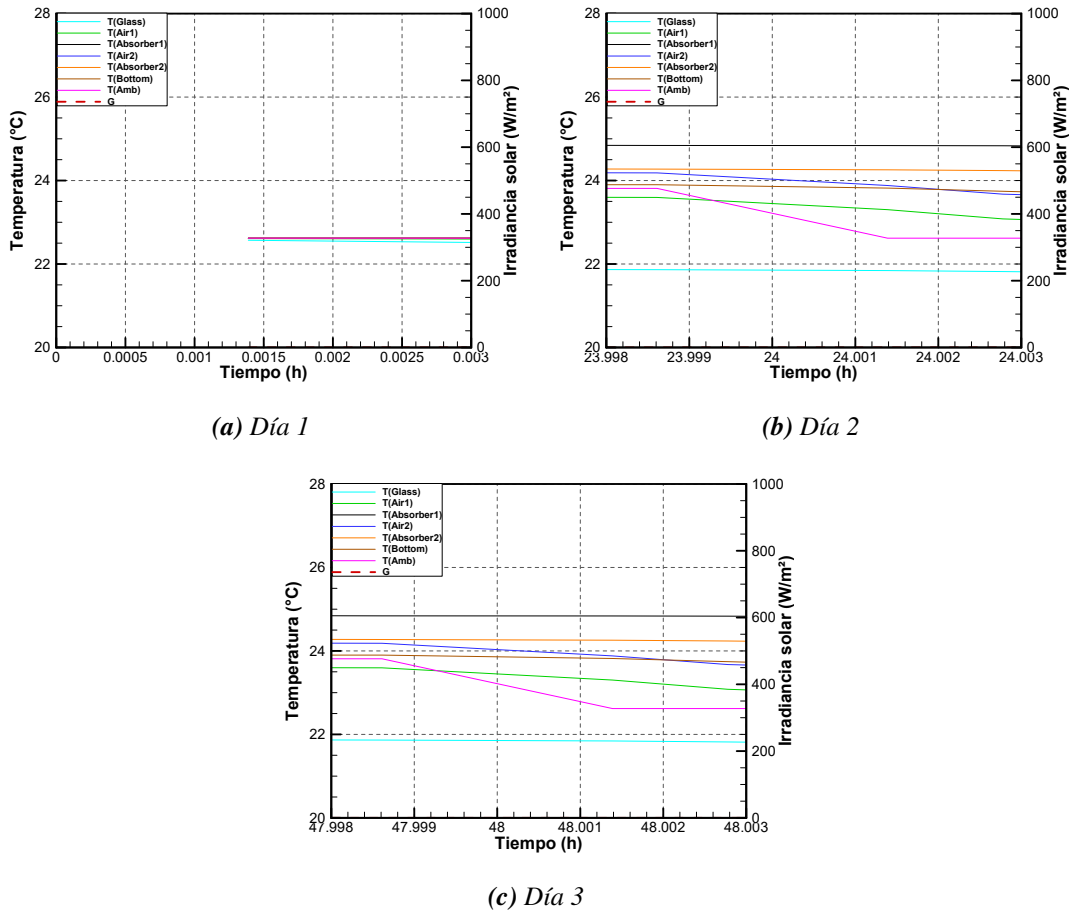


Figura 5.3: Acercamiento del efecto de la condición de inicial en el perfil de temperatura

Es importante señalar, que el efecto de la condición inicial se ve maximizado en los tiempos inmediatamente posteriores al tiempo cero y cuando no existe efecto de la irradiancia solar. Lo anterior se puede afirmar debido a que no existen cambios significativos en los perfiles de temperatura cuando se presenta la irradiancia solar y en el tiempo posterior a esta. Para observar lo mencionado anteriormente, en la Tabla 5.3 se realizó un análisis de errores relativos porcentuales para los siguientes instantes de tiempo: 5 s, 13 : 00 y 20 : 00 h, los cuales corresponden a periodos de tiempo posteriores a la condición inicial, un punto de irradiancia solar elevada y un punto posterior a la puesta de sol donde no existe irradiancia solar.

En la Tabla 5.3 se observa como la condición adivinada en el primer día de simulación del código numérico puede afectar los perfiles de temperatura inmediatamente posteriores a la condición inicial hasta en un 10 %. Además, se observa que las desviaciones entre realizar un segundo y un tercer ciclo son prácticamente despreciable en el orden de 1×10^{-12} . Por último, se observa que el efecto de la condición inicial solo afecta a los perfiles de temperatura inmediatamente posteriores a la condición inicial, dado que los mismos no son afectados en los periodos de tiempo donde existe radiación y el periodo posterior a la puesta de sol.

Tabla 5.3: Errores relativos porcentuales para diversos instantes de tiempo

Variable	Día 1	Día 2	Día 3	ϵ (%) Día 1-2	ϵ (%) Día 2-3
00:0014 h					
\bar{T}_{glass}	22.57	21.84	21.84	3.23	0.00
T_{air1}	22.61	23.30	23.30	3.06	0.00
$\bar{T}_{absorber1}$	22.61	24.83	24.83	9.81	0.00
T_{air2}	22.61	23.88	23.88	5.59	0.00
$\bar{T}_{absorber2}$	22.61	24.25	24.25	7.25	0.00
\bar{T}_{bottom}	22.62	23.82	23.82	5.31	0.00
13:00 h					
\bar{T}_{glass}	41.26	41.26	41.26	0.00	0.00
T_{air1}	43.19	43.19	43.19	0.00	0.00
$\bar{T}_{absorber}$	71.95	71.95	71.95	0.00	0.00
T_{air2}	44.20	44.20	44.20	0.00	0.00
\bar{T}_{bottom}	42.99	42.99	42.99	0.00	0.00
\bar{T}_{bottom}	30.52	30.52	30.52	0.00	0.00
20:00 h					
\bar{T}_{glass}	27.15	27.15	27.15	0.000	0.000
T_{air1}	28.80	28.80	28.80	0.000	0.000
$\bar{T}_{absorber}$	30.72	30.72	30.72	0.000	0.000
T_{air2}	29.37	29.37	29.37	0.000	0.000
\bar{T}_{bottom}	29.36	29.36	29.36	0.000	0.000
\bar{T}_{bottom}	28.77	28.77	28.77	0.00	0.00

Por lo tanto, para futuros resultados mostrados en el presente trabajo se realizaron dos ciclos en el código numérico, en donde la condición inicial del día analizado corresponde a los perfiles de temperatura al final del día del ciclo anterior, al dejar constantes las condiciones meteorológica (temperatura ambiente, irradiancia solar y velocidad del viento) en ambos días.

5.3. Efecto de la altura en las propiedades termofísicas del aire

En esta sección se muestra el efecto de las propiedades de termofísicas del aire sobre los perfiles de temperatura. Es importante señalar que la densidad del aire se estima mediante la correlación desarrollada por Álvarez *et al.* [45] donde se utilizó una base de datos experimentales de las propiedades del aire tomadas de la *Tabla A-9* mostrada en Cengel y Cimbala [58], la cual presenta diversas propiedades del aire a 1 atm de presión, en un intervalo de temperatura de -150 a 2000°C . En la Eq. (5.1) se presenta la correlación para la **Densidad**, la cual tiene un coeficiente de correlación $R^2 = 0.9997$ y una desviación estándar $\sigma = \pm 0.0026072$.

$$\rho = 0.1619315 + 715.2863855T^{-1.15} \quad (5.1)$$

donde, la temperatura (T) se encuentra en Kelvin. Cabe mencionar que, la densidad se calcula en kg/m^3

La Ec. 5.1 considera el aire a 0 msnm (metros sobre el nivel del mar). Sin embargo, en la presente investigación el CSA se encuentra ubicado en la ciudad de Cuernavaca, México la cual se encuentra en promedio a 1510 msnm. Además, se sabe que el aire disminuye su densidad con la altura, es por ello que se intentó buscar una base de datos de propiedades del aire en función de la altura o en su defecto una correlación que las estimara. En particular, la Ec. (5.2) puede estimar la densidad del aire en función de la temperatura y la altura sobre el nivel del mar.

$$\rho = 348.42 \cdot \frac{1 - H \cdot 1.05 \times 10^{-4}}{T} \quad (5.2)$$

donde la temperatura (T) se encuentra en Kelvin y H es la altura sobre el nivel del mar en metros.

En la Figura 5.4 se muestra el comportamiento de la densidad respecto a la temperatura con la correlación propuesta por Ong [1], la Ec. 5.1 y la Ec. 5.2. Se observa que la densidad del aire a 1510 msnm es significativamente inferior que la densidad estimada a 0 msnm.

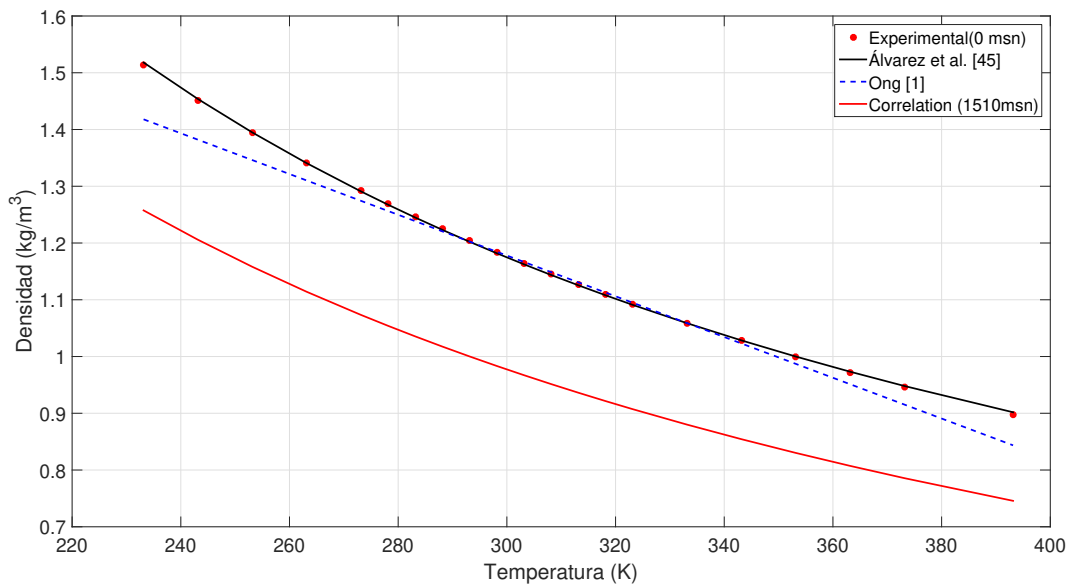


Figura 5.4: Densidad del aire

En la Figura 5.5 se muestra el efecto de la densidad sobre los perfiles de temperatura obtenidos del código numérico para el CSA-2C. Se observa que la temperatura de los distintos elementos disminuye aproximadamente en 3 °C al considerar la densidad del aire a 0 msnm en vez de 1510 msnm. Por lo tanto, es indispensable el uso de las correlaciones apropiadas para determinar las propiedades del fluido a la altura requerida.

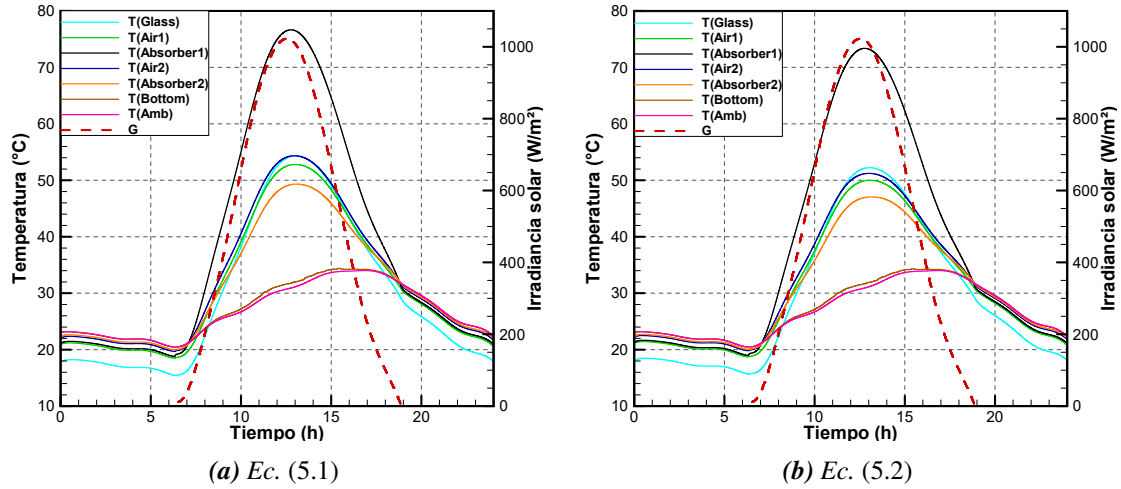


Figura 5.5: Efecto de la densidad del aire sobre los perfiles de temperatura del CSA de doble canal. 28 de Abril de 2023

5.4. Resultados del estudio paramétrico

A continuación, se presentan los resultados del estudio paramétrico en donde se analizó el CSA-2C con una placa absorbadora de metal y 4 diferentes PCM con espesores de 10 mm y 25 mm. Además, se analizaron 4 diferentes climas de la República Mexicana (Cuernavaca, CDMX, Monterrey y Ciudad Juárez). Se muestra el comportamiento térmico del CSA-2C sujeto a las condiciones antes mencionada. Por otro parte, se determina la mejor configuración en términos de confort térmico para cada una de las ciudades estudiadas.

Para estimar los intervalos de confort térmico se utilizó el modelo de confort adaptativo de [59], para ello se encontró los intervalos de temperatura de confort para los 12 meses de cada una de las ciudades. Estos intervalos se muestran a detalle en el Apéndice E, en las Tablas E.1-E.4. Lo anterior, con la finalidad de establecer cual configuración del CSA-2C proporciona mayor cantidad de horas de confort a lo largo del año.

5.4.1. Ciudad de México

La ciudad de México (CDMX) se caracteriza por ser una de las ciudades con temperaturas templadas a lo largo del año, oscilando entre valores de temperaturas desde 5 °C hasta los 30 °C. En este sentido, la temperatura ambiente de esta ciudad se encuentra entre los rangos de temperatura de fusión de casi todos los PCM. A continuación, se presenta las gráficas de los perfiles de temperatura para cada uno de las configuraciones analizadas bajo las condiciones meteorológicas del día más cálido de Octubre (24 de Octubre de 2018). En la Figura 5.6 se muestran los perfiles de temperatura para cada una de las configuraciones. En particular, se muestran la temperatura promedio de la cubierta de vidrio (\overline{T}_{glass}), las placas absorbedoras 1-3 ($\overline{T}_{absorber_n}$), el envolvente (\overline{T}_{bottom}), el PCM (\overline{T}_{PCM}). Además, se muestra la temperatura a la salida del canal 1 y 2 ($T_{air1,air2}$), la temperatura ambiente (T_{amb}), la irradiancia solar (G), la fracción líquida promedio del PCM (F_{liq}) y el intervalo de confort correspondiente al mes de octubre.

En la Figura 5.6 se observa que la configuración sin PCM alcanza las temperaturas más altas en la placa absorbidora (55 °C). Sin embargo, al no tener la capacidad de almacenamiento de energía las temperaturas de los distintos elementos tienden al valor de la temperatura ambiente en los tiempos posteriores a la puesta de sol. Por otra parte, se observa que todos los PCM pueden seguir suministrando energía al fluido de trabajo en los tiempos posteriores a la puesta de sol. El mejor resultado para este día en particular lo presentó el RT 25 con un espesor de 25 mm proporcionando hasta 9.82 horas de confort lo cual resalta ya que el CSA sin PCM solo puede proporcionar 3 horas de confort. Por lo tanto, al implementar esta tecnología se logra prolongar hasta 3 veces mas el tiempo de confort que puede proporcionar el dispositivo. Es importante mencionar que, para el día presentado todos los PCM alcanzaron a completar un ciclo de carga y descarga.

Análogamente, se muestran las ganancias y pérdidas de calor del CSA-2C bajo las condi-

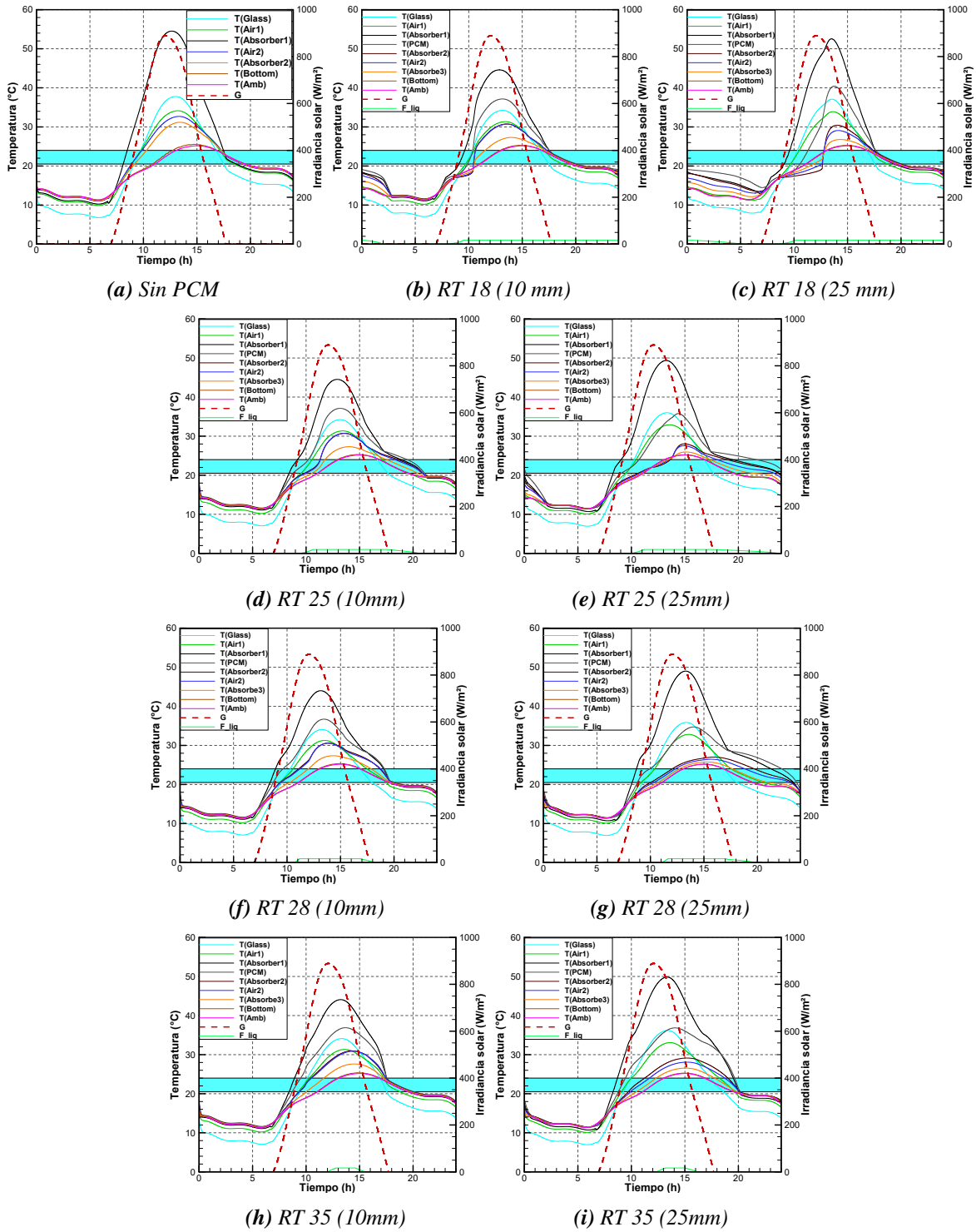


Figura 5.6: Perfiles de temperatura del CSA-2C en estado transitorio, 24 de Octubre del 2018

ciones de operación antes descritas. Es decir, se muestran las ganancias y pérdidas de calor correspondientes a los perfiles de temperatura mostrados el CSA-2C sin PCM y con PCM. En la Figura 5.7 se muestran los flujos de calor para el CSA-2C en estado transitorio para un día de simulación para las distintas configuraciones analizadas. En particular, se muestran el calor suministrado al captador ($G \cdot A$), las pérdidas de calor por convección en la cubierta de vidrio (Q_{conv}), por conducción de la placa inferior al ambiente (Q_{cond}), por radiación entre la cubierta de vidrio y la bóveda celeste (Q_{rad}) y el calor útil (Q_{util}) el cual es la energía que retira el fluido de trabajo de la placa absorbadora.

En general, se observa que la configuración sin PCM produce un flujo de calor útil mayor que las configuraciones con PCM. Sin embargo, este flujo solo se encuentra presente en los periodos donde existe radiación solar, ya que la placa absorbadora no tiene la capacidad de almacenar energía. Por el contrario, las configuraciones con PCM producen un flujo de calor útil más pequeño, pero este se distribuye a lo largo del día no solo cuando existe radiación. A su vez, se observa que las pérdidas convectivas, radiativas y conductivas son despreciables ya que el flujo másico de funcionamiento del captador se encuentra entre 0.07 y 0.09 kg/s (229 y 295 m³/h).

Al conocer la energía de salida (Q_{util}) del CSA y la energía neta suministrada al mismo ($G \cdot A$), se puede calcular fácilmente la eficiencia térmica del captador mediante la ec. (5.3).

$$\eta = \frac{E_{salida}}{E_{suministrada}} \cdot 100 \% = \frac{Q_{util}}{G \cdot A} \cdot 100 \% \quad (5.3)$$

De manera que, para obtener tanto la energía de salida como la energía suministrada al CSA se calculó el área bajo la curva de cada una de ellas, mediante una integración numérica utilizando la regla del trapecio (ec. 5.4). Así, se obtuvo que la eficiencia térmica del CSA-2C

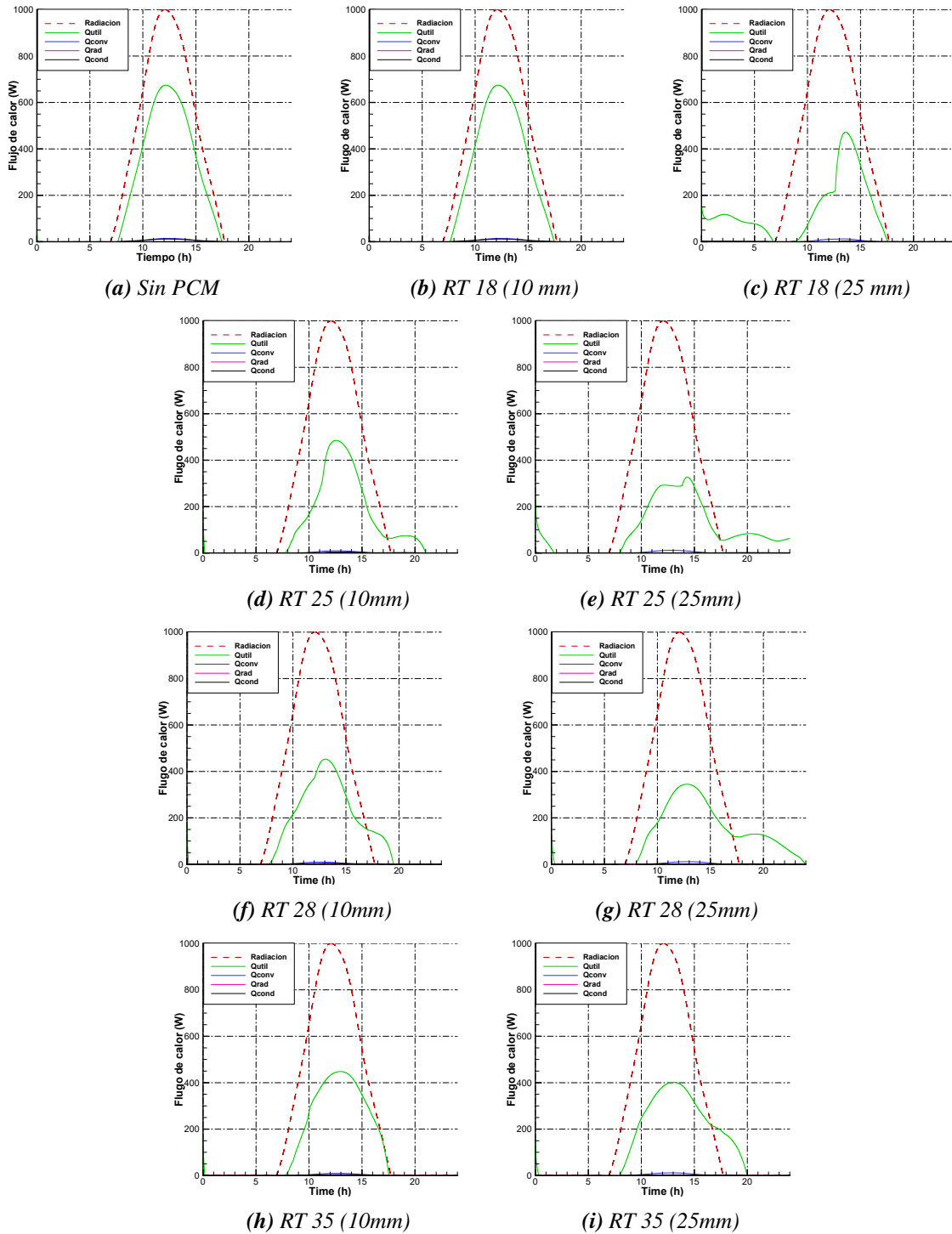


Figura 5.7: Flujos de calor del CSA-2C en estado transitorio, 24 de Octubre del 2018

en estado transitorio bajo los parámetros de operación antes mencionados.

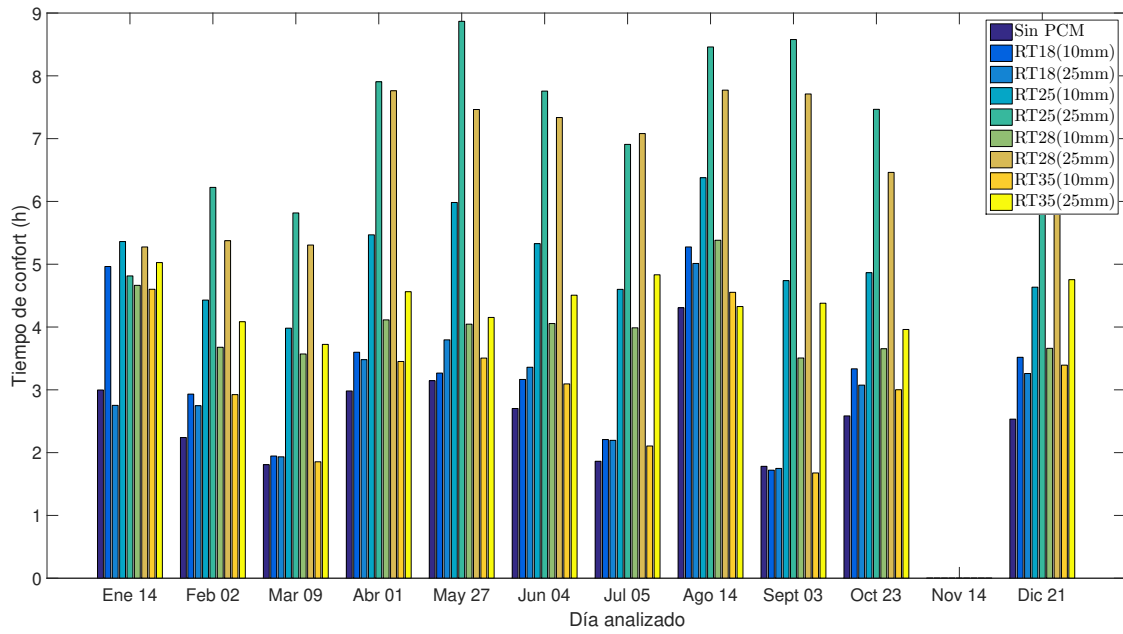
$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{b-a}{n} \left[\frac{f(a) + f(b)}{2} + \sum_{k=1}^{n-1} f\left(a + k \frac{b-a}{n}\right) \right] \quad (5.4)$$

Para este día en particular, la configuración sin PCM tuvo una eficiencia térmica de 56.4 %, mientras que la eficiencia térmicas de las configuraciones con PCM oscilaron entre 42 y 47 %. Por lo tanto, al implementar la tecnología de PCM reduce hasta en 14 % la eficiencia térmica del captador. Sin embargo, se hace un uso más adecuado de esta energía al ser suministrada en los periodos donde no existe radiación solar y por ende la temperatura ambiente se encuentra lejos de la zona de confort.

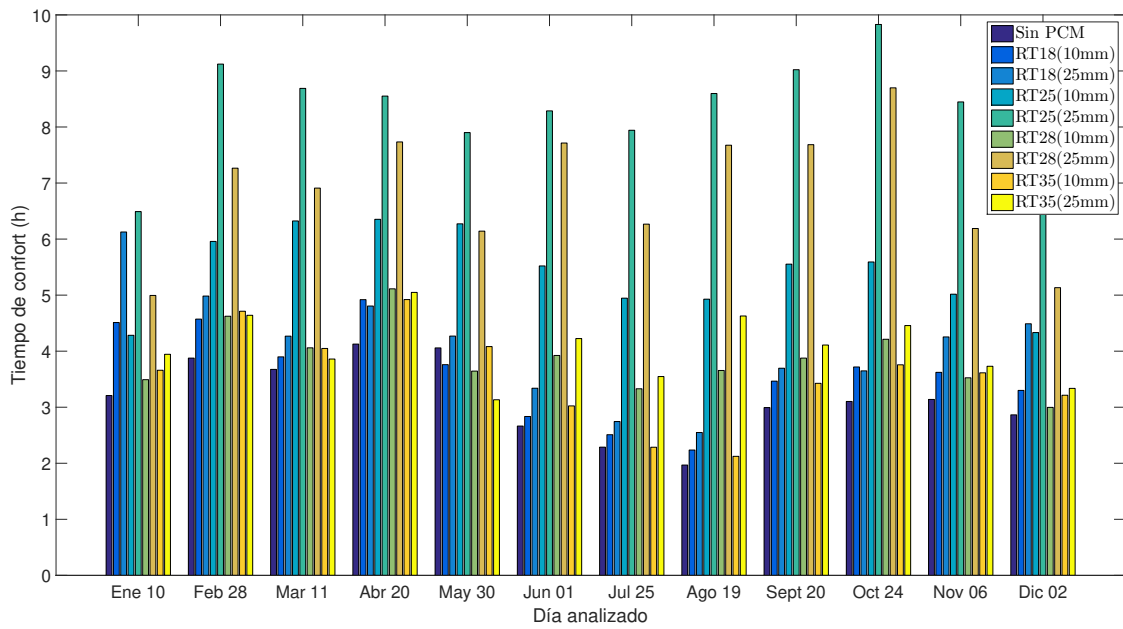
En la Figura 5.8 se muestran las horas de confort térmico que pueden proporcionar las distintas configuraciones del CSA-2C analizadas. Se observa que la configuración sin PCM solo puede proporcionar de 2 a 3 horas de confort. A su vez, los PCM como el RT18 y el RT35 tuvieron comportamientos similares a la placa absorbadora proporcionando entre 3 y 5.5 horas de confort. Lo anterior se debe a que el punto de fusión de estos materiales no es adecuado para las condiciones meteorológicas de la CDMX. Por otra parte, se observa que la mejor configuración tanto para los días fríos como los días cálidos fue el RT 25 con un espesor de 25 mm. La configuración anterior puede suministrar desde 5 hasta 10 horas de confort a lo largo del día.

Cabe mencionar que, para el día 14 de Noviembre del 2018 ninguna de las configuraciones analizadas pudo suministrar ni un instante de confort. Esto se debe a las temperaturas tan bajas que se presentaron en dicho día. Por lo tanto, para días con temperatura ambiente bajas (menores a 10 °C) se debe estudiar algún otro PCM con una temperatura de fusión acorde a la temperatura ambiente.

Análogamente, se presentan las horas de Confort para las configuraciones y los días anali-



(a) Días Fríos



(b) Días cálidos

Figura 5.8: Horas de confort para el CSA-2C sin y con PCM (CDMX)

zados de las demás ciudades. En la Figura 5.9 se muestran las horas de confort que puede proporcionar el CSA-2C para Cuernavaca. Se observa que la configuración sin PCM puede suministrar desde 1.5 hasta 5 horas de confort. Se observa que el RT28 con 25 mm de espesor es la mejor configuración para este tipo de clima tanto para los días fríos como los días cálidos. Otra configuración que presentó buenos resultados fue el RT25 con 25 mm de espesor. Las demás configuraciones de PCM lograron producir desde 4.5 hasta 9 horas de confort térmico.

A su vez, en la Figura 5.10 se muestran las horas de confort que puede proporcionar el CSA-2C para Monterrey. Se observa que la configuración sin PCM puede suministrar desde 1 hasta 5 horas de confort. Se observa que el RT28 con 25 mm de espesor es la mejor configuración para este tipo de clima, provocando desde 5 hasta 15 horas de confort. Otra configuración que presentó buenos resultados fue el RT25 con 25 mm de espesor, generando en promedio 2 hora menos de confort térmico. Las demás configuraciones de PCM lograron producir desde 1 hasta 12 horas de confort térmico. La peor configuración la presentó el RT 35 el cual al tener un punto de fusión demasiado elevado no logró fundirse por completo y tuvo un peor funcionamiento que la configuración sin PCM.

Finalmente, en la Figura 5.11 se muestran las horas de confort que puede proporcionar el CSA-2C para ciudad Juárez. Se observa que la configuración sin PCM puede suministrar desde 0 hasta 6 horas de confort. Debido al clima tan extremo de esta ciudad el día más frío de Febrero no se logró alcanzar el confort térmico con ninguna de las configuraciones. Además, se observa que el RT28 con 25 mm de espesor es la mejor configuración para este tipo de clima, provocando desde 0 hasta 9.9 horas de confort. Seguido muy de cerca por la configuración RT28 con 10 mm de espesor, la cual genera desde 0 hasta 9.8 horas de confort al día. En este sentido, sería mas recomendable utilizar el RT28 con 10 mm de espesor ya que la diferencia de horas de confort es prácticamente despreciable en comparación al costo

que origina utilizar más del doble de PCM en la configuración de 25 mm. Sin embargo, esto se muestra con mayor detalle en la siguiente sección. Por otra parte, debido al tipo de clima de ciudad Juárez otra configuración que presentó buenos resultados fue el RT18 con 25 mm de espesor, la cual genera desde 0 hasta 9.5 horas de confort al día.

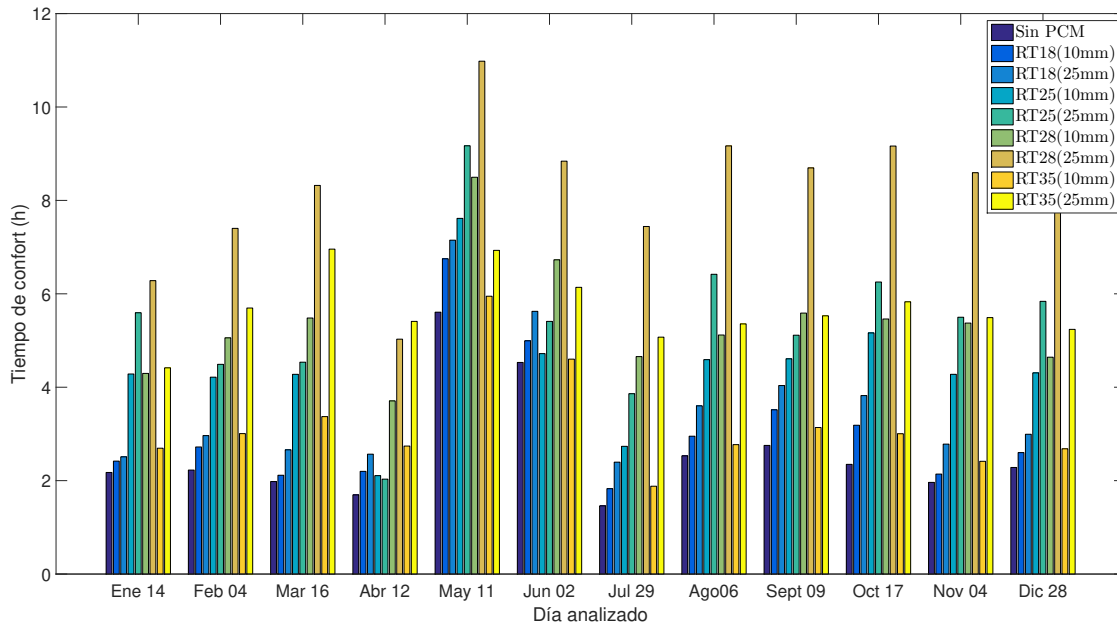
Del estudio realizado se observó que es muy importante la temperatura de fusión del PCM para realizar un correcto control de la entrega de temperatura y así generar una mayor cantidad de horas de confort térmico. Además, se observó que para los días más fríos analizados con temperaturas ambiente cercanas a 0 °C o incluso inferiores a este valor (para el caso de ciudad Juárez) ninguna de las configuraciones analizados logró alcanzar el confort térmico. Por lo tanto, para climas más templados se debería considerar PCM con un punto de fusión acorde a la temperatura ambiente del lugar estudiado.

En la siguiente sección se presenta un análisis de costos para estimar la mejor configuración para cada una de las ciudades estudiadas con base al tiempo de recuperación de la inversión inicial.

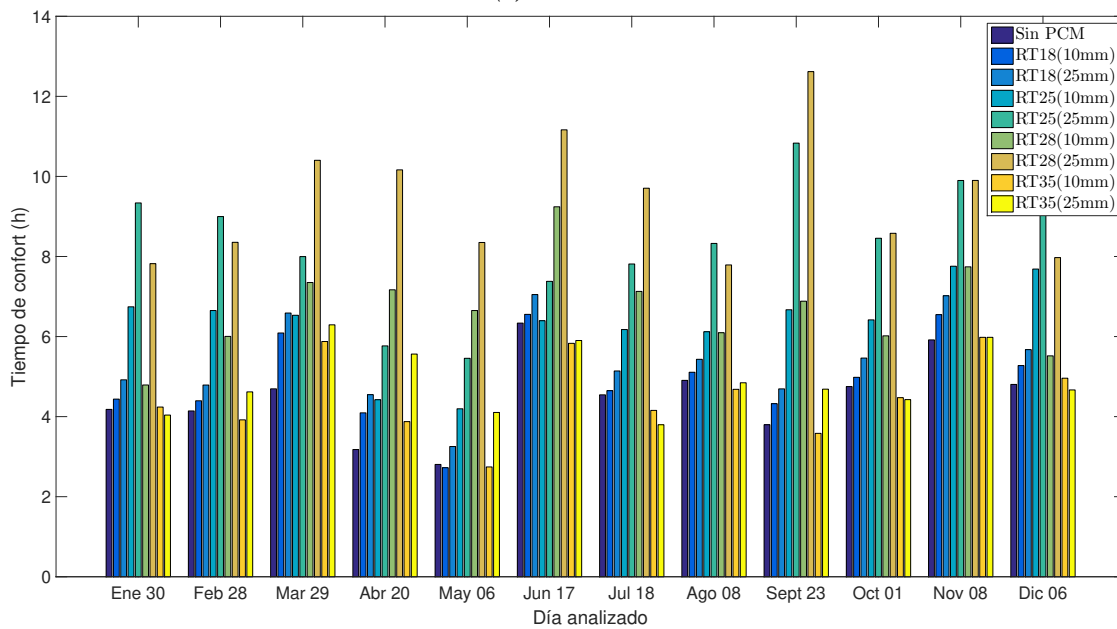
5.5. Análisis de costos

En esta sección se presenta el análisis de costo anual del consumo de energía eléctrica que se puede lograr con la implementación de las distintas configuraciones del CSA-2C a partir de los datos generados en la sección anterior. Para realizar el análisis se consideraron las dimensiones del CSA-2C 1.1253 m². Para el presente estudio, se consideró la carga de energía total para el día más frío y el más cálido de cada mes.

En primer lugar, se debe tener claro que la Comisión Federal de Electricidad [60] considera un total de 7 tarifas de consumo de electricidad para consumo doméstico, de las cuales

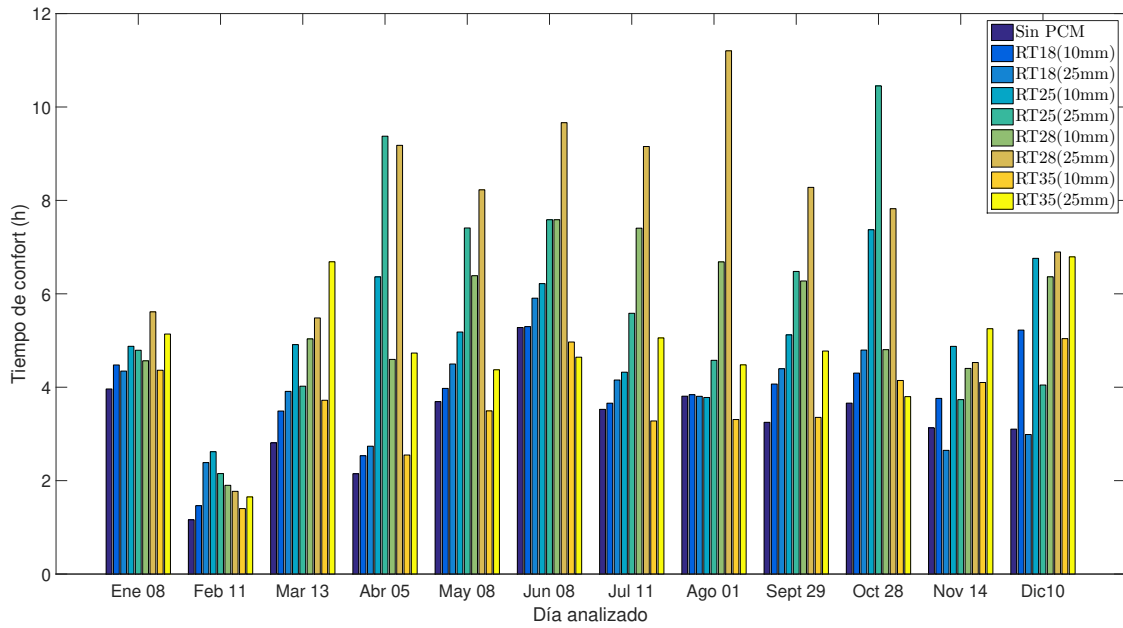


(a) Días Fríos

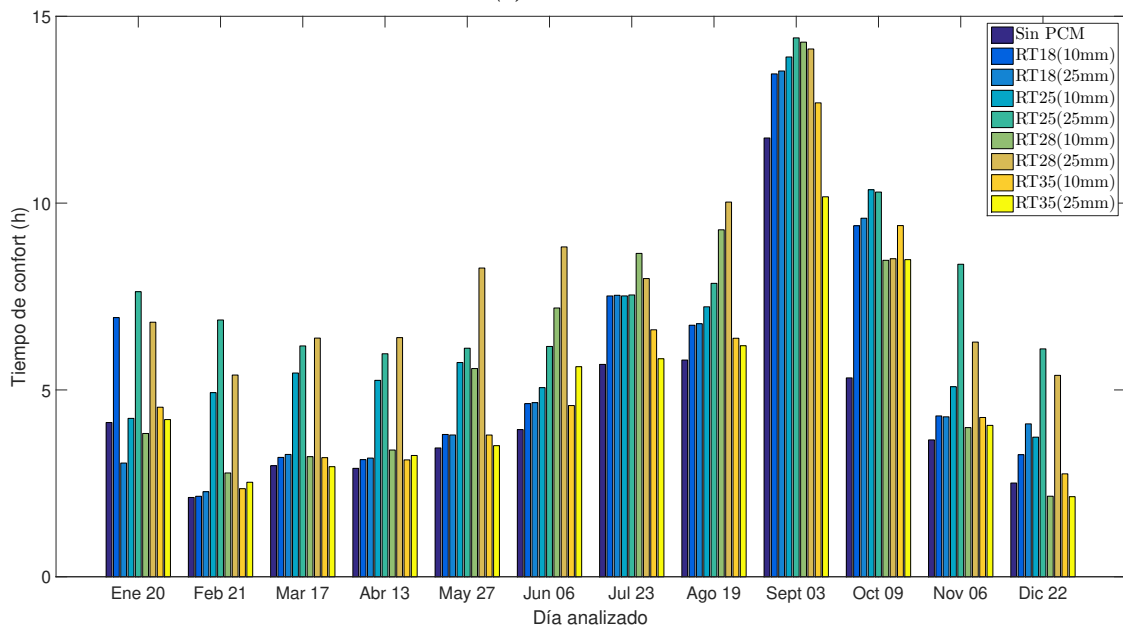


(b) Días cálidos

Figura 5.9: Horas de confort para el CSA-2C sin y con PCM (Cuernavaca)

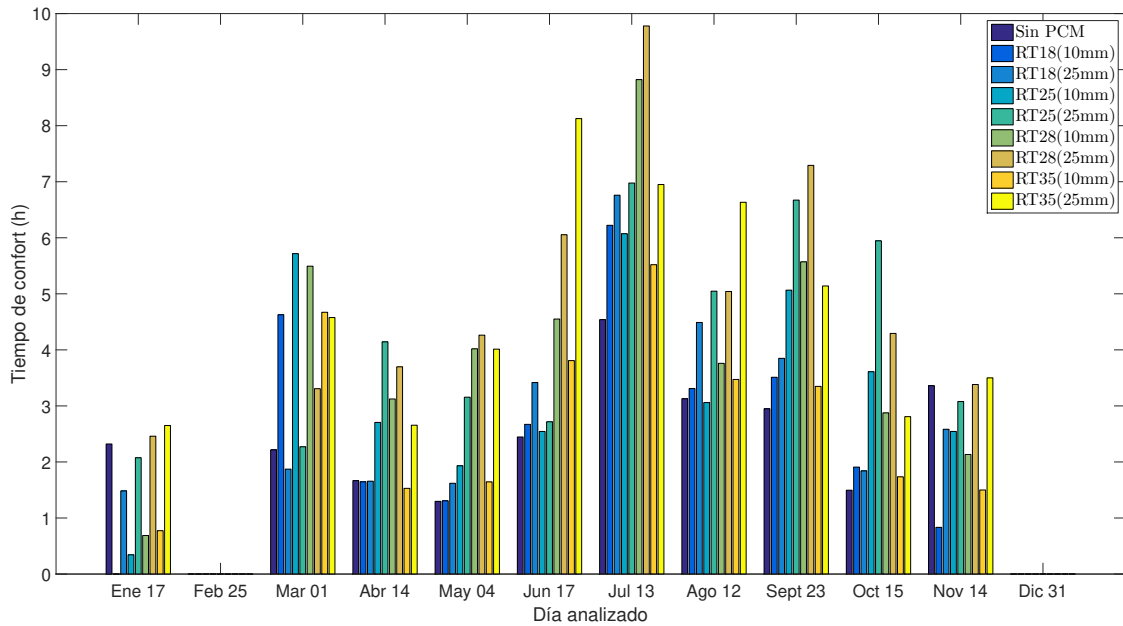


(a) Días Fríos

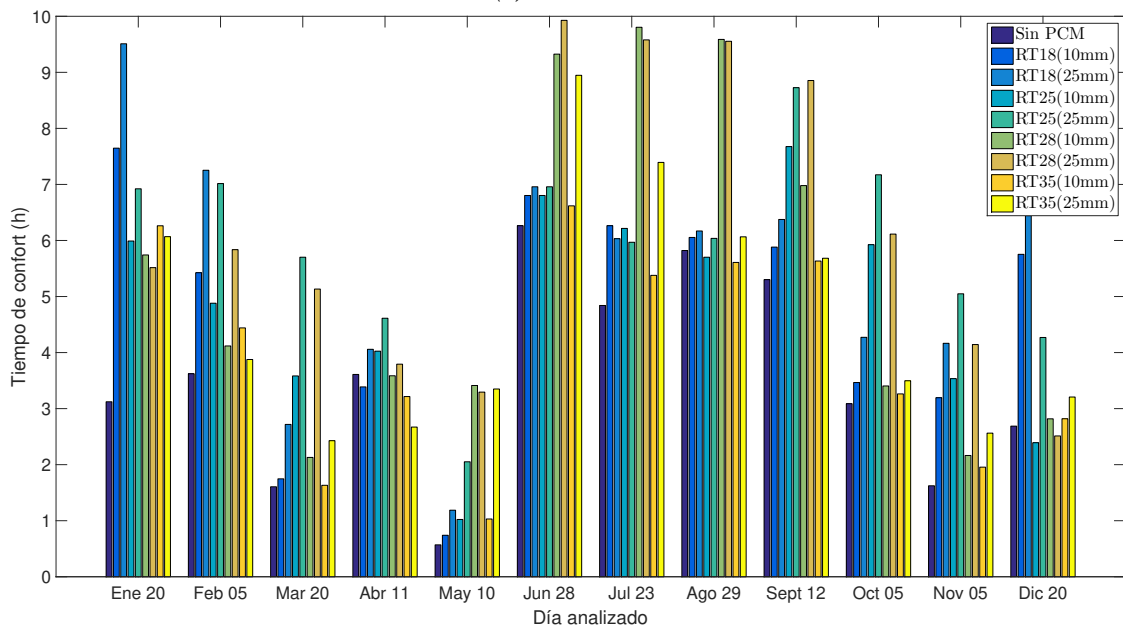


(b) Días cálidos

Figura 5.10: Horas de confort para el CSA-2C sin y con PCM (Monterrey)



(a) Días Fríos



(b) Días cálidos

Figura 5.11: Horas de confort para el CSA-2C sin y con PCM (Ciudad Juárez)

siete (de la 1 a la 1F) se aplican a las distintas regiones del país, de acuerdo con la temperatura promedio mensual mínima en verano de la localidad (Tabla 5.4). Es decir, la tarifa que se aplica a las ciudades como CDMX o Puebla es muy distinta a la que se aplica en ciudades como Sinaloa o Mérida, pues, entre más calor la tarifa será más baja. Además, cada una de las 7 tarifas tiene diferentes costos de acuerdo al consumo de energía (básico, intermedio y excedente). En las regiones más cálidas del país se aplica una tarifa de verano, que va desde abril hasta septiembre.

Tabla 5.4: División de las tarifas de consumo eléctrico de la CFE

Tarifa	Temperatura promedio mensual mínima en verano (°C)
1	< 25°
1A	25°
1B	28°
1C	30°
1D	31°
1E	32°
1F	33°

Además, por cada mes del año se establecen al menos tres tipos de consumo: consumo básico (entre 75 y 300 kWh); consumo intermedio (por los siguientes kWh entre los 50 y 900 kWh), este puede dividirse en intermedio bajo y alto de acuerdo con el tipo de tarifa; y consumo excedente (es el costo adicional por cada kWh excedente al consumo básico e intermedio). En la Figura 5.12 se muestran las tarifas correspondientes tomando en cuenta el consumo excedente por cada mes para el 2024.

En particular, la CFE establece que CDMX y Cuernavaca tienen un *Tarifa 01*. A su vez, Monterrey tiene una tarifa 1C y ciudad Juárez tiene una tarifa 1B. Por lo tanto, se utiliza estas tarifas en consumo excedente para el presente análisis de costos. Es necesario recalcar para el presente estudio se consideró que el consumo de energía eléctrica se determinó multiplicando

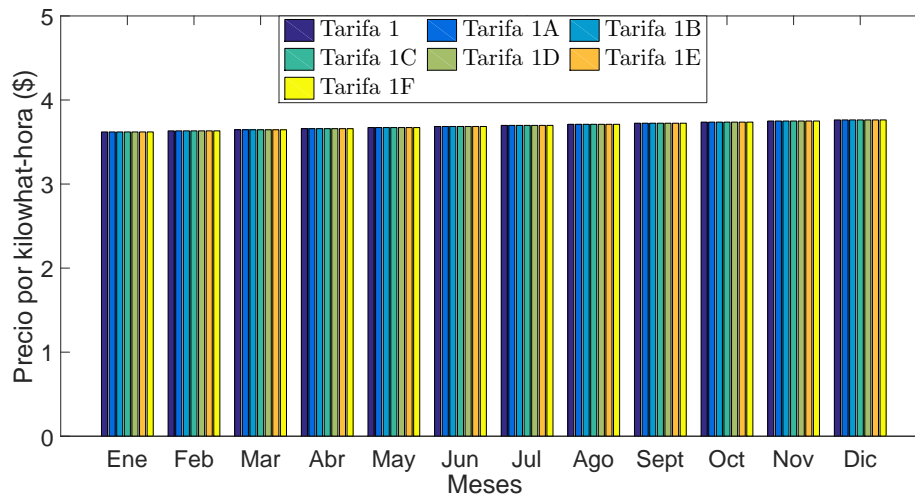


Figura 5.12: Tarifas de CFE para uso doméstico en consumo excedente

la tarifa de energía por la carga térmica, teniendo en cuenta la siguiente consideración: para climatizar la edificación se utiliza un calentador resistivo eléctrico, que tiene una eficiencia de 100 %, por lo tanto, toda la energía eléctrica se convierte en calor. Los cálculos de flujo de calor para cada mes se obtuvieron considerando que el mes tiene 15 días fríos (16 días fríos para los meses con 31 días) y 15 días cálidos.

Por otra parte, se realizó la búsqueda de los costos por unidad de los elementos que conforman al CSA-2C. En primer lugar, se estimó el costo de fabricación del CSA-2C sin PCM en \$8,000 incluyendo mano de obra y extractor de aire. Por otra parte, para el caso de las configuraciones con PCM se consideró que el galón de PCM tiene un costo de \$7670.0 [61]. Considerando las dimensiones de la placa absorbadora, las configuraciones de PCM con 10 mm de espesor se utiliza aproximadamente 12 litros de PCM, mientras que para las configuraciones de 25 mm de espesor se necesita aproximadamente 29 litros de PCM. En la Tabla 5.5 se muestra el gasto total de fabricación de cada una de las configuraciones considerando la mano de obra y el extractor de aire.

Tabla 5.5: Gasto total de construcción del CSA-2C

Configuración	Costo (\$)
Sin PCM	8,000.0
RT18 (10mm)	32,350.0
RT18 (25mm)	66,850.0
RT25 (10mm)	32,350.0
RT25 (25mm)	66,850.0
RT28 (10mm)	32,350.0
RT28 (25mm)	66,850.0
RT35 (10mm)	32,350.0
RT35 (25mm)	66,850.0

Para estimar los años requeridos para recuperar la inversión inicial de las distintas configuraciones del CSA-2C, se utilizó el costo del consumo eléctrico equivalente del captador a lo largo de un año y los costos anuales de mantenimiento considerando el efecto de la inflación anual. Para el estudio se consideró un ventilador centrífugo modelo CEB-800 de 127 V, 60 Hz, 1/20 HP (37.285 W), el cual puede suministrar un caudal máximo de 800 m³/h. Se estima que el consumo eléctrico del ventilador centrífugo es aproximadamente \$418.06 MXN. Además, se consideró que el captador requerirá dos mantenimientos anuales con un costo de \$500.00 MXN.

$$CTR_i = CTR_{i-1} + GAM \cdot Inflacion + GEV \cdot Inflacion - CEA \cdot Inflacion \quad (5.5)$$

donde, CTR_i , es el costo total de recuperación del año en curso. Para $i = 0$ se considera la inversión inicial para la construcción del dispositivo. Por otra parte, GAM , es el gasto anual por mantenimiento del equipo; GEV , es el gasto anual de energía eléctrica que consume el extractor de aire; CEA , es el costo de consumo eléctrico anual que se estaría ahorrando por utilizar el CSA-2C en vez de un dispositivo eléctrico con características de calefacción similares; $Inflacion$, es la inflación anual promedio que según datos de la INEGI, de acuerdo a los últimos 24 años es de aproximadamente 4.68 %.

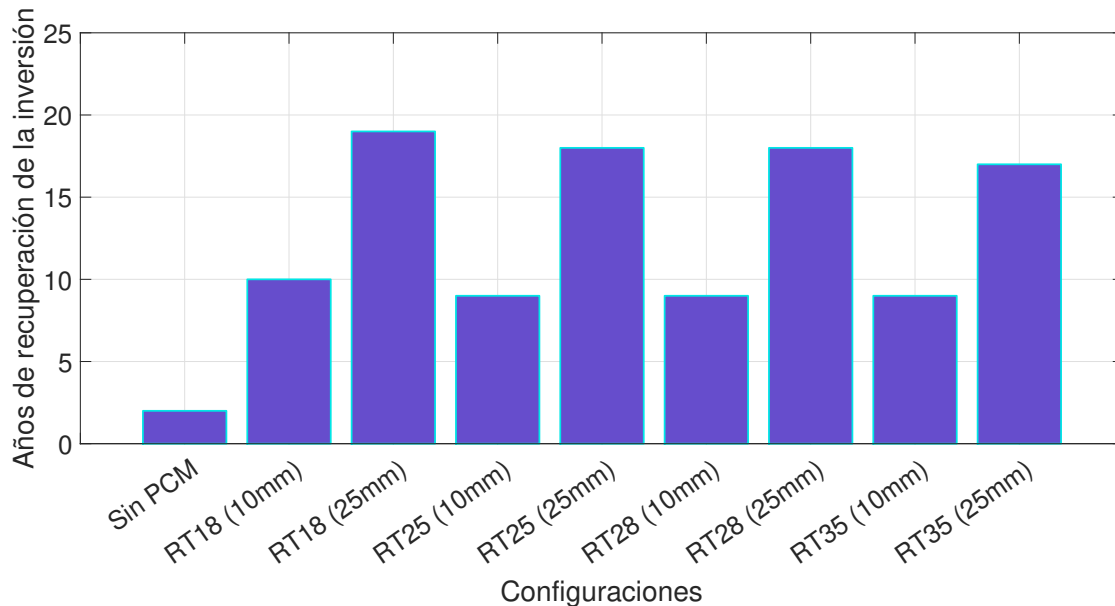


Figura 5.13: Tiempo de recuperación de la inversión inicial en CDMX

La Ec. (5.5) permite obtener la reducción del costo por cada año. Sin embargo, para estimar la cantidad de años requerida para cubrir los gastos de inversión inicial, el mantenimiento acumulado y el gasto por consumo eléctrico del extractor de aire se desarrolló un procedimiento iterativo para estimar la cantidad de tiempo en el que se alcanza a cubrir los gastos acumulados para que el CSA-2C sea completamente autosustentable.

En la Figura 5.13 se muestra la cantidad de años necesarios para que cada una de las configuraciones sean autosustentables en el tiempo sujeto a las condiciones meteorológicas de la CDMX. Se observa, que la configuración sin PCM tiene el periodo de retorno mas pequeño (2 años). Esto se debe a que los gastos de fabricación de esta configuración son significativamente menores que las configuraciones con PCM. Si bien la mejor configuración para esta ciudad fue el RT25 con 25 mm de espesor, esta configuración tiene un periodo de recuperación de 18 años. Si se considera que la vida útil de los PCM es de 27.4 años [62] esta configuración tendría más de 9 años donde estaría ahorrando energía y dinero a los usuarios.

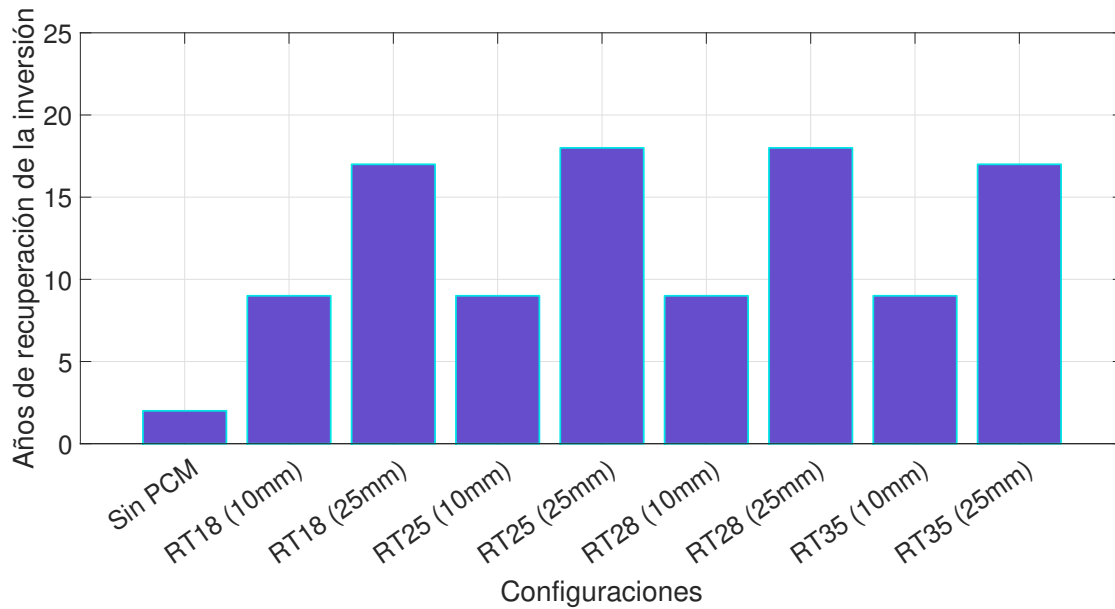


Figura 5.14: Tiempo de recuperación de la inversión inicial en Cuernavaca

Análogamente, en las Figuras 5.14 - 5.16 se presenta la cantidad de años necesarios para que cada una de las configuraciones sean autosustentables en el tiempo sujeto a las condiciones meteorológicas estudiadas. Se observa que para la ciudad de Cuernavaca se tendría un periodo de más de 9 años donde el CSA-2C con RT28 con 25 mm de espesor donde sería totalmente autosustentable generando ahorros sustanciales a los usuarios. Por otra parte, la mejor configuración para Monterrey (RT28 25 mm) solo tendría un periodo de 6 años donde sería totalmente autosustentable. Finalmente, como se muestra en la Figura 5.16 la mejor configuración para ciudad Juárez (RT28 25 mm) tendría un periodo de más de 7 años donde sería totalmente autosustentable.

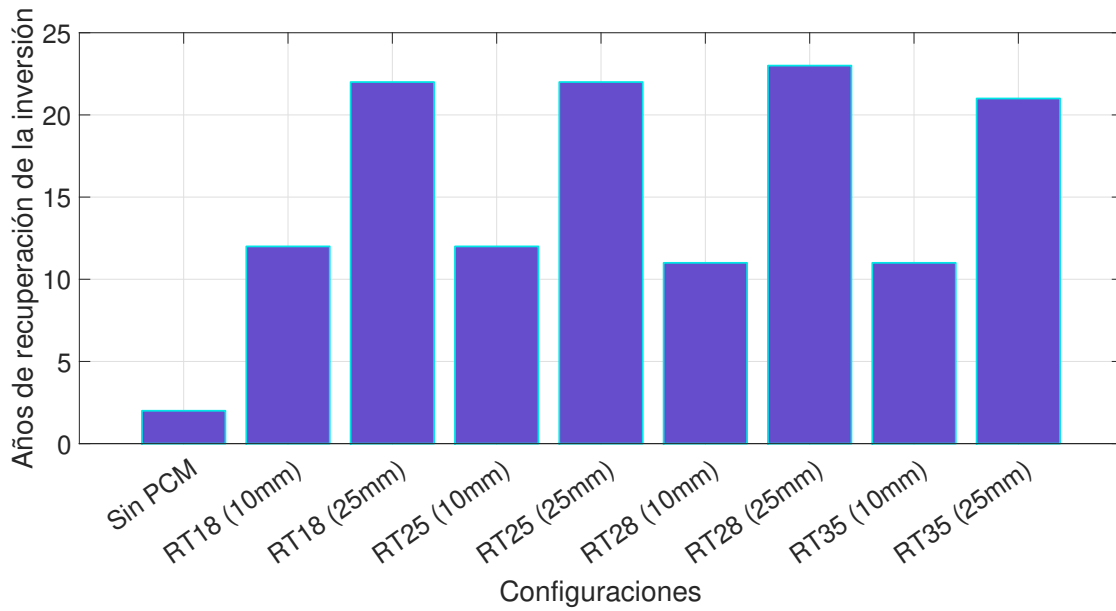


Figura 5.15: Tiempo de recuperación de la inversión inicial en Monterrey

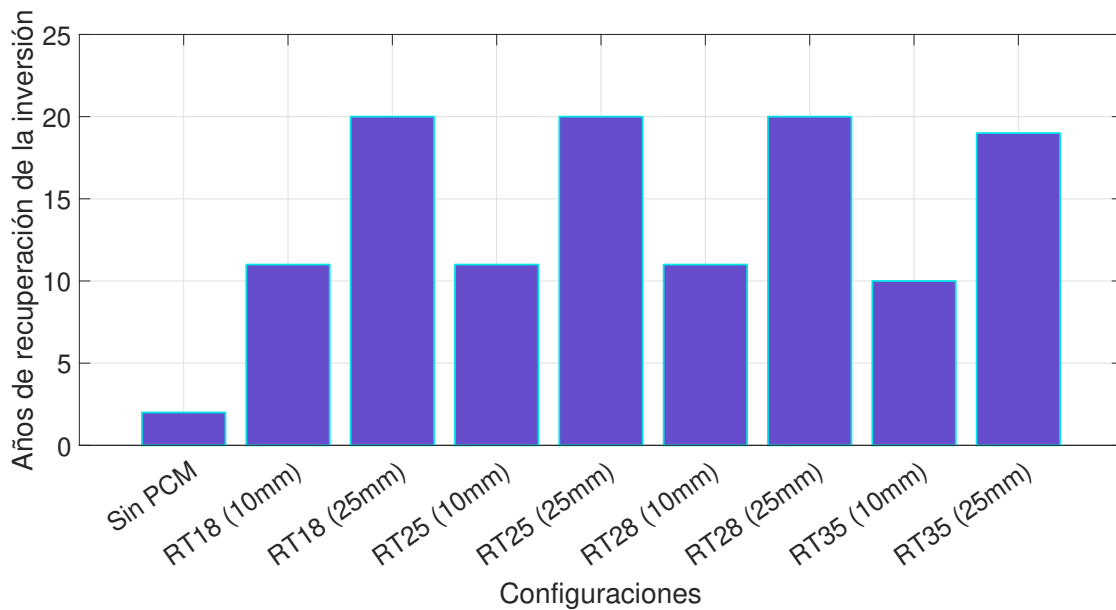


Figura 5.16: Tiempo de recuperación de la inversión inicial en Ciudad Juárez

5.6. Impacto ambiental

En esta sección se determina la reducción en la huella de carbono que se obtiene al utilizar energías renovables mediante un sistema de captación solar (CSA-2C con y sin PCM) a diferencia de las energías tradicionales. Se determina los kilogramos de dióxido de carbono (CO_2) que se dejarían de emitir al año utilizando el captador analizado en el presente trabajo.

Según la Comisión Reguladora de Energía (CRE) el *Factor de Emisión del Sistema Eléctrico Nacional* en el año 2024 está dado por la ec. (5.6).

$$1kWh = 0.438kg CO_2 \quad (5.6)$$

Por lo tanto, si se consideran los resultados obtenidos en la sección anterior donde se determinó la cantidad de energía limpia que puede producir las distintas configuraciones del CSA-2C. En las Figuras 5.17 - 5.20 se muestra la cantidad de kilogramos de CO_2 que se evita emitir al ambiente al utilizar energías renovables. En general, se observa que al implementar cualquiera de las configuraciones analizadas en el presente estudio se puede dejar de emitir desde 350 hasta 550 kilogramos de CO_2 anualmente. En este sentido, se observa que al utilizar el CSA-2 se puede reducir en aproximadamente media tonelada las emisiones de dióxido de carbono hacia la atmósfera, reduciendo de esta manera el efecto invernadero que es uno de los grandes problemas de las sociedades actuales.

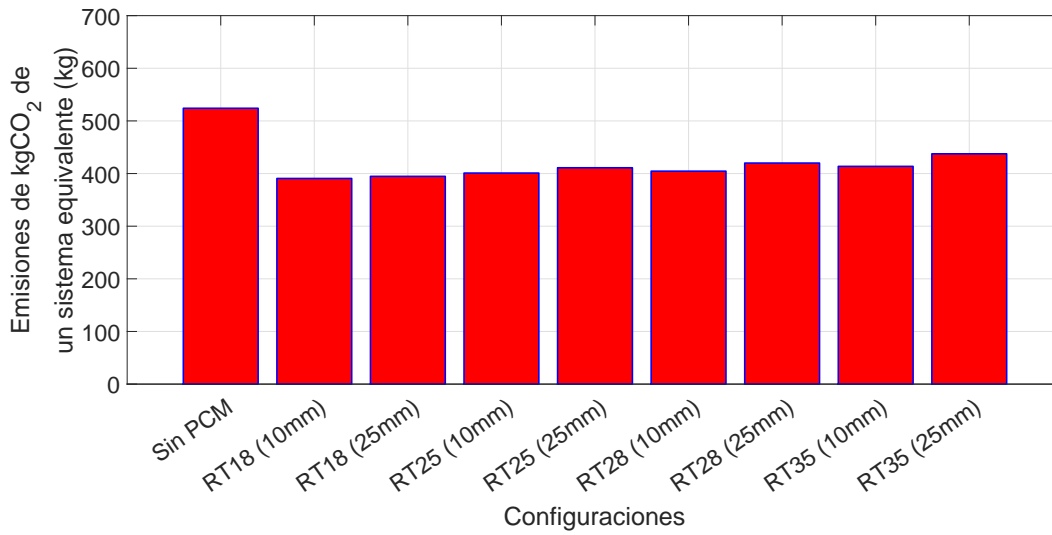


Figura 5.17: Equivalencia de emisiones de kgCO_2 para las distintas configuraciones del CSA-2C en CDMX

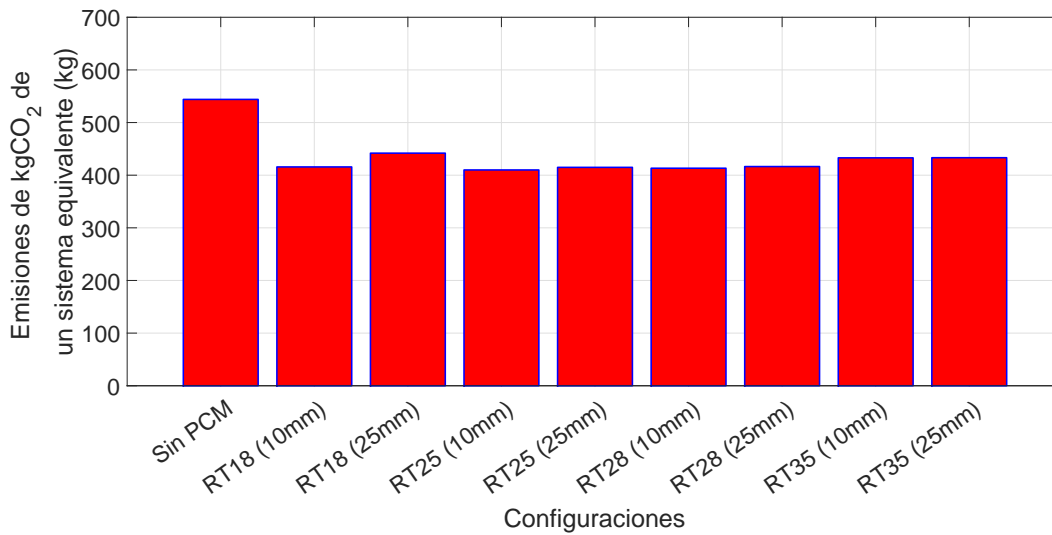


Figura 5.18: Equivalencia de emisiones de kgCO_2 para las distintas configuraciones del CSA-2C en Cuernavaca

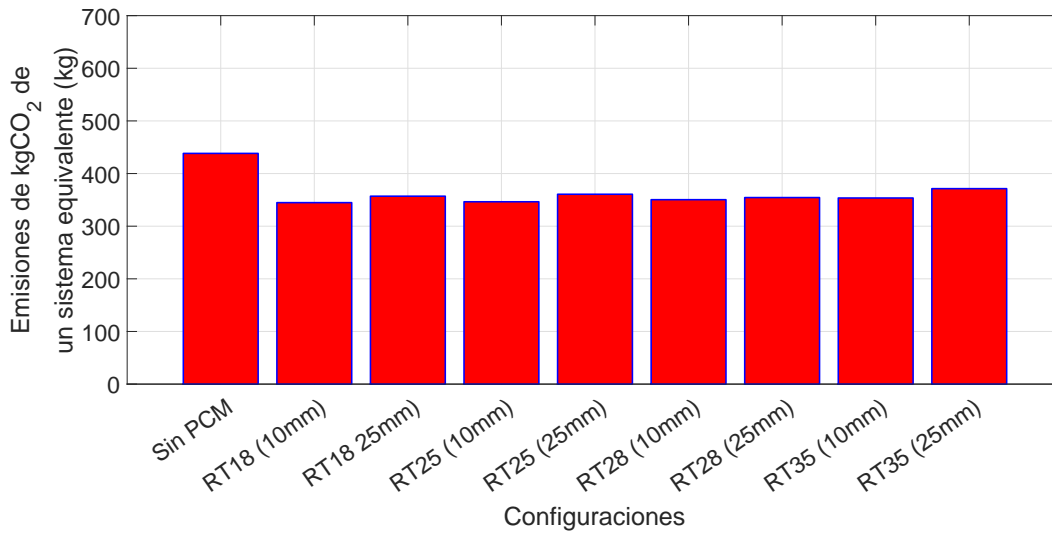


Figura 5.19: Equivalencia de emisiones de kgCO_2 para las distintas configuraciones del CSA-2C en Monterrey

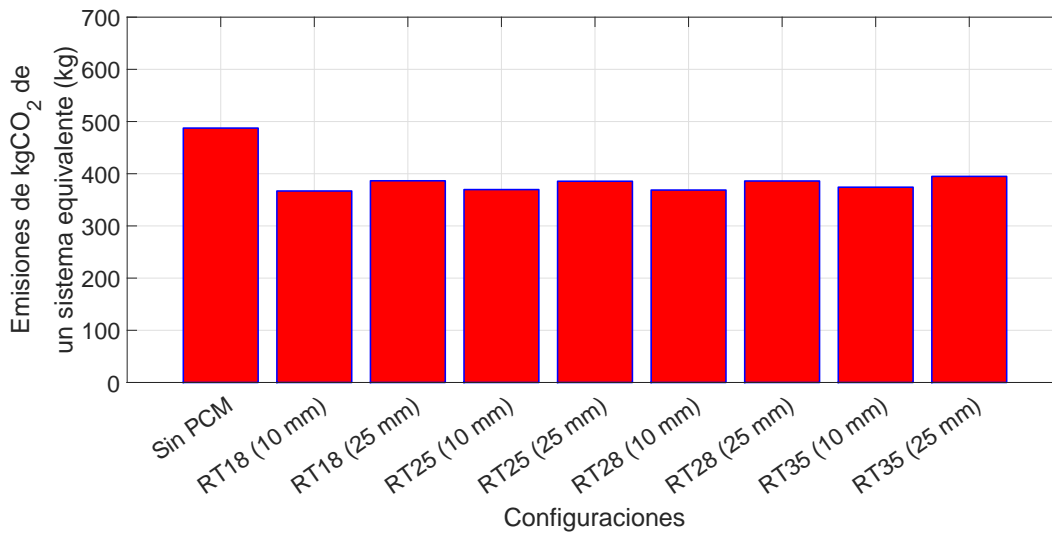


Figura 5.20: Equivalencia de emisiones de kgCO_2 para las distintas configuraciones del CSA-2C en Ciudad Juárez

CAPÍTULO 6

Conclusiones y Recomendaciones

En este capítulo se muestran las conclusiones finales del trabajo desarrollado con base a la información presentada en los capítulos anteriores. Además se presentan algunas recomendaciones para trabajos futuros, con la finalidad de que se expanda el conocimiento en el tema que corresponde al ahorro energético en las edificaciones al utilizar captadores solares de aire para la climatización de las mismas.

6.1. Conclusiones

En este trabajo, se estudió un captador solar de aire de dos canales con y sin PCM en la placa absorbidora mediante la técnica de *Balances globales de energía*. El estudio fue realizado en estado transitorio en una dimensión (1D) sometido a condiciones meteorológicas de CDMX (CW), Cuernavaca (CW), Monterrey (BS) y Juárez (BW).

De acuerdo a los resultados presentados se puede afirmar que el objetivo general, los objetivos específicos y alcances del trabajo se cumplieron satisfactoriamente. Con base a los resultados presentados se concluye lo siguiente:

- ✎ El implementar un captador solar de aire de dos canales, con una placa absorbidora fabricada de acero galvanizado y adicionado con PCM, para la climatización pasiva de edificaciones en zonas con climas templado subhúmedo, semi seco o desértico resulta ser una alternativa viable para obtener una temperatura de confort al interior de la edificación a lo largo del día.
- ✎ El implementar la técnica de balances globales de energía considerando el término conductivo en los elementos sólidos puede generar diferencias de temperatura hasta de $8.8\text{ }^{\circ}\text{C}$, con respecto a los códigos que utilizan el concepto de placa delgada y establecen que la temperatura en el elemento sólido es la misma.
- ✎ El código numérico desarrollado puede predecir el comportamiento térmico del prototipo experimental del CSA-2C con diferencias de temperatura desde 3.5 hasta $12\text{ }^{\circ}\text{C}$. La diferencia máxima de $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre los valores experimentales y teóricos se debe a que el difusor de entrada no se encuentra correctamente aislado en el prototipo, lo cual genera un calentamiento previo del aire que entra al captador. Lo anterior no sucede en el código numérico ya que se establece que la temperatura de entrada del aire es igual a la temperatura ambiente.

- ✎ El utilizar una condición inicial propuesta puede afectar hasta en un 10 % los perfiles de temperatura de los tiempos inmediatamente posteriores al tiempo inicial donde no existe radiación. Por lo tanto, se debe considerar el efecto de inercia térmica del día anterior al realizar una segunda corrida con los mismos datos meteorológicos donde la condición inicial de esta corrida corresponde a los perfiles de temperatura al final del día anterior. El efecto de la condición inicial es prácticamente despreciable en los periodos de tiempos donde existe radiación solar y en el periodo posterior la puesta de sol.
- ✎ Considerar la altura sobre el nivel del mar en el calculo de la densidad del aire es fundamental a la hora de obtener los perfiles de temperatura. Se encontraron diferencias de temperatura de hasta 3 °C al considerar la altura en el calculo de la densidad del aire.
- ✎ Implementar la tecnología PCM provoca un decremento de hasta de 10 % en la eficiencia térmica del CSA-2C sin PCM. Sin embargo, al utilizar la tecnología de PCM logra almacenar la energía y suministrarla en los tiempos donde no existe radiación. De esta manera, se prolonga el tiempo de operación del CSA-2C.
- ✎ El implementar la tecnología PCM provoca un control de temperatura más exacto en los dispositivos de captación solar. En particular, al implementar el RT 25 con 25 mm de espesor en el CSA-2C genera hasta 10 horas de confort térmico bajo condiciones de CDMX. La mejor configuración para las ciudades de Cuernavaca, Monterrey y Juárez fue el RT28 con 25 mm de espesor generando desde 4.5 hasta 15 horas de confort térmico.
- ✎ Se encontró que la tecnología PCM tiene un tiempo de recuperación desde 9 hasta 23 años. Considerando una vida útil de 27.4 años, resulta ser una alternativa viable para la climatización pasiva de edificaciones.
- ✎ Implementar un CSA-2C con o sin PCM en la placa absorbadora puede disminuir las

emisiones de CO₂ hasta en 550 kg cada año. Por lo tanto, el utilizar este tipo de dispositivos genera una disminución en la emisión de los gases de efecto invernadero y resulta ser una tecnología sustentable.

6.2. Recomendaciones

Con el objetivo de dar seguimiento y continuidad al presente trabajo de investigación, se presentan algunas recomendaciones para futuros trabajos, con la finalidad de que se pueda complementar los resultados obtenidos en este trabajo.

- ✎ Hacer una evaluación térmica del comportamiento del CSA-2C bajo otras condiciones climáticas.
- ✎ Realizar un estudio en donde el captador se encuentre acoplado a una edificación.
- ✎ Probar otros PCM que tengan mayor capacidad de almacenamiento de energía.
- ✎ Realizar un estudio paramétrico donde se varíe el flujo másico al interior del captador y los espesores de los canales de aire.
- ✎ Realizar un estudio del CSA-2C en estado transitorio empleando la técnica de volumen finito.

Referencias bibliográficas

- [1] K. S. Ong. Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure. *Solar Energy*, 55:93–109, 1995a. doi: 10.1016/0038-092X(95)00021-I.
- [2] K. S. Ong. Thermal performance of solar air heaters-experimental correlation. *Solar Energy*, 55:209–220, 1995b. doi: 10.1016/0038-092X(95)00027-O.
- [3] S. A. Al-Ajlan, H. Al Faris, y H. Khonkar. A simulation modeling for optimization of flat plate collector design in riyadh, saudi arabia. *Renewable Energy*, 28:1325–1339, 2003. doi: 10.1016/S0960-1481(02)00254-9.
- [4] D. Bahrehmand y M. Ameri. Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection. *Renewable Energy*, 74:357–368, 2015. doi: 10.1016/j.renene.2014.08.028.
- [5] W. Chang, Y. Wang, M. Li, X. Luo, Y. Ruana, Y. Hong, y S. Zhang. The theoretical and experimental research on thermal performance of solar air collector with finned absorber. *Energy Procedia*, 70:13–22, 2015. doi: 10.1016/j.egypro.2015.02.092.
- [6] A. Noghrehabadi, E. Hajidavalloo, y M. Moravej. Experimental investigation of efficiency of square flat-plate solar collector using $\text{SiO}_2/\text{water}$ nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering*, 8:378–386, 2016. doi: 10.1016/j.csite.2016.08.006.
- [7] R. Garay, B. Arregi, I. Gomis, P. Bonnamy, S. Raji, y J. Lopez. Performance assessment

- of an unglazed solar thermal collector for envelope retrofittingd. *Energy Procedia*, 115: 361–368, 2017. doi: 10.1016/j.egypro.2017.05.033.
- [8] K. M. Chung, C. C. Chen, y K. C. Chang. Effect of diffuse solar radiation on the thermal performance of solar collectors. *Case studies in thermal engineering*, 12:759–764, 2018. doi: 10.1016/j.csite.2018.10.006.
- [9] E. Mahmoud y A. Ahmed. Energy and exergy analysis of a thermosiphon and forced-circulation flat-plate solar collector using mwcnt/water nanofluid. *Case studies in thermal engineering*, 14:100416, 2019. doi: 10.1016/j.csite.2019.100416.
- [10] C. M. Vivek. Review of flat plate solar collectors and solar energy utilization in india. *International Journal of Scientific Research and Reviews*, 8:14391–4405, 2019.
- [11] John A. Duffie y William A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 4 edition, 2013. doi: doi={10.1016/j.applthermaleng.2005.04.023}.
- [12] W. Kamminga. The approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28:433–440, 1985. doi: 10.1016/0017-9310(85)90076-6.
- [13] D. Zima y P. Dziewa. Modelling of liquid flat-plate solar collector operation in transient states. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 225:53–62, 2011. doi: 10.1177/09576509JPE1044.
- [14] J. Muschaweck y W. Spirk. Dynamic solar collector performance testing. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 30:95–105, 1993. doi: 10.1016/0927-0248(93)90011-Q.
- [15] Mouna Hamed, Ali Fellah, y Ammar Ben Brahim. Parametric sensitivity studies on the performance of a flat plate solar collector in transient behavior. *Energy Conversion and Management*, 78:938–947, 2014. doi: 10.1016/j.enconman.2013.09.044.

- [16] K. Pottler, C. M. Sippel, y J. Fricke. Optimized finned absorber geometries for solar air heating collectors. *Solar Energy*, 1-3:35–52, 1999.
- [17] T. P. Woodman. The effect of design and operating parameters on the performance of flat plate solar collectors-calculation method and detailed appraisal. *Solar Energy*, 19: 263–270, 1977.
- [18] M. K. Alkam y M. A. Al-Nimr. Solar collectors with tubes partially filled with porous substrates. *Transaction of the ASME*, 121:20–30, 1999.
- [19] K. Pielichowska y K. Pielichowski. Phase change materials for thermal energy storage. *Progress in Materials Science*, 65:67–123, 2014.
- [20] L. Yongcai, L. Shuli, y Z. Yaqin. Mathematical solutions and numerical models employed for the investigations of pcms' phase transformations. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 33:659–674, 2014.
- [21] R. Vargas, J. Xamán, I. Hernández, J. Arce, I. Zavala, Jiménez M. J., y M. R. Heras. Mathematical models of solar chimneys with a phase change material for ventilation of buildings: A review using global energy balance. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 170:683–708, 2019. doi: 10.1016/j.energy.2018.12.148.
- [22] Jesús Arce. Rediseño, construcción y caracterización de un colector solar de aire para un sistema de secado de grano. Master's thesis, cenidet, 2002.
- [23] G. Álvarez, J. Arce, y M. R. Heras. Efficiency of a solar air collector with an absorber plate made of disposable cans. *Congreso de ISES*, ●:●, 2003.
- [24] G. Álvarez, J. Arce, L. Lira, y M. R. Heras. Thermal performance of an air solar collector with an absorber plate made of recyclable aluminum cans. *Solar Energy*, 77: 107–113, 2004. doi: 10.1016/j.solener.2004.02.007.

- [25] Jaime Hernández. Diseño, construcción y evaluación térmica de un captador solar de aire de superficie absorbadora formada con ductos aleteados de material reciclable. Master's thesis, cenidet, 2009.
- [26] Thania Guadalupe Lima Téllez. Estudio transitorio de un techo ventilado para condiciones climáticas de México. Master's thesis, cenidet, 2019.
- [27] Edgar Vázquez Beltrán. Análisis dinámico de un sistema solar pasivo de muro trombe para condiciones climáticas de México. Master's thesis, cenidet, 2019.
- [28] Benjamín Álvarez Alor. Estudio de la transferencia de calor de un captador solar de aire. Master's thesis, cenidet, 2019.
- [29] A. I. N. Korti. Numerical heat flux simulations on double-pass solar collector with pcm spheres media. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 24: 1650010, 2016.
- [30] K. Somalwar. A review of solar collectors in solar thermal applications. *International Journal of Innovations in Engineering and Science*, 2:23–27, 2017.
- [31] A. K. Raj, M. Srinivas, y S. Jayaraj. Transient cfd analysis of macro-encapsulated latent heat thermal energy storage containers incorporated within solar air heater. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 156:119896, 2020.
- [32] Z. Badiei, M. Eslami, y K. Jafarpur. Performance improvements in solar flat plate collectors by integrating with phase change materials and fins: A cfd modeling. *Energy*, 192:116719, 2020.
- [33] S. Esakkimuthu, A. H. Esakkimuthu, C. Palaniappan, M. Spinnler, J. Blumenberg, y R. Velraj. Experimental investigation on phase change material based thermal storage system for solar air heating applications. *Solar Energy*, 88:144–153, 2013.

- [34] S. Bouadila, S. Kooli, M. Lazaar, S. Skouri, y A. Farhat. Performance of a new solar air heater with packed-bed latent storage energy for nocturnal use. *Applied Energy*, 110: 267–275, 2013.
- [35] A. EL Khadraoui, S. Bouadila, S. Kooli, y A. Guizani. Solar air heater with phase change material: An energy analysis and a comparative study. *Applied Thermal Engineering*, 107:1057–1064, 2016.
- [36] A. E. Kabeel, A. Khalil, S. M. Shalaby, y M. E. Zayed. Experimental investigation of thermal performance of flat and v-corrugated plate solar air heaters with and without pcm as thermal energy storage. *Energy Conversion and Management*, 113:264–272, 2016.
- [37] A. E. Kabeel, A. Khalil, S. M. Shalaby, y M. E. Zayed. Improvement of thermal performance of the finned plate solar air heater by using latent heat thermal storage. *Applied Thermal Engineering*, 123:546–553, 2017.
- [38] A. El Khadraoui, S. Bouadila, S. Kooli, A. Farhat, y A. Guizani. Thermal behavior of indirect solar dryer: Nocturnal usage of solar air collector with pcm. *Journal of Cleaner Production*, 148:37–48, 2017.
- [39] S. Ghiami y A. Ghiami. Comparative study based on energy and exergy analyses of a baffled solar air heater with latent storage collector. *Applied Thermal Engineering*, 133: 797–808, 2018.
- [40] M. Abuşka, S. Şevik, y A. Kayapunar. A comparative investigation of the effect of honeycomb core on the latent heat storage with pcm in solar air heater. *Applied Thermal Engineering*, 148:684–693, 2019a.
- [41] M. Abuşka, S. Şevik, y A. Kayapunar. Experimental analysis of solar air collector with pcm-honeycomb combination under the natural convection. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 195:299–308, 2019b.

- [42] P. Charvát, L. Klimeš, O. Pech, y J. Hejčík. Solar air collector with the solar absorber plate containing a pcm-environmental chamber experiments and computer simulations. *Journal of Cleaner Production*, 143:731–740, 2019.
- [43] Efraín Simá. Estudio, caracterización evaluación de un secador solar de granos de tipo indirecto. Master's thesis, cenidet, 1999.
- [44] Carlos Manuel Moo. Construcción y evaluación de un secador solar de granos. Master's thesis, cenidet, 2005.
- [45] B. Álvarez, J. Arce, y D. Colorado. Transient study (annual) of the heat transfer of a two-channel solar air collector. *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, 146: 011005, 2024. doi: 10.1115/1.4062875.
- [46] J. Xamán y M. Gijón-Rivera. *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*. Palibrio, 2016. ISBN 9781506509020. URL <https://books.google.com.mx/books?id=ImKWDAEACAAJ>.
- [47] C. Cianfrinia, M. Corcione, A. D'Oraziob, y E. Habib. Laminar natural convection heat transfer from vertical and inclined plates facing upwards and downwards. *HEFAT 2008*, 2008.
- [48] G.C. Vliet y D.C. Ross. Turbulent natural convection on upward and downward facing inclined constant heat flux surfaces. *J. Heat Transfer*, 97:549–554, 1975. doi: 10.1115/1.3450427.
- [49] W.H. McAdams. *Heat Transmission*. McGraw-Hill, New York, 3 edition, 1954.
- [50] K. Shiv, G.N. Tiwari, y M.K. Gaur. Development of empirical relation to evaluate the heat transfer coefficients and fractional energy in basin type hybrid (pv/t) active solar still. *Desalination*, 250:214–221, 2010. doi: 10.1016/j.desal.2008.06.030.

- [51] S.W. Churchill y H. Ozoe. Correlations for laminar forced convection with uniform heating in flow over a plate and in developing and fully developed flow in a tube. *J. Heat Transfer*, 95:78–84, 1973. doi: 10.1115/1.3450009.
- [52] S. Whitaker. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles. *AIChE J.*, 18:361–371, 1972. doi: 10.1002/aic.690180219.
- [53] Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, y Adrienne S. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 6 edition, 2006.
- [54] (RA 2014) ANSI/ASHRAE Standard 93-2010. Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors. Technical report, The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2014.
- [55] L. Orellana y G. Delgado. Estimación de la radiación solar global diaria en el cantón cuenca mediante la aplicación del modelo bristow & campbell. Master's thesis, Universidad Politécnica Salesiana, 2015.
- [56] A.D Solomon. An easily computable solution to a two-phase stefan problem. *Solar Energy*, 23:525–528, 1979.
- [57] M. Arici, F. Bilgin, S. Nizetic, y A.M. Papadopoulos. Phase change material based cooling of photovoltaic panel: A simplified numerical model for the optimization of the phase change material layer and general economic evaluation. *Journal of Cleaner Production*, 189:738–745, 2018.
- [58] Yunus A. Cengel y John M. Cimbala. *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*. McGraw-Hill, México, D.F., 1 edition, 2006.

- [59] Michael A. Humphreys y Fergus Nicol. Understanding the adaptive approach to thermal comfort. *ASHRAE Technical Data Bulletin*, 14:1–14, 1998.
- [60] CFE. Esquema tarifario vigente, 2017. URL [Accedido el 105-03-2020 a `app.cfe.mx/Aplicaciones/C-CFE/Tarifas/TarifasCRECasa/Casa.aspx`](https://www.cfe.mx/Aplicaciones/C-CFE/Tarifas/TarifasCRECasa/Casa.aspx).
- [61] Carlos Enrique Torres Aguilar. *Estudio teórico-experimental de una chimenea solar con y sin material de cambio de fase*. PhD thesis, cenidet, 2023.
- [62] PureTemp ®PureTemp. Thermal energy storage material (datasheet), USA, 2022.
- [63] K. Soteris. *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press, San Diego, California, 1 edition, 2009. doi: 10.1016/B978-0-12-374501-9.X0001-5.
- [64] D.G. Erbs, S.A. Klein, y J.A Duffie. Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation. *Solar Energy*, 28:293–302, 1982.

APÉNDICE A

Análisis del funcionamiento de las Termopilas

En esta sección, se presenta una serie de pruebas para entender el funcionamiento de las termopilas y determinar la mejor configuración para la instrumentación de los distintos elementos del CSA. Para ello, se realizaron diversas pruebas en una placa absorbadora de 60 cm x 20 cm, la cual se instrumentó de diversas formas con el objetivo de conocer cual de ellas proporciona una mejor representación de la temperatura promedio de la zona analizada.

Como recordatorio, una termopila es un dispositivo electrónico que convierte energía térmica en energía eléctrica. Está compuesto de varios termopares conectados normalmente en serie o, en ocasiones, en paralelo. Las termopilas no responden a la temperatura absoluta, sino que generan un voltaje proporcional a una diferencia de temperatura local o gradiente de temperatura. Proporcionan una tensión eléctrica de salida en respuesta a un gradiente de temperatura (Figura A.1).

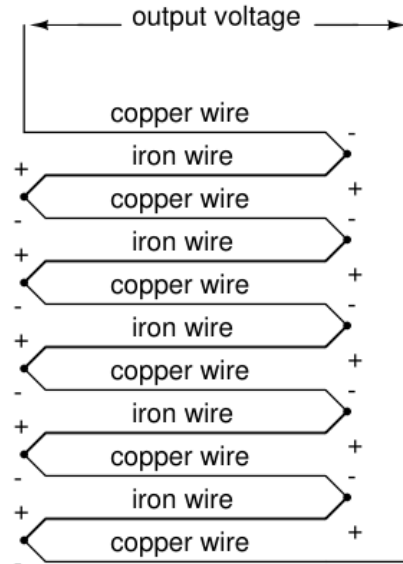


Figura A.1: Termopila, compuesta de termopares múltiples en serie

La respuesta de la termopila es proporcional a la temperatura media de la zona medida (Ec. A.1)

$$\text{Resp. Termopila} \propto \overline{\Delta T}_{T_R} = \frac{\sum (T_p - T_R)}{N_p} \quad (\text{A.1})$$

en donde, $\overline{\Delta T}_{T_R}$ es la diferencia promedio de la temperatura de las puntas con respecto a la temperatura de referencia, T_R es la temperatura de referencia, T_p es la temperatura de la punta y N_p es el numero de puntas.

Una vez conocida $\overline{\Delta T}_{T_R}$ se puede calcular la temperatura media de la zona analizada mediante la Ec. (A.2).

$$\overline{T} = \frac{(T_R + \overline{\Delta T}_{T_R}) \cdot N_p + T_R}{N_p + 1} \quad (\text{A.2})$$

Cabe mencionar que, en la práctica no se conocen las temperaturas de las puntas. Sin embargo, ya que la respuesta de la termopila es proporcional a la diferencia promedio de la temperatura de las puntas con respecto a la temperatura de referencia. $\overline{\Delta T}_{T_R}$ se puede calcular utilizando la salida de tensión eléctrica proporcionada por la termopila. Para ello, la salida

de tensión eléctrica de la termopila se divide entre el número de puntas y el valor obtenido se busca en la tabla correspondiente para convertir la FEM proporcionada por el tipo de termopar utilizado en temperatura. En el presente trabajo, se realizaron correlaciones, utilizando la técnica de mínimos cuadrados [28], de esas tablas para estimar la temperatura mediante una función. Para el caso particular del termopar tipo “T” en el rango de temperatura de -20°C a 20°C se encontró que la mejor correlación es la mostrada en la Ec. (A.3), la cual tiene un coeficiente de correlación $R^2 = 0.9999$ y una desviación estándar $\sigma = \pm 0.00001$.

$$T = -0.001879 + 0.02587 \cdot FEM - 0.0000006926 \cdot FEM^2 \quad (\text{A.3})$$

En este sentido, se requiere conocer la temperatura promedio de los distintos componentes del CSA a distintas longitudes (Figura 3.16) mediante el uso de termopilas. Sin embargo, se debe conocer cual es la forma adecuada de conectar los termopares en serie para formar las termopilas y que la salida de tensión eléctrica de la misma se corresponde a la temperatura promedio de la zona analizada. Para ello, se utilizó un placa absorbadora de prueba con dimensiones de 60 cm de ancho y 20 cm de largo, la cual se instrumentó de distintas formas.

En la Figura A.2 se muestra la placa absorbadora de prueba la cual se instrumentó de la siguiente manera. En primer lugar se dividió en 6 puntos, para ello se dividió la longitud total de la placa en 6 secciones del mismo tamaño (10 cm) y se colocó un nodo de medición al centro de cada una de la secciones (Puntos de color azul). Como segundo paso, se colocó un termopar en cada uno de los nodos de medición antes mencionados, estos sensores miden la temperatura puntual de la placa absorbadora, lo cual sirve de referencia para estimar la temperatura promedio de la placa absorbadora. Adicionalmente, se colocó un termopar al centro de la placa absorbadora (30 cm), el cual se utiliza como temperatura de referencia para el calculo de la temperatura promedio de las termopilas. Posteriormente, se fabricó una termopila de 6 puntas conectadas en serie las cuales se colocaron en cada uno de los nodos de medición.

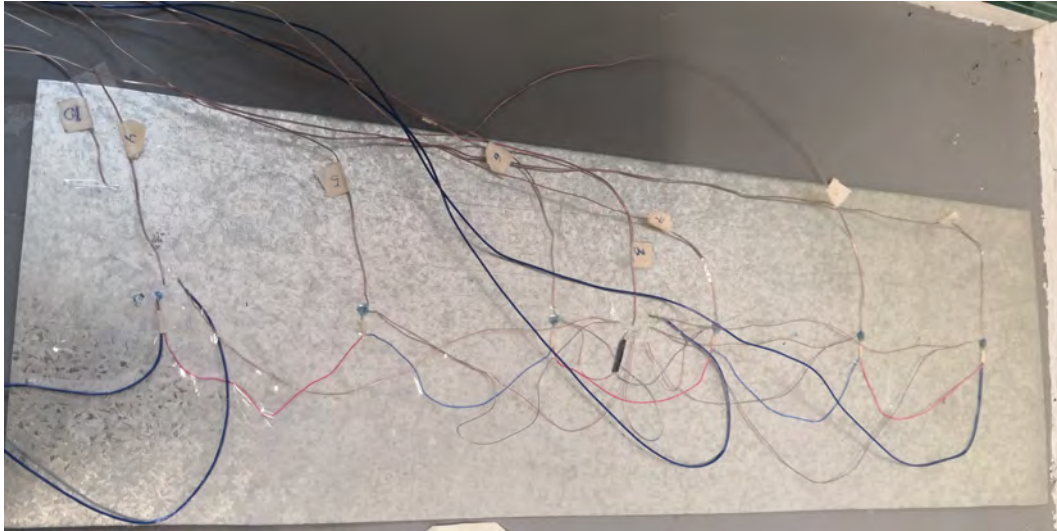


Figura A.2: Instrumentación de placa absorbidora de prueba

Por otra parte, se realizó una termopila con 12 puntas conectadas en serie la cual se colocó de la siguiente manera. La primer punta se colocó en el primer nodo de la placa absorbidora, la siguiente punta se colocó cerca del termopar de referencia ubicado al centro de la placa absorbidora, la tercer punta se colocó al segundo nodo de la placa absorbidora, la cuarta punta se colocó cerca del termopar de referencia, esta mecánica se repitió hasta colocar las 12 puntas de la termopila. En otras palabras, se colocó una punta en cada uno de los nodos analizados y 6 puntas se colocaron cerca del termopar de referencia. Es importante mencionar que, las puntas de los termopares y termopilas no se colocaron directamente en la placa de metal ya que esto afectaría al *Efecto Seebeck* con el que funcionan los termopares. Es por esto que, se colocó una capa de cinta transparente adhesiva y sobre ella se pegaron cada una de las puntas de los termopares con una segunda capa de cinta adhesiva.

Posteriormente, se realizaron las conexiones pertinentes a la tarjeta adquisidora y se realizó un código en “visual basic” para obtener las salidas de tensión eléctrica de las termopilas y las temperaturas de los termopares. Adicionalmente, se pintó de negro la parte posterior de la placa absorbidora de prueba, como se muestra en la Figura A.3.



Figura A.3: Placa absorbidora de prueba

Finalmente, se realizaron pruebas en condiciones de campo con la placa absorbidora de prueba. Para ello, se sometió la placa absorbedoras a condiciones meteorológicas en tiempos previos y posteriores al medio día solar (cenit). En particular, las pruebas se realizaron de 11:00 am a 2:00 pm los días comprendidos desde 10 al 15 de Septiembre del 2022. El experimento de prueba se llevó a cabo con la placa absorbidora horizontal (0° de inclinación) y se instaló en la terraza que se encuentra a un costado del estacionamiento de CENIDET campus mecánica, ubicado en la ciudad de Cuernavaca, Morelos, México (latitud: 18.888° , longitud: -99.222°) a una altura de 1,340 msn.

De las pruebas realizadas se obtuvieron los errores relativos entre las termopilas de 6 puntas y 12 puntas con respecto a la temperatura promedio obtenida de las 7 puntas de los termopares puntuales. La termopila de 6 puntas presentó errores relativos porcentuales máximos 35 % y mínimos de 0.20 %. Los errores máximos se presentaron cerca del cenit, en dónde la termopila reportaba valores de hasta 85°C mientras que la temperatura promedio obtenida por los termopares era de 63°C lo que representa más de 20°C de diferencia. Por otra parte,

la termopila de 12 puntas presentó errores relativos porcentuales máximos 4.5 % y mínimos de 0.10 %. Del mismo modo, los errores máximos se presentaron cerca del cenit, pero en este caso la termopila presentaba valores de 62.4°C, lo que representa solo 0.6°C de diferencia con respecto a la temperatura promedio obtenida por los termopares.

Con base en el experimento anterior, se determinó que la mejor forma de instrumentar la placa absorbadora, la cubierta de vidrio y la superficie inferior es utilizando termopilas de 12 puntas y un termopar al centro de la placa absorbadora en las distintas longitudes. El termopar al centro de cada sección servirá para determinar la temperatura de referencia y poder calcular la temperatura promedio de dicha zona.

APÉNDICE B

Cálculo del ángulo de incidencia y descomposición de la radiación solar

En este apartado, se muestran la metodología que se debe llevar a cabo para obtener el ángulo de incidencia sobre una superficie y la manera de calcular la radiación global incidente sobre una superficie orientada a cierto ángulo γ .

B.1. Determinación del ángulo de incidencia

En la práctica, la radiación solar está relacionada con el uso de instrumentos de medición como el piranómetro, que hace posible obtener mediciones de la radiación global y radiación difusa. La radiación difusa se obtiene usando un anillo sombreador sobre el piranómetro para bloquear la radiación directa. Sin embargo, estas mediciones no se obtienen para una orientación en particular, y para los fines de la evaluación energética en edificaciones se requiere determinar la radiación incidente en las diferentes componentes ubicadas en cualquier posi-

ción y orientación posible. Es por ello que es necesario determinar el ángulo de incidencia (θ) para cada una de las configuraciones posibles en el que la radiación directa puede incidir.

En esta sección se presentan las relaciones necesarias para el cálculo de θ . En particular, se utilizó como base la metodología propuesta por [11] y [63]. En la primera parte se realiza el cálculo de la corrección de tiempo en minutos, lo cual es necesaria para determinar la “hora solar” el cual es el tiempo en el que el movimiento angular aparente del Sol cruza el cielo con respecto al meridiano del observador’. Este parámetro es empleado en todas las relaciones del ángulo solar, y ya que no coincide con el tiempo local es necesario convertir el tiempo local estándar a tiempo u hora solar aplicando dos correcciones. La primera la ecuación del tiempo (en minutos), que es una ecuación empírica que corrige la excentricidad de la órbita de la Tierra y la inclinación del eje de la Tierra y se puede calcular mediante la Ec. (B.1).

$$E = 229.18 (0.000075 + 0.001868 \cos B - 0.032077 \sin B - 0.014615 \cos 2B - 0.04089 \sin 2B) \quad (\text{B.1})$$

En donde $B = (n - 1) \frac{360}{365}$ y n es el número del día del año, el cual inicia a partir del primero de enero y finaliza el conteo el 31 de diciembre siendo $n=365$. Posteriormente, se calcula la hora solar a partir de los parámetros definidos previamente. Para ello se necesita la corrección en minutos E y los datos de ubicación del lugar de donde se desea conocer la hora solar. Es decir, se requiere la longitud estándar (L_{st}), la cual corresponde a la longitud de la zona horaria que es empleada para esa región. Para gran parte de los estados de la República Mexicana el tiempo del Centro predomina como uso horario. De acuerdo con el Centro Nacional de Metrología (CENAM) el huso horario se refiere a la zona horaria definida por los polos terrestres y 24 meridianos separados por 15° de longitud. De acuerdo con la Convención del Meridiano, celebrada en Washington, EUA, en 1884, tomando como referencia el meridiano de Greenwich, Inglaterra, se definieron 24 husos horarios para coordinar la medición de la hora del día a nivel internacional. Por lo tanto, para el tiempo del Centro el L_{st} es

de -90° . Adicionalmente, se requiere la longitud local L_{loc} , el cual corresponde a la coordenada de la ubicación de donde se desea obtener el valor de θ . Por ejemplo, para la ciudad de Cuernavaca, Morelos, la $L_{loc} = -99.23075$. Una vez se tienen definidos estos parámetros, la hora solar se puede calcular fácilmente con la Ec. (B.2).

$$Hora\ solar = 4(L_{loc} - L_{st}) + E + t_{st} \quad (B.2)$$

En donde el tiempo estándar (t_{st}) está expresado en minutos y corresponde al tiempo de los datos de medición de la radiación global, directa y/o difusa que se disponga. El siguiente paso consiste en la declaración de las variables empleadas para complementar el cálculo del ángulo de incidencia θ . Estas variables permiten establecer la relación geométrica entre un plano de cualquier orientación en particular relativa a la Tierra, en cualquier tiempo y posición expuesta a la radiación solar directa incidente y se muestran a continuación:

θ Latitud: Ubicación angular (norte o sur) con respecto al ecuador. Valor positivo para hemisferio norte. $-90^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$.

β Inclinación: Ángulo entre el plano de la superficie en cuestión y la horizontal. $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$.

γ Ángulo azimutal de superficie: Orientación del plano o desviación de la proyección en un plano horizontal de la normal a la superficie del meridiano local. Con valor de 0° al sur, 90° al oeste, 180° al norte y -90° al este.

δ Declinación: Posición angular del Sol al mediodía (cuando el Sol está en el meridiano local) con respecto al plano del ecuador. Valor positivo para norte. $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$

ω Ángulo horario: Desplazamiento angular del Sol del meridiano este a oeste debido a la rotación de la Tierra sobre su eje a 15° por hora. Para la mañana este ángulo es negativo, mientras que por las tardes es positivo.

En este sentido, en la Figura B.1 se muestran algunos de los ángulos descritos anteriormente.

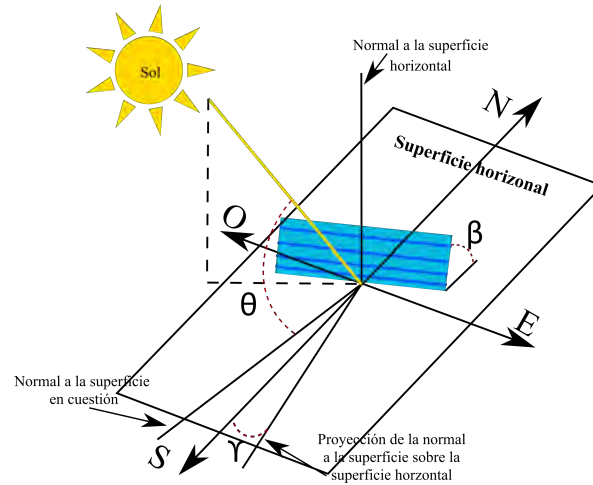


Figura B.1: Diagrama de ángulos solares.

La declinación puede ser calculada fácilmente mediante la ecuación de Cooper, la cual se expresa como:

$$\delta = 23.45 \sin \left[360 \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right] \quad (\text{B.3})$$

Análogamente, el ángulo horario se puede calcular mediante la Ec. (B.4).

$$\omega = \left[\frac{\text{Hora Solar}}{60} - 12 \right] \cdot 15 \quad (\text{B.4})$$

Por último, el ángulo de incidencia se puede calcular mediante la Ec. (B.5).

$$\theta = \cos^{-1} \left[\begin{array}{l} \sin \delta \cos \theta \cos \beta - \sin \delta \cos \theta \sin \beta \cos \gamma \\ + \cos \delta \cos \theta \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \theta \sin \beta \cos \gamma \cos \omega \\ + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{array} \right] \quad (\text{B.5})$$

A partir de los datos de radiación directa y el cálculo de incidencia para una orientación, inclinación y locación en específico es posible determinar la radiación incidente sobre cualquier superficie. Sin embargo, en caso de que los datos climáticos solo cuenten con la medición de la radiación global sin conocer una de las dos componentes, se necesita establecer una

metodología para el cálculo de las componentes de la radiación global. En este sentido, en la siguiente se presenta metodología para la descomposición de la radiación solar global.

B.2. Descomposición de la radiación global en directa y difusa

La metodología para la descomposición de la radiación global en sus componentes directa y difusa depende de diversos factores que no son fáciles de estimar como el nivel de nubosidad, la concentración de partículas en el aire, entre otros, los cuales afectan la magnitud de la radiación difusa en cualquier ubicación del planeta. Por lo tanto, a pesar de que la mejor opción para analizar la radiación incidente sobre la superficie de un elemento es mediante la medición de la radiación global y una de sus componentes, en la literatura se han presentado algunas metodologías para realizar tal descomposición en función de la ubicación y relaciones empíricas obtenidas a partir de bases de datos existentes. En la presente metodología se utilizarán las relaciones de Erbs *et al.* [64]. Sin embargo, se deben establecer ciertos parámetros necesarios para la descomposición de la radiación. En primer lugar, se debe calcular el valor de la radiación extraterrestre mediante la Ec. (B.6).

$$G_o = G_{SC} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360 \cdot n}{365} \right) \right] (\cos \theta \cos \delta \cos \omega + \sin \theta \sin \delta) \quad (\text{B.6})$$

La mayoría de los parámetros de la Ec. (B.6) se definieron en la sección excepto el término G_{SC} el cual corresponde a la constante solar. La constante solar es la energía proveniente del Sol por unidad de tiempo recibida en una unidad de área, que es perpendicular a la dirección de propagación de la radiación, ubicada a la distancia promedio de la Tierra con respecto al Sol fuera de la atmósfera. De acuerdo con la ASTM E-490 la constante solar es de 1366.1 W/m².

De acuerdo con la literatura, “irradiancia” se define como la razón de energía radiante que incide en una superficie por una unidad de área (W/m^2). Mientras que la “irradiación” es la energía incidente por unidad de área (J/m^2), el cual se obtiene integrando la irradiancia en un intervalo de tiempo específico. La definición de estos términos es necesaria para distinguir la diferencia de evaluar diferentes índices de claridad, ya que este parámetro se puede evaluar para un intervalo de tiempo usando una diferencia de ángulos horarios. Sin embargo, sustituir el uso de irradiaciones por irradiancias es aplicable si la evaluación del índice de claridad y las correlaciones corresponden a un tiempo en específico como valor puntual con su correspondiente ángulo horario. Así, el índice de claridad se puede calcular mediante la Ec. (B.7).

$$k_t = \frac{G_g}{G_o} \quad (\text{B.7})$$

en donde el término G_g corresponde a la irradiancia o radiación solar global obtenida de la medición experimental.

Posteriormente, se utiliza el valor del índice de claridad (k_t) en las correlaciones de Erbs *et al.* [64] para obtener el cociente de la radiación difusa y global (G_d/G_g), mediante la Ec. (B.8).

$$\frac{G_d}{G_g} = \begin{cases} 1.0 - 0.09k_t & k_t \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604k_t + 4.388k_t^2 - 16.638k_t^3 + 12.336k_t^4 & 0.22 < k_t \leq 0.80 \\ 0.165 & k_t > 0.80 \end{cases} \quad (\text{B.8})$$

De esta manera, se puede calcular la radiación difusa al despejarla de la ecuación, mediante la siguiente expresión:

$$G_d = \text{coeficiente} \cdot G_g \quad (\text{B.9})$$

Finalmente, ya que la radiación directa (G_b) es una de las componentes de la radiación global

(G_g), la expresión final se puede obtener al utilizar las siguientes ecuaciones:

$$G_b = G_g - G_d \quad (\text{B.10})$$

$$G_{b,\gamma} = G_b \cos \theta \quad (\text{B.11})$$

$$G_{g,\gamma} = G_{b,\gamma} + G_d \quad (\text{B.12})$$

en donde $G_{b,\gamma}$ corresponde a la radiación directa incidente sobre el plano orientado en el ángulo γ . Además, $G_{g,\gamma}$ es la radiación global o total incidente sobre el plano orientado en el ángulo γ . Cabe mencionar que en la literatura se establece que si el ángulo de incidencia excede los 90° significa que el Sol se encuentra detrás de la superficie. De esta manera, se debe programar una condición para que cualquier valor superior 90° se reasigne a 90° . De esta manera al realizar el cálculo de la radiación solar directa mediante $\cos \theta$ el resultado sea 0 y solo la radiación solar difusa incida sobre la superficie en cuestión.

APÉNDICE C

Tratamiento de los datos meteorológicos

En este apartado, se presenta el tratamiento de los datos climáticos que se utilizaron para el estudio en estado transitorio del CSA analizado en el presente trabajo. Para ello, se utilizó los datos meteorológicos obtenidos mediante la estación meteorológica ambiental MAWS 110 (por sus siglas en inglés) de la compañía VAISALA. La estación se encuentra ubicada en la azotea que se encuentra en el departamento de mecánica, de CENIDET campus mecánica, ubicado en la ciudad de Cuernavaca, Morelos, México (latitud: 18.888° , longitud: -99.222°) a una altura de 1,350 msn. Esta estación meteorológicas miden las diferentes variables (velocidad del viento, temperatura ambiente, humedad relativa, presión atmosférica, radiación solar, entre otras) cada *10 minutos*.

Una vez obtenida la base de datos se extrajeron las variables de interés (Radiación solar global, temperatura ambiente y velocidad del viento). Además, se seleccionó el día a estudiar, es decir, el 28 de Abril de 2023. Por lo tanto, se procedió a desarrollar funciones que simulen el comportamiento de la radiación solar global o la temperatura ambiente en función del

tiempo.

C.1. Correlaciones de la radiación solar global incidente

A continuación, se muestra de manera detallada los pasos que fueron llevados a cabo para determinar las correlaciones de la **radiación solar global incidente en el CSA** (W/m^2) en función del tiempo (s). Para ello se muestra como ejemplo el día *28 de Abril de 2023*. En primer lugar, se realizó el cálculo del ángulo de incidencia de la radiación directa, así como la radiación global incidente en el CSA orientado hacia el sur para las condiciones establecidas. Para ello se siguió la metodología presentada en el Anexo A.

En la Figura C.1 se muestra de color negro la radiación solar global medida por la EMA, de color verde se muestra la radiación difusa, de color azul se muestra la radiación directa incidente sobre el CSA orientado al sur y de color rojo se muestra la radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur. Se observa que la radiación solar global incidente es menor que la radiación solar global sensada por la EMA. Sin embargo, esta es la radiación real que llega al CSA y la que se debe considerar para las corridas del código numérico. Es importante señalar que para este día en particular el captador solar se encontró completamente horizontal ($\beta = 0$).

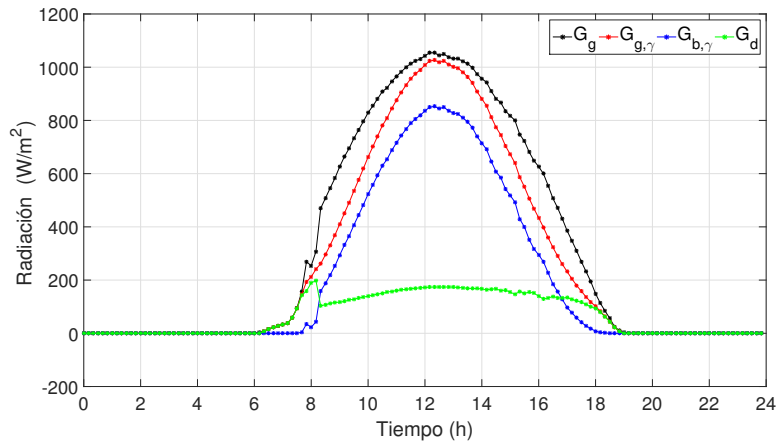


Figura C.1: Descomposición de la radiación global incidente sobre el CSA orientado al sur

Posteriormente, se graficó el comportamiento de la radiación global incidente sobre el CSA con respecto al tiempo, como se muestra en la Figura C.2. Se observa que en las primeras horas del día (00:00-06:20 h) no existe radiación, es decir, el valor de la misma es cero. Posteriormente, a partir de las 6:30 a las 18:50 h se presentan valores de radiación captados por el sensor. Por último, se observa que el valor de la radiación solar global se vuelve cero desde las 19:00 a las 23:50 h debido a la puesta del sol.

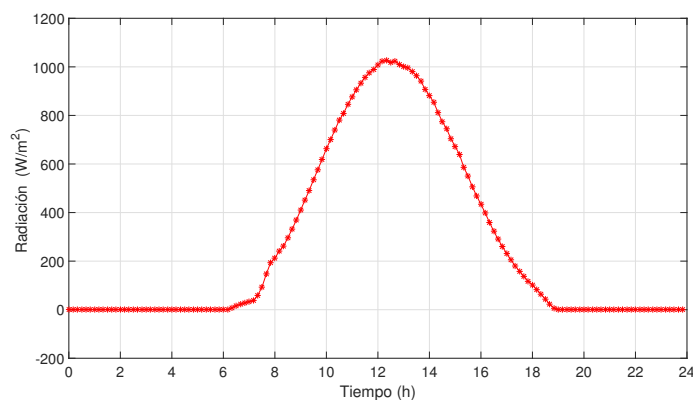


Figura C.2: Radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur, 28 de Abril de 2023

En la Figura C.3 se muestra la división realizada a los tres diferentes comportamientos de la

radiación solar global durante el día. Dado que el valor de la radiación solar global incidente para la función 1 es un valor constante no se requiere llevar a cabo un tratamiento de los datos, ya que el valor de la radiación solar global en esta sección será 0 W/m^2 en todo el intervalo, del mismo modo que para la función 3.

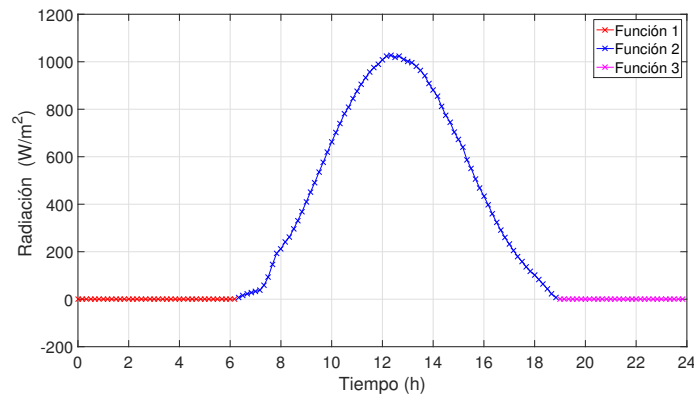


Figura C.3: Seccionamiento de la radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur, 28 de Abril de 2023

En la Figura C.4 se muestran de color rojo y un * los valores correspondientes a la radiación solar. Cabe mencionar, que si existieran valores atípicos estos se deben de eliminar para que no afecten el desarrollo de las correlaciones. Los valores que se muestran en la Figura C.4 fueron utilizados para realizar una correlación de la radiación solar global horizontal en función del tiempo.

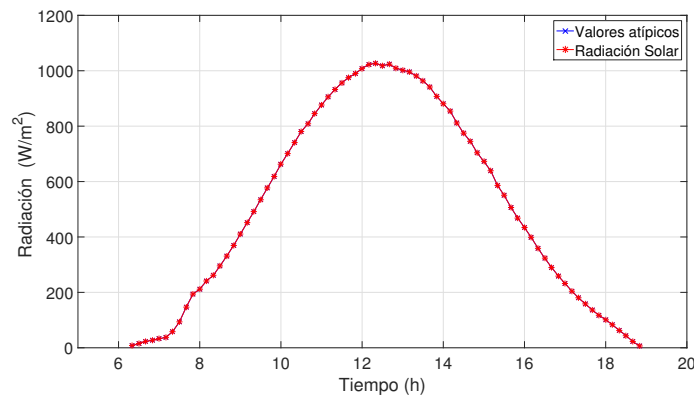


Figura C.4: Identificación de valores atípicos radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur, 28 de Abril de 2023

Para el desarrollo de la correlación antes mencionada se utilizó la herramienta computacional *Curve Fitting Tool* la cual pertenece al software comercial *MATLAB*, se realizaron diversas formas de aproximación (lineal, cuadrática, senoidal, etc.) obteniéndose que la mejor aproximación es la mostrada en la Ec. (C.1).

$$\begin{aligned}
 RS(t) &= a_1 \sin(b_1 t + c_1) + a_2 \sin(b_2 t + c_2) + a_3 \sin(b_3 t + c_3) + a_4 \sin(b_4 t + c_4) \\
 &= +a_5 \sin(b_5 t + c_5) + a_6 \sin(b_6 t + c_6)
 \end{aligned}
 \tag{C.1}$$

donde

$a_1 = 860.3$	$b_1 = 6.738 \times 10^{-05}$	$c_1 = -1.46$
$a_2 = 290.3$	$b_2 = 0.0002266$	$c_2 = -2.524$
$a_3 = 144.7$	$b_3 = 0.0002658$	$c_3 = 4.88$
$a_4 = 25.6$	$b_4 = 0.0003952$	$c_4 = 1.547$
$a_5 = 16.39$	$b_5 = 0.0005198$	$c_5 = 5.029$
$a_6 = 9.079$	$b_6 = 0.0006111$	$c_6 = 3.75$

La ecuación (C.1) tiene un coeficiente de correlación $R^2 = 0.9997$ con respecto a los valores registrados de la radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur para el día 28 de Abril de 2023 en la ciudad de Cuernavaca, Morelos, México. Así mismo, el tiempo (t) que se encuentra inmerso en la Ec. (C.1) se considera en segundos. En la Figura C.5 se muestra mediante una recta continua (color azul) el comportamiento de la regresión senoidal mostrada en la Ec. (C.1) y mediante puntos (color rojo) se muestran los datos climáticos medidos por la estación meteorológica. Se observa que la regresión se ajusta en gran medida a los valores registrados, lo anterior tiene lógica dado el alto valor del coeficiente de correlación.

Por lo tanto, para conocer la radiación solar global incidente sobre el CSA con una inclinación $\beta = 18.88^\circ$ y orientado al sur el día 28 de Abril se tienen el siguiente sistema de ecuaciones

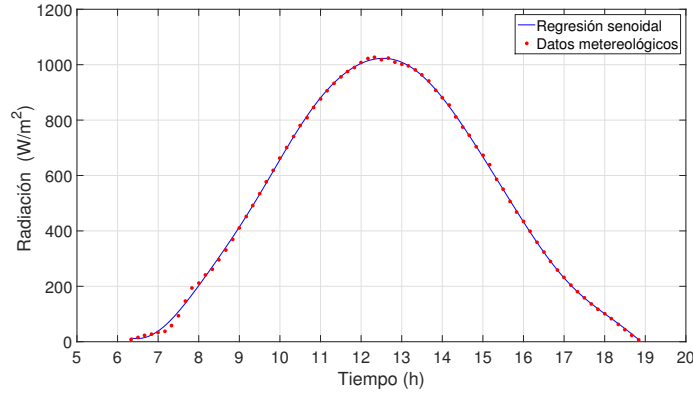


Figura C.5: Regresión senoidal de la radiación solar global incidente sobre el CSA orientado al sur, 28 de Abril de 2023

con su respectivo intervalo de tiempo en segundos:

$$RS(t) = \begin{cases} 0, & \text{si } 0 \leq t < 26400 \\ a_1 \sin(b_1t + c_1) + a_2 \sin(b_2t + c_2) \\ + a_3 \sin(b_3t + c_3) + a_4 \sin(b_4t + c_4) & \text{si } 26400 \leq t \leq 68400 \\ + a_5 \sin(b_5t + c_5), \\ 0, & \text{si } 68400 < t < 86400 \end{cases} \quad (C.2)$$

En general, se realizaron correlaciones para estimar la radiación solar del día más frío y más cálido de cada mes en cada una de las 4 ciudades analizadas en el presente estudio. Las correlaciones obtenidas para la radiación solar tienen la forma mostrada en la ec. (C.3)

$$G_{sol}(t) = a_1 \sin(b_1t + c_1) + a_2 \sin(b_2t + c_2) + \dots + a_n \sin(b_nt + c_n) \quad (C.3)$$

en donde n es el numero términos que se incluirán en la suma de senos y t es el tiempo en segundos. En este sentido, en las Tablas C.1-C.4 se muestran los coeficientes de regresión para las correlaciones obtenidas para cada uno de los días analizados en el presente estudio. Se muestra el coeficiente de correlación (R^2) para cada uno de los polinomios. Además, se muestra el intervalo de tiempo donde existe radiación y donde se evalúa cada polinomio.

Tabla C.1: Coeficientes para las correlaciones de la radiación solar global orientada para Cuernavaca, Morelos, México 2023

Día	a_i					$b_i \times 10^{-5}$					c_i					R^2	Tiempo		
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5		Inicio	Fin	
Enero	14	519.30	393.67	-184.87	-76.29	23.77	3.7682	20.763	29.594	39.894	50.391	-0.090	-1.822	0.250	4.740	5.814	0.9997	26400	66000
	30	477.14	339.15	62.18	128.54	70.71	3.2411	16.356	41.174	45.980	50.078	0.094	0.256	-8.022	5.303	12.801	0.9996	26400	66000
Febrero	04	663.72	172.14	90.12	112.52	22.36	6.8429	19.577	64.181	70.758	-1.608	-1.243	-16.227	-7.354	5.292	0.9997	26400	66000	
	28	777.23	159.06	3.38	-10.66	13.03	7.1391	20.029	35.035	57.504	57.311	-1.739	-1.461	-2.595	-3.015	2.867	0.9995	25800	66600
Marzo	16	668.93	341.50	238.83	324.67	90.81	4.8594	16.046	60.158	63.057	63.057	-0.666	0.424	-13.722	-4.771	9.475	0.9996	25200	67200
	29	659.13	263.29	43.81	191.40	194.43	5.5241	14.608	24.766	65.568	65.749	-0.947	1.158	2.978	-13.730	1.877	0.9997	24000	67200
Abril	12	717.91	322.08	-6.73	-0.57	5.05	5.2056	15.935	45.729	46.211	70.682	-0.787	0.546	4.379	-3.256	-5.908	0.9992	23400	67200
	20	813.21	38.92	153.62	6.10	10.35	7.0505	7.8376	20.177	42.596	68.211	-1.663	4.666	4.908	-1.305	-1.536	0.9983	23400	67800
Mayo	06	838.96	187.33	53.32	25.12	12.18	7.1153	11.036	26.410	34.968	49.909	-1.397	2.091	2.482	2.266	5.749	0.9981	22200	67800
	02	743.48	171.98	10.88	88.64	84.53	6.3748	18.431	29.378	46.105	47.698	-1.311	-0.492	0.830	-2.041	6.691	0.9989	22200	68400
Junio	17	693.24	438.74	268.45	48.53	8.26	5.5325	18.408	21.337	28.439	70.489	-0.886	-0.907	6.815	6.526	-1.447	0.9995	22200	68400
	29	888.72	122.66	131.31	245.31	113.88	7.4069	22.384	38.924	41.729	45.489	-1.847	-2.365	-3.053	-1.349	6.173	0.9996	22800	69000
Julio	18	868.10	135.06	26.34	14.27	12.52	7.1640	22.195	39.103	67.442	74.377	-1.709	-2.162	-1.497	-13.195	4.363	0.9994	22800	69000
	06	853.61	116.48	124.00	41.73	12.31	7.0073	24.122	18.191	41.988	61.841	-1.658	3.506	-0.881	-3.291	1.049	0.9969	23400	68400
Agosto	08	926.76	338.43	418.51	207.04	47.88	7.7515	31.287	36.072	41.782	47.353	-1.985	-6.488	0.649	0.925	7.377	0.9994	23400	68400
	09	691.82	375.04	224.78	268.69	69.61	4.7691	16.336	47.210	49.199	55.813	-0.624	0.547	-6.546	-4.320	2.156	0.9987	23400	67200
Septiembre	23	805.16	180.45	-1.32	7.74	5.80	6.8429	19.178	19.738	48.274	56.292	-1.512	-0.750	7.798	-3.087	2.910	0.9993	24000	66000
	17	646.63	267.26	22.49	21.31	7.49	5.6278	18.289	48.631	59.829	83.531	-0.919	-0.269	-7.940	-9.534	-2.154	0.9990	24000	64800
Octubre	01	646.33	98.39	303.34	93.64	11.65	5.6362	45.583	18.513	48.606	92.613	-1.012	-6.239	-0.622	7.990	-2.500	0.9993	24000	66000
	04	693.00	150.53	211.77	207.00	3.75	7.1697	19.797	34.675	35.152	70.053	-1.608	-0.943	0.211	9.464	-6.647	0.9995	24600	64800
Noviembre	08	677.22	129.86	4.44	201.40	199.80	7.3729	20.128	37.624	54.629	54.739	-1.709	-1.064	-2.171	0.073	3.199	0.9992	24600	64200
	28	639.65	259.30	154.91	26.06	19.24	7.4444	24.569	27.771	44.409	50.889	-1.800	-3.431	4.401	6.012	6.073	0.9995	26400	64800
Diciembre	06	560.23	210.48	32.41	4.96	3.24	6.3262	16.189	29.301	49.953	89.234	-1.297	0.586	0.517	0.988	-15.059	0.9998	25800	64800

Tabla C.2: Coeficientes para las correlaciones de la radiación solar global orientada en CDMX, México 2018

Día	a_i					$b_i \times 10^{-5}$					c_i					R^2	Tiempo		
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5		Inicio	Fin	
Enero	14	655.62	100.39	8.64	7.84	7.62	7.8173	22.018	22.977	49.672	55.212	-2.029	-2.325	5.035	2.355	2.868	0.9997	27000	65400
	10	590.84	132.48	28.06	0.69	-1.72	7.2298	17.639	31.212	34.556	56.126	-1.739	-0.241	-0.191	6.116	7.430	1.0000	26400	64800
Febrero	02	670.89	151.35	15.95	51.78	49.32	7.0751	18.907	30.259	62.044	62.753	-1.704	-0.811	-0.248	-4.257	-1.444	1.0000	26400	66000
	28	708.47	193.42	12.75	29.43	31.98	6.5802	19.262	42.581	64.095	63.060	-1.465	-0.975	-5.332	-14.689	-4.801	1.0000	25800	66600
Marzo	09	680.28	296.99	52.04	85.27	71.44	5.7478	18.690	34.302	59.180	61.863	-1.025	-0.701	-3.460	-3.397	-1.349	0.9999	25200	66600
	11	753.23	242.43	7.77	48.08	41.28	6.1914	17.730	41.609	55.997	57.967	-1.284	-0.277	-4.203	-2.027	0.207	1.0000	25200	67200
Abril	01	885.47	159.87	28.83	19.09	5.16	6.9779	18.565	28.358	44.415	57.424	-1.615	-0.640	1.162	-2.873	0.673	1.0000	24000	67200
	20	796.44	210.01	28.64	13.53	7.78	6.2792	17.009	28.874	49.428	55.085	-1.280	0.126	0.873	-5.126	1.758	1.0000	23400	67800
Mayo	27	866.86	77.52	120.49	69.11	27.79	7.1674	12.511	26.771	38.101	44.035	-1.677	2.302	2.030	0.003	6.748	1.0000	22200	68400
	30	819.74	125.17	185.32	4.21	4.36	6.5548	18.978	19.820	51.199	62.813	-1.409	0.553	4.446	-4.791	-1.600	1.0000	22200	68400
Junio	04	795.57	195.35	3.74	55.99	49.46	6.2432	17.976	26.105	52.332	53.214	-1.253	-0.298	2.004	-5.991	3.019	0.9996	22200	68400
	01	815.09	135.19	50.55	44.51	27.20	6.7003	17.019	28.251	42.704	46.440	-1.464	0.148	1.261	-2.170	5.590	1.0000	22200	68400
Julio	05	839.01	170.32	25.98	24.18	11.83	7.0485	22.140	47.284	62.192	76.161	-1.600	-2.160	-7.736	-3.086	-5.057	0.9997	22800	69000
	25	629.95	348.93	17.45	211.93	208.98	4.3519	15.929	44.275	71.549	72.737	-0.346	0.558	-6.064	-6.683	-3.988	0.9992	23400	67200
Agosto	14	789.20	78.17	276.10	15.20	48.34	6.9395	42.837	22.539	85.118	62.014	-1.440	-5.901	-2.130	-14.174	-9.427	0.9997	23400	67200
	19	893.71	152.11	210.51	23.04	3.34	7.0727	19.231	21.482	35.327	62.946	-1.696	0.515	3.510	-0.166	0.430	0.9998	23400	66600
Septiembre	03	635.69	105.32	276.14	5.32	33.94	6.1947	31.949	16.120	80.254	54.237	-1.140	0.054	0.788	-7.104	-2.869	0.9999	23400	65400
	20	809.11	40.40	145.01	17.94	10.77	7.5000	41.389	22.542	66.550	89.434	-1.748	-3.156	-1.821	-8.471	-12.543	0.9997	23400	65400
Octubre	23	711.66	193.40	31.96	11.83	2.95	6.7343	17.301	30.519	47.008	56.087	-1.434	0.083	0.250	2.157	1.661	1.0000	24000	64800
	14	760.89	77.84	100.03	16.35	10.70	7.7693	11.534	24.191	45.790	65.049	-1.776	1.867	3.619	3.556	0.425	0.9999	24000	63600
Noviembre	14	711.66	193.40	31.96	11.83	2.95	6.7343	17.301	30.519	47.008	56.087	-1.434	0.083	0.250	2.157	1.661	1.0000	24000	64800
	06	696.41	128.20	40.54	21.92	9.15	7.6927	18.381	35.123	66.500	93.039	-1.817	-0.168	-1.094	-2.411	4.413	0.9998	24600	63000
Diciembre	21	564.25	155.38	36.77	2.73	6.53	6.9726	16.472	28.954	86.371	62.125	-1.534	0.352	1.670	-11.712	-6.830	1.0000	25800	63600
	02	525.78	236.18	31.27	17.46	8.24	6.1551	16.046	43.306	66.049	89.661	-1.118	1.309	-2.974	-1.243	0.466	0.9996	23400	60000

Tabla C.3: Coeficientes para las correlaciones de la radiación solar global orientada en Monterrey, Nuevo León, México 2018

Día	a_i					$b_i \times 10^{-5}$					c_i					R^2	Tiempo		
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5		Inicio	Fin	
Enero	08	394.00	298.82	97.27	24.84	4.80	4.0533	18.965	26.732	38.250	54.470	-0.382	-0.769	-0.982	3.397	5.053	0.9999	27000	64800
	20	402.23	380.89	171.56	63.34	37.83	2.7418	20.482	26.954	44.671	48.536	0.183	-1.520	-1.262	0.217	7.965	0.9998	27600	65400
Febrero	11	679.58	62.50	30.25	120.95	95.77	8.6156	26.513	57.217	65.803	68.182	-2.400	-4.593	-15.672	-9.761	-1.266	0.9996	27000	66000
	21	525.44	217.63	32.11	204.53	199.48	5.9150	18.911	30.882	63.658	64.150	-1.144	-0.841	-2.285	-6.380	-3.410	0.9996	26400	66600
Marzo	13	509.08	446.39	163.10	-103.02	57.82	2.8173	17.074	24.375	36.185	40.143	0.042	0.141	0.215	7.507	5.783	0.9999	25200	67200
	17	614.57	247.72	130.37	123.22	4.58	5.5609	16.534	45.137	45.901	65.453	-0.997	0.198	-6.589	2.454	-2.174	0.9999	25200	67200
Abril	05	705.83	174.40	29.18	14.90	11.01	7.0293	21.149	41.657	68.466	79.609	-1.760	-2.015	-4.337	-3.540	0.312	0.9997	25200	67800
	13	777.26	126.29	12.36	7.81	7.19	6.8012	19.700	22.245	37.031	68.179	-1.543	-1.293	4.090	1.970	-4.755	0.9999	23400	67800
Mayo	08	643.06	224.70	5.02	70.46	60.23	5.3079	15.572	44.885	52.826	54.052	-0.840	0.769	-6.080	-6.892	1.982	1.0000	22200	69000
	27	659.99	218.37	8.60	21.78	14.33	5.3840	15.662	31.962	49.952	53.744	-0.874	0.701	-1.020	-5.552	2.082	1.0000	21600	69600
Junio	08	859.66	265.04	188.93	34.89	10.17	6.9521	11.539	19.625	27.548	60.325	-1.857	4.556	4.558	3.596	2.184	0.9993	21600	69000
	06	710.76	146.23	1.89	10.50	5.80	6.1128	17.625	29.656	49.349	57.649	-1.213	-0.200	0.223	-5.473	0.322	1.0000	21600	69000
Julio	11	648.84	213.54	16.35	64.72	54.78	5.3380	15.154	25.228	49.196	50.193	-0.895	0.868	1.730	-5.047	-2.269	1.0000	22200	70200
	23	681.95	200.66	62.74	49.69	2.70	5.7124	15.600	33.724	36.819	73.665	-1.059	0.657	-1.424	0.311	-6.985	1.0000	22200	69600
Agosto	01	745.55	125.73	103.59	13.67	8.10	6.3421	13.089	22.820	44.390	68.512	-1.422	2.077	3.137	-2.107	-0.571	0.9999	22800	69600
	19	712.31	161.13	10.19	61.20	52.98	6.2355	17.683	46.856	54.141	55.776	-1.286	-0.347	-8.958	-8.624	0.081	0.9999	23400	68400
Septiembre	29	732.36	248.14	31.86	14.98	61.30	7.8483	25.018	14.077	71.362	47.184	-1.794	3.410	0.016	-4.422	-0.148	0.9998	24000	66000
	03	431.51	440.64	50.99	20.23	-4.59	1.8102	13.826	30.147	44.596	71.016	0.811	1.618	-0.574	-2.690	-4.541	0.9999	23400	67800
Octubre	28	639.80	119.18	145.75	11.96	1.64	7.9130	19.908	21.923	39.874	62.349	-1.999	0.741	3.555	4.400	-1.694	0.9989	25200	64200
	09	554.62	340.37	157.73	-43.76	2.52	4.9716	19.978	26.940	34.828	68.316	-0.652	-1.159	-1.170	7.771	-5.724	0.9999	24600	65400
Noviembre	14	444.87	355.92	212.71	106.41	3.25	4.1128	19.657	28.054	33.031	80.248	-0.343	-0.804	-1.236	6.046	-7.754	0.9999	25800	63600
	06	441.97	216.35	5.30	13.25	1.79	5.3968	16.035	39.583	40.133	74.123	-0.824	0.662	-1.738	8.231	-4.143	0.9999	24600	64200
Diciembre	10	433.30	513.57	294.55	14.70	8.38	1.7659	21.794	26.746	10.803	82.544	0.597	-2.053	11.462	-4.539	-3.357	0.9931	26400	63600
	22	504.13	115.33	3.57	3.18	-2.30	7.3323	19.946	29.549	43.149	60.342	-1.767	-1.262	4.193	7.223	6.216	0.9999	26400	64200

Tabla C.4: Coeficientes para las correlaciones de la radiación solar global orientada en Cd. Juárez, Chihuahua, México 2018

Día	a_i					$b_i \times 10^{-8}$					c_i					R^2	Tiempo		
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5		Inicio	Fin	
Enero	17	428.66	256.29	35.64	73.22	46.40	5.0578	18.624	48.188	56.252	59.885	-0.673	-0.672	-9.492	-3.736	4.088	0.9999	27000	61800
	20	634.68	60.54	24.21	1139.49	1133.92	9.5783	30.644	50.096	65.450	65.478	-2.844	5.187	0.658	3.846	13.268	0.9983	27600	60600
Febrero	25	667.92	170.72	182.57	105.83	-1.63	7.8604	23.723	30.178	32.456	89.207	-2.026	-3.315	2.961	11.409	-10.151	0.9998	27000	64200
	05	670.11	99.71	1.06	5.80	2.04	7.9941	20.585	22.678	49.731	67.890	-2.099	-1.688	5.573	1.224	1.721	0.9994	27000	64200
Marzo	01	827.60	98.52	4.08	61.11	57.16	7.9269	22.772	40.425	59.586	60.489	-2.083	-2.517	-3.267	-2.751	6.268	1.0000	27000	65400
	20	791.47	60.41	95.43	12.13	6.13	7.3972	25.942	19.968	30.4862	44.240	-1.773	2.859	-1.170	6.922	5.728	1.0000	26400	66000
Abril	14	771.42	152.45	57.59	28.54	9.11	6.6800	14.922	27.838	41.593	57.029	-1.589	0.871	1.028	-2.788	0.278	0.9990	24600	69600
	11	784.95	234.96	130.68	122.34	46.35	6.1177	14.166	28.312	34.833	39.603	-1.294	1.101	0.934	1.101	8.332	1.0000	24600	69600
Mayo	04	849.59	115.72	134.88	39.86	12.68	6.8005	10.212	23.099	36.526	45.036	-1.689	3.365	3.100	-0.202	5.102	0.9999	23400	70800
	10	791.14	100.60	157.32	5.65	3.53	6.3004	11.483	20.598	36.462	52.158	-1.443	2.876	4.263	-0.395	1.294	0.9996	22800	70800
Junio	17	747.83	172.23	70.44	102.92	73.36	6.1238	14.614	28.765	40.617	42.768	-1.320	0.896	0.340	-1.999	6.465	1.0000	22800	71400
	28	668.04	238.81	59.65	20.50	11.13	5.3882	13.527	25.151	42.491	47.014	-0.982	1.429	1.956	-3.061	4.321	0.9999	22800	72000
Julio	13	721.93	195.70	54.03	19.91	5.19	5.8334	15.037	25.875	37.846	46.670	-1.232	0.762	1.165	-1.778	3.227	0.9999	24000	72000
	23	852.55	75.94	158.33	31.48	2.59	6.6691	17.146	21.300	31.071	40.681	-1.652	0.813	3.459	1.791	6.598	0.9999	24000	70800
Agosto	12	729.71	251.52	30.13	77.87	73.96	5.6941	17.529	22.263	57.607	58.968	-1.145	-0.441	0.632	-10.419	-1.649	0.9999	25200	70800
	29	824.44	587.65	584.73	25.98	15.01	6.5164	18.769	19.178	39.169	43.190	-1.586	0.289	3.517	-2.456	4.882	1.0000	24600	69600
Septiembre	23	711.94	177.89	35.11	24.04	3.73	6.7696	16.861	29.361	43.934	68.214	-1.600	-0.167	-0.362	3.350	4.257	0.9996	25800	67200
	12	748.53	209.22	22.74	15.42	5.31	6.3489	18.460	36.066	51.319	75.433	-1.412	-0.971	-4.425	-6.929	-0.908	0.9999	25200	69000
Octubre	15	717.00	1.66	106.00	133.94	86.20	8.6251	18.392	32.973	41.681	44.134	-2.475	1.606	-1.592	3.872	12.211	0.9998	27600	66000
	05	488.04	53.54	416.13	16.26	8.22	1.6300	39.019	15.587	63.504	89.566	1.180	-5.298	0.364	-5.960	-6.782	0.9997	27000	66600
Noviembre	14	546.46	105.16	26.33	5.56	4.74	7.9138	19.504	28.537	51.596	77.054	-1.902	-1.162	2.303	2.725	2.909	0.9998	25800	61800
	05	590.33	82.09	138.87	26.53	5.32	8.0825	29.553	22.925	40.835	63.961	-1.979	3.115	-3.053	7.653	0.635	0.9997	25800	61800
Diciembre	31	378.52	334.47	112.77	5.43	10.98	3.8945	19.875	25.474	62.140	92.849	-0.170	-1.264	5.564	-3.797	4.042	0.9995	27600	63000
	20	318.31	306.56	9.68	7.77	6.69	0.2580	15.687	51.063	82.841	135.81	1.874	0.734	-8.326	-2.573	4.341	0.9982	26400	61800

C.2. Correlaciones de la temperatura ambiente

De manera análoga, se muestra de manera detallada los pasos realizados para desarrollar las correlaciones correspondientes a la **Temperatura ambiente** ($^{\circ}\text{C}$) en función del tiempo (s). Se muestra como ejemplo el día *28 de Abril*. En primer lugar, se gráfica el comportamiento de la temperatura ambiente con respecto al tiempo, como se muestra en la Figura C.6.

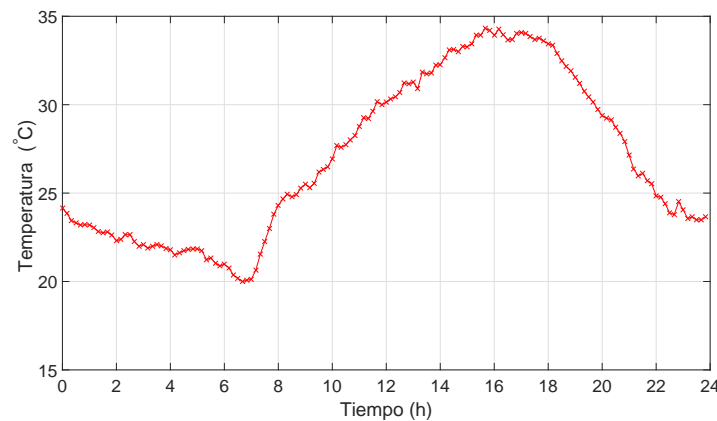


Figura C.6: Temperatura ambiente del 28 de Abril de 2023

En la Figura C.6 se observa que en las primeras horas del día (02:00 - 08:00) se presentan los valores mínimos de temperatura ambiente, aumentando conforme lo hace la radiación solar global. Sin embargo, se observa que el valor máximo de temperatura ambiente no se presenta al mismo tiempo que lo hace la radiación solar global (Figura C.5) dado que la temperatura ambiente puede estar afectada por diversos factores (radiación solar global, velocidad del viento, humedad del aire, etcétera). Además, se observa que la temperatura ambiente sigue bajando gradualmente después de las 18:00 h (puesta del sol) por lo tanto se concluye que existe cierta inercia térmica. Adicionalmente, se aprecia que no existen valores atípicos dado que el valor de la temperatura ambiente no presenta cambios bruscos. De este modo, para obtener la correlación de la temperatura ambiente en función del tiempo se utilizan los 144 datos de temperatura ambiente capturados por la estación meteorológica para un día típico.

Para el desarrollo de la correlación mostrada en la Ec. (C.4) se utilizó la misma herramienta

computacional mencionada en la sección anterior, se realizaron diversas formas de aproximación (lineal, cuadrática, senoidal, etc.) obteniéndose que la mejor aproximación es la mostrada en la Ec. (C.4).

$$\begin{aligned}
 T_{amb}(t) = & a_1 \sin(b_1 t + c_1) + a_2 \sin(b_2 t + c_2) + a_3 \sin(b_3 t + c_3) \\
 & + a_4 \sin(b_4 t + c_4) + a_5 \sin(b_5 t + c_5) + a_6 \sin(b_6 t + c_6) \\
 & + a_7 \sin(b_7 t + c_7) + a_8 \sin(b_8 t + c_8)
 \end{aligned}$$

donde

$a_1 = 41.3$	$b_1 = 3.311 \times 10^{-05}$	$c_1 = 0.1334$
$a_2 = 14.57$	$b_2 = 6.768 \times 10^{-05}$	$c_2 = 2.107$
$a_3 = 6.437$	$b_3 = 0.000137$	$c_3 = 1.434$
$a_4 = 3.66$	$b_4 = 0.0001598$	$c_4 = 3.509$
$a_5 = 0.4234$	$b_5 = 0.0002789$	$c_5 = 3.366$
$a_6 = 0.3569$	$b_6 = 0.0003504$	$c_6 = 2.863$
$a_7 = 0.2599$	$b_7 = 0.0004506$	$c_7 = 0.6934$
$a_8 = 0.2813$	$b_8 = 0.0005601$	$c_8 = 3.59$

La ecuación (C.4) tiene un coeficiente de correlación $R^2 = 0.9959$ con respecto a los valores registrados de la temperatura para el día 28 de Abril de 2023 en la ciudad de Cuernavaca, Morelos, México. Así mismo, el tiempo (t) que se encuentra inmerso en la Ec. (C.4) se considera en segundos. En la Figura C.7 se muestra mediante una recta continua (color azul) el comportamiento de la regresión senoidal mostrada en la Ec. (C.4) y mediante puntos (color rojo) se muestran los datos medidos por la estación meteorológica. Se observa que la regresión se ajusta en gran medida a los valores registrados, lo anterior tiene lógica dado el alto valor del coeficiente de correlación.

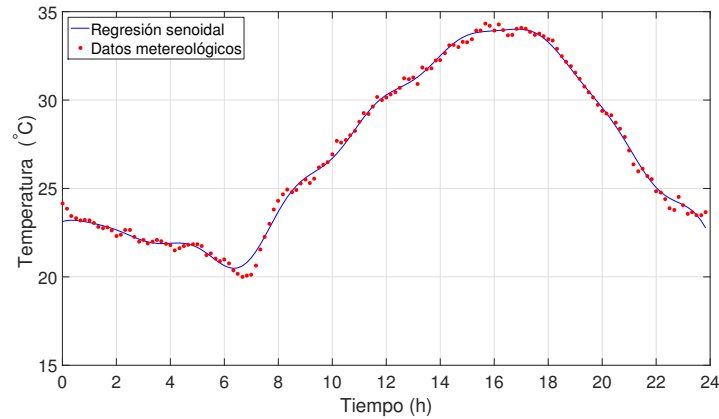


Figura C.7: Regresión senoidal de la temperatura ambiente del 28 de Abril de 2023

Por lo tanto, para conocer el valor de la temperatura ambiente el día 28 de Abril de 2023 se tiene que evaluar el tiempo deseado (en segundos) en la Ec. (C.4).

En general, se realizaron correlaciones para estimar la temperatura ambiente del día más frío y más cálido de cada mes en cada una de las 4 ciudades analizadas en el presente estudio. Las correlaciones obtenidas para la temperatura ambiente tendrán la forma mostrada en la ec. (C.4)

$$T_{amb}(t) = a_1 \sin(b_1 t + c_1) + a_2 \sin(b_2 t + c_2) + \dots + a_n \sin(b_n t + c_n) \quad (C.4)$$

en donde n es el numero términos que se incluirán en la suma de senos. En este sentido, en las Tablas C.5-C.8 se muestran los parámetros o coeficientes de regresión para las correlaciones obtenidas para cada uno de los días analizados en el presente estudio. Adicionalmente, se muestra el coeficiente de correlación (R^2) para cada uno de los polinomios. Cabe destacar que el intervalo de cada una de estas correlaciones es desde las 00:00 h hasta las 23:59:59 h de cada día, donde la variable del tiempo (t) de la ec. (C.4) se encuentra en segundos.

Tabla C.5: Coeficientes para las correlaciones de la temperatura ambiente en Cuernavaca, Morelos, México 2023

Día	a_i						$b_i \times 10^{-5}$						c_i						R^2	
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6		
Enero	14	55.05	37.02	4.55	0.78	0.83	0.44	3.3614	4.2560	12.318	14.957	29.064	41.437	0.235	3.172	1.622	3.694	3.176	0.283	0.9916
	30	127.93	109.98	2.81	1.42	0.32	0.64	3.3054	3.8289	11.973	27.144	34.425	45.394	0.878	3.930	2.327	-2.389	2.471	-1.709	0.9899
Febrero	04	44.85	24.99	21.85	17.64	0.83	0.29	3.4866	5.1654	12.568	12.921	28.805	43.381	-0.041	2.504	1.729	4.758	3.181	-0.307	0.9938
	28	74.38	49.01	4.31	0.80	0.82	0.63	3.3416	4.2341	11.651	19.329	28.732	40.154	0.251	3.161	1.861	1.102	3.218	0.395	0.9891
Marzo	16	65.15	42.65	3.48	0.48	0.69	0.48	3.4451	4.3496	12.395	28.973	34.853	53.407	0.198	3.083	1.901	-1.222	1.734	3.032	0.9884
	29	44.82	21.43	8.28	7.73	34.98	30.42	4.0301	7.9443	14.653	21.553	26.263	26.711	-0.211	1.448	1.402	1.526	2.721	5.675	0.9896
Abril	12	40.99	23.72	9.20	20.90	21.60	0.59	3.3260	5.9363	8.7995	23.104	23.403	61.565	0.184	2.237	3.567	2.619	5.654	0.084	0.9805
	20	86.85	61.78	1.83	0.62	0.61	0.34	3.2137	4.0086	13.775	23.506	34.397	45.166	0.630	3.637	1.301	-0.090	2.371	0.059	0.9908
Mayo	11	45.07	22.20	8.27	0.52	0.86	0.41	3.5026	6.4613	10.818	23.329	33.366	50.325	-0.061	1.855	2.792	1.931	2.946	-0.361	0.9919
	06	43.19	15.75	8.64	3.92	0.29	0.42	3.2476	6.8631	12.862	14.543	36.353	28.871	0.116	1.953	1.851	4.050	2.451	3.965	0.9892
Junio	02	43.66	17.62	10.29	5.25	0.40	-0.39	3.4733	7.1067	13.006	15.255	37.254	27.377	-0.056	1.650	1.728	3.840	2.053	2.117	0.9897
	17	118.14	91.24	2.06	1.42	0.11	0.45	3.3589	3.9959	15.192	21.910	25.860	40.639	0.612	3.642	0.705	0.544	4.699	0.899	0.9890
Julio	29	54.66	32.50	9.08	0.76	0.77	0.90	3.4624	5.2025	9.3186	24.630	33.062	37.358	-0.283	1.940	2.836	-0.845	0.534	2.242	0.9785
	18	114.51	91.35	1.82	0.69	0.34	0.49	3.3244	3.8774	13.619	21.501	29.139	39.526	0.599	3.649	1.408	0.466	3.222	0.836	0.9901
Agosto	06	61.22	41.19	1.86	0.63	0.65	0.08	3.0112	3.8682	14.337	22.241	27.513	36.314	0.682	3.726	0.475	0.833	2.317	2.233	0.9958
	08	73.45	51.55	2.26	0.31	0.78	1.43	3.1580	4.0836	13.365	18.838	37.713	24.758	0.746	3.760	1.732	2.832	1.457	5.239	0.9917
Septiembre	09	40.03	16.11	8.97	6.47	0.23	0.27	3.0950	4.9780	12.730	13.084	36.342	27.305	0.280	2.865	1.460	4.387	0.981	4.079	0.9872
	23	120.76	96.37	2.21	1.06	0.41	0.33	3.0912	3.5781	11.707	26.608	46.443	34.940	0.755	3.807	2.155	-1.819	-1.135	2.377	0.9912
Octubre	17	33.83	12.24	2.69	0.86	25.84	25.68	3.1532	5.7766	14.309	22.005	37.727	37.779	0.315	2.725	1.250	0.916	0.435	3.550	0.9884
	01	112.78	87.57	4.92	0.49	0.37	0.10	3.1845	3.6673	9.3757	20.968	30.031	42.369	-0.042	2.862	2.734	4.156	3.003	-0.787	0.9921
Noviembre	04	71.20	48.25	4.99	0.95	0.85	0.44	3.2049	3.9436	11.691	16.134	28.251	43.466	0.220	3.138	2.010	3.244	4.200	-0.217	0.9919
	08	40.72	15.81	6.33	3.32	0.44	0.22	2.9335	5.0818	13.386	14.666	29.165	41.648	0.379	2.922	1.645	4.281	3.913	1.281	0.9878
Diciembre	28	57.83	40.75	2.50	0.65	0.71	0.36	3.1307	3.8191	12.530	25.403	28.292	60.672	0.620	3.697	1.606	-0.319	3.111	0.734	0.9934
	06	86.09	62.40	4.99	0.24	0.61	0.36	3.2078	3.9166	9.9756	23.719	30.178	44.825	-0.022	2.798	2.827	-1.557	3.328	-1.138	0.9887

Tabla C.6: Coeficientes para las correlaciones de la temperatura ambiente en CDMX, México 2018

Día	α_i						$b_i \times 10^{-5}$						c_i						R^2	
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6		
Enero	14	37.02	35.34	2.12	0.52	0.21	0.09	3.3114	4.3298	14.158	19.624	27.561	38.838	1.156	4.159	0.519	3.188	2.905	-0.116	0.9998
	10	21.37	7.67	3.76	0.74	0.44	0.31	2.9881	7.6482	11.265	25.270	36.101	44.956	0.199	2.280	2.793	-1.181	1.867	-0.330	0.9977
Febrero	02	55.99	42.45	4.54	1.89	0.34	0.34	3.2797	3.9094	13.652	17.047	38.238	30.842	0.670	3.795	0.872	2.669	1.032	2.647	0.9971
	28	133.35	117.59	2.13	0.60	0.23	0.12	3.3864	3.7546	14.029	22.081	38.207	31.244	0.759	3.855	0.920	2.251	1.015	3.048	0.9973
Marzo	09	42.33	22.79	5.26	0.53	1.06	0.37	3.1030	4.3523	10.941	22.181	28.268	45.038	0.133	2.745	2.327	2.637	3.761	-0.800	0.9907
	11	42.84	25.49	2.78	0.76	0.18	0.49	3.0882	4.7578	12.057	26.886	46.181	33.081	0.633	3.484	2.188	-2.277	-1.169	3.507	0.9985
Abril	01	23.96	7.56	2.86	0.67	0.18	0.30	2.6717	7.3922	12.057	25.402	45.910	35.950	0.426	2.478	2.713	-1.337	-0.412	2.095	0.9989
	20	34.45	16.59	5.16	1.24	0.15	0.21	3.5483	6.2593	11.606	13.607	34.697	27.463	-0.002	2.278	2.529	5.005	3.496	4.542	0.9992
Mayo	27	65.32	48.78	2.12	0.74	0.42	0.32	3.2350	4.1433	12.500	22.710	33.424	45.127	0.778	3.810	2.290	0.141	3.423	0.580	0.9973
	30	39.83	16.64	11.25	6.40	0.22	0.32	3.5755	6.9274	13.169	14.645	35.510	28.711	-0.005	1.980	1.888	4.276	3.077	3.959	0.9984
Junio	04	70.02	55.01	2.90	1.37	0.21	0.13	3.0870	3.8413	13.314	14.863	25.489	33.639	0.968	4.044	1.887	5.034	5.309	3.950	0.9990
	01	61.07	37.59	4.52	0.69	0.38	0.59	2.9980	3.7611	11.065	18.157	33.441	36.015	0.195	3.079	2.055	2.014	0.966	3.132	0.9970
Julio	05	52.28	32.94	3.80	-0.35	-0.09	-0.32	2.7963	3.4914	10.105	20.646	34.662	27.749	0.250	3.096	2.646	1.873	3.418	2.119	0.9948
	25	70.13	51.16	2.60	31.31	30.28	0.46	3.6836	4.4359	16.588	24.494	24.755	31.500	44.996	0.456	3.488	0.366	0.250	3.299	1.301
Agosto	19	39.05	20.34	3.95	2.48	0.43	0.39	3.1647	4.5214	16.003	18.344	33.505	40.608	0.487	3.433	0.274	2.555	1.076	2.297	0.9970
	03	47.62	29.04	2.62	0.56	0.54	0.41	3.2021	4.0130	13.716	28.729	36.483	46.411	0.443	3.482	1.463	-0.714	0.349	1.038	0.9860
Septiembre	20	28.75	10.21	8.68	5.17	0.13	0.32	3.1430	7.1417	12.338	13.245	38.248	26.771	0.240	2.075	2.662	5.620	0.393	4.805	0.9981
	23	43.29	28.16	2.69	0.15	0.19	0.10	3.2987	4.4531	13.296	13.584	27.888	34.224	0.600	3.616	1.453	4.694	3.083	2.923	0.9991
Octubre	24	202.90	187.64	2.28	0.62	1.47	1.37	3.4491	3.6306	13.438	24.018	40.402	41.509	0.699	3.836	1.527	0.438	0.339	2.812	0.9997
	14	9.19	7.90	6.20	18.16	15.49	0.35	3.8714	9.5274	14.608	20.560	21.227	40.617	-0.055	1.077	1.925	2.500	5.364	2.571	0.9927
Noviembre	06	28.79	9.83	8.67	4.77	0.22	0.21	3.4197	7.0190	13.424	15.140	36.216	29.076	-0.024	1.893	1.575	4.023	2.472	4.070	0.9971
	21	18.79	7.25	2.96	1.02	3.34	3.27	3.6135	7.1373	14.772	20.561	34.800	34.359	-0.014	2.578	0.923	1.535	3.364	0.508	0.9990
Diciembre	02	29.16	13.23	9.82	4.72	2.03	2.13	3.7871	7.6383	13.229	14.887	32.537	31.663	-0.049	1.855	2.170	4.879	4.547	1.894	0.9993

Tabla C.7: Coeficientes para las correlaciones de la temperatura ambiente en Monterrey, Nuevo León, México 2018

Día	α_i						$b_i \times 10^{-5}$						c_i						R^2	
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6		
Enero	08	29.57	3.79	17.14	0.59	0.19	0.54	3.3048	10.766	4.1155	17.585	39.796	30.883	-0.207	2.505	2.712	0.804	-0.636	3.019	0.9997
	20	42.29	35.83	3.24	0.40	0.85	0.92	3.0354	4.1361	14.055	47.722	37.149	27.593	1.132	4.300	1.337	-3.336	0.635	-2.451	0.9997
Febrero	11	34.62	6.37	13.40	1.19	0.75	0.41	3.1856	14.923	3.9857	28.546	35.330	47.667	0.774	1.486	4.255	2.802	2.097	4.176	0.9985
	21	109.80	89.13	2.65	0.63	0.37	3.2986	3.7470	13.545	19.630	38.523	27.142	0.841	3.969	1.062	1.549	0.930	4.077	0.9933	
Marzo	13	38.21	22.63	2.73	0.47	0.12	0.41	3.2254	4.4729	13.105	20.370	42.818	33.141	0.293	3.130	1.343	0.985	-0.467	2.240	0.9954
	17	71.88	46.28	3.86	0.45	0.28	0.16	3.1995	4.2933	12.455	26.233	35.255	44.847	0.601	3.594	2.111	-2.552	1.714	-0.763	0.9996
Abril	05	35.56	17.16	37.62	36.97	0.32	0.12	3.1991	5.5082	13.301	13.538	30.503	37.632	0.332	2.918	2.894	5.992	1.788	4.288	0.9996
	13	77.72	48.44	5.45	0.72	1.25	1.32	3.2324	4.2674	11.530	24.841	36.797	38.371	0.471	3.452	2.402	-1.400	-0.290	2.217	0.9998
Mayo	08	39.69	14.96	3.07	1.09	0.04	0.11	3.0951	5.7793	12.942	19.355	20.340	34.284	0.373	2.864	2.233	1.987	4.857	3.374	0.9980
	27	41.84	10.14	8.52	6.24	0.77	0.54	3.1255	7.8216	16.336	18.849	35.663	41.189	0.184	1.830	0.861	2.802	2.349	2.107	0.9995
Junio	08	74.76	44.04	4.96	0.82	0.77	0.44	3.1966	4.1976	11.834	17.454	28.712	42.216	0.166	2.968	1.885	2.210	3.695	0.162	0.9918
	06	85.42	55.88	6.64	4.01	0.38	0.11	3.2236	4.2329	13.251	13.954	21.985	34.242	0.524	3.469	1.916	4.798	7.026	3.676	0.9976
Julio	11	72.48	42.22	5.98	1.87	0.18	0.25	3.2406	4.4729	11.048	15.731	30.581	40.654	-0.062	2.538	2.121	3.132	3.014	2.597	0.9998
	23	57.07	28.80	19.19	9.39	0.36	0.17	3.4312	6.7398	11.319	12.671	27.694	36.584	0.037	1.901	2.724	5.265	5.051	3.152	0.9988
Agosto	01	48.71	17.67	2.13	50.35	50.66	0.36	3.0181	5.2102	13.227	21.216	21.270	42.361	0.440	3.138	2.150	3.190	6.324	1.706	0.9970
	19	78.09	44.93	6.04	2.65	0.31	0.20	3.1245	4.1697	12.541	15.231	27.105	37.743	0.265	3.097	1.524	3.546	4.872	1.688	0.9979
Septiembre	29	76.20	51.09	2.21	0.28	0.36	0.23	3.2183	3.8655	13.394	20.431	28.548	32.566	0.360	3.312	1.563	2.671	2.368	4.756	0.9976
	03	84.27	52.41	4.77	1.27	0.89	-0.03	3.2425	4.0487	11.737	24.524	29.636	43.360	-0.061	2.672	1.973	1.417	3.226	-0.493	0.9965
Octubre	28	34.95	13.16	3.28	0.66	0.23	0.49	3.0294	5.4806	12.516	25.306	43.443	35.582	0.418	3.005	2.374	-0.848	0.022	1.944	0.9952
	09	37.11	7.98	4.91	0.41	0.21	-0.67	2.5549	6.4181	11.573	22.430	43.154	32.687	0.359	2.037	2.347	2.518	-1.157	-0.327	0.9995
Noviembre	14	36.33	2.93	32.61	0.85	0.46	0.67	3.1479	13.554	3.8665	20.301	39.812	31.821	1.226	1.505	4.465	1.743	0.575	-2.969	0.9992
	06	47.70	18.38	4.53	0.76	0.60	0.83	3.0872	4.8221	12.227	19.238	39.541	29.913	0.247	2.877	2.254	1.709	0.562	3.955	0.9982
Diciembre	10	29.56	14.95	2.11	0.52	0.49	0.40	3.2213	4.3262	14.728	31.294	19.827	50.647	0.347	3.297	0.998	1.688	1.033	2.469	0.9849
	22	50.73	27.74	6.95	0.61	1.26	0.55	2.8673	3.5764	10.358	18.534	27.676	37.078	0.264	3.263	2.621	5.673	3.836	-0.046	0.9996

Tabla C.8: Coeficientes para las correlaciones de la temperatura ambiente en Cd. Juárez, Chihuahua, México 2018

Día	α_i						$b_i \times 10^{-5}$						c_i						R^2	
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6		
Enero	17	4.38	7.77	0.44	0.42	0.43	0.35	12.154	4.1144	23.724	58.348	33.789	46.985	-4.514	-0.948	-2.181	0.008	1.854	4.011	0.9957
	20	59.41	3.00	59.32	0.36	0.57	0.71	3.2839	15.420	4.0426	36.986	60.800	31.273	1.366	0.604	4.452	1.320	-0.825	-3.674	0.9956
Febrero	25	12.95	7.90	1.79	0.65	0.37	0.85	6.1168	4.1929	17.163	36.781	42.834	24.194	-2.111	-4.310	-0.613	-6.220	-4.480	-0.771	0.9939
	05	155.62	4.16	155.25	1.10	0.97	0.92	3.4748	15.434	3.8521	29.069	41.733	43.011	1.397	0.827	4.495	2.725	-1.660	1.197	0.9989
Marzo	01	13.29	6.38	2.46	0.71	-0.24	2.39	2.6698	10.750	21.553	32.270	42.486	22.038	-0.200	2.164	-2.727	1.214	-0.797	6.203	0.9975
	20	32.64	6.99	12.23	12.68	0.64	12.88	3.5024	14.232	7.1700	22.575	38.807	21.559	0.079	1.551	2.557	4.797	-1.058	2.068	0.9957
Abril	14	77.63	58.72	6.76	1.12	0.26	0.61	2.8621	3.2315	11.046	24.577	38.040	48.404	0.506	3.648	1.834	3.851	2.905	-0.517	0.9949
	11	36.07	12.85	6.30	0.23	0.95	0.30	3.1379	6.3411	12.377	38.570	25.535	50.926	0.106	2.624	1.774	-2.495	-2.795	-1.006	0.9979
Mayo	04	54.88	32.95	5.25	0.67	1.26	0.68	3.5190	5.2799	11.098	33.736	26.698	39.001	0.335	3.151	2.348	-2.151	-2.828	-0.933	0.9970
	10	76.40	42.70	11.81	2.94	0.91	-0.15	3.1325	4.6642	10.388	14.143	29.378	34.581	-0.437	1.854	2.010	2.328	2.263	0.531	0.9979
Junio	17	88.41	66.02	2.77	1.81	0.41	0.29	3.2324	3.7943	14.027	14.310	30.643	43.654	0.498	3.548	1.817	5.417	0.395	0.976	0.9910
	28	96.99	65.43	10.83	1.36	0.77	0.23	3.1541	4.2765	7.6826	16.309	28.075	35.149	0.159	2.818	3.693	5.922	2.962	3.121	0.9945
Julio	13	85.55	60.98	2.93	0.53	0.72	0.33	3.1531	4.0697	14.205	25.825	31.464	36.829	0.722	3.715	0.998	-2.225	-0.396	0.842	0.9848
	12	43.48	22.92	64.84	64.92	0.61	0.39	3.5008	5.4521	19.608	19.742	49.465	58.624	0.280	2.766	-1.362	1.741	1.993	1.766	0.9171
Agosto	29	143.23	109.85	5.77	0.49	0.61	0.59	3.0794	3.5746	10.307	20.473	31.069	45.944	0.275	3.253	2.277	5.096	2.040	1.211	0.9932
	23	86.20	70.98	3.63	4.90	0.67	0.35	3.1661	4.0550	13.901	14.984	30.692	44.286	1.057	4.065	2.736	6.022	1.277	0.428	0.9919
Septiembre	12	43.53	27.77	18.71	8.13	8.38	0.78	3.5643	8.4723	10.667	31.237	30.769	37.347	-0.114	0.932	2.794	3.247	0.390	3.598	0.9936
	15	90.83	86.94	4.81	0.86	1.36	0.36	3.1749	3.7603	15.349	30.955	17.645	43.025	1.396	4.475	0.205	1.099	2.605	0.364	0.9960
Octubre	05	35.54	18.85	8.16	38.36	33.46	0.58	3.5943	7.3010	14.134	19.155	19.652	37.805	0.187	2.344	2.143	3.616	6.560	4.614	0.9964
	14	8.58	2.97	8.63	0.47	0.37	0.32	2.6435	15.096	6.0046	21.022	71.059	45.122	1.072	0.574	4.020	2.266	0.677	1.035	0.9929
Noviembre	05	20.63	14.13	7.23	13.70	0.32	0.40	1.9601	23.677	10.898	24.065	47.473	74.148	0.408	-3.335	2.254	-0.334	-0.446	0.179	0.9959
	31	6.22	8.59	6.09	0.25	5.47	0.25	4.7878	7.5442	21.751	38.135	22.434	65.269	2.270	-2.545	-3.026	-0.139	-0.232	3.447	0.9942
Diciembre	20	28.56	3.31	22.49	0.56	0.65	0.49	2.9880	13.007	4.5310	34.787	24.667	14.131	0.946	1.753	4.182	1.771	4.395	6.681	0.9974

C.3. Tratamiento de la velocidad del viento

Con respecto a los datos de la velocidad del viento se debe realizar un tratamiento especial dado el comportamiento de los mismo. Lo anterior tiene sentido dado que en la vida cotidiana se puede apreciar como por momentos se presenta una velocidad mínima de viento y esta puede ir variando a lo largo del día con rachas de viento o momentos del día donde prácticamente no existe una velocidad del viento. De manera que, para explicar el tratamiento realizado a los datos de *velocidad de viento* se muestra como ejemplo los datos obtenidos por la MAWS 110 el día 28 de Abril de 2023.

En primer lugar, en la Figura C.8 se muestra el comportamiento que presenta la velocidad del viento a lo largo del día, se observa que hay momentos del día donde no existe velocidad del viento (0 m/s), sin embargo de un momento a otro se presentan rachas con valores de velocidad de 6 m/s.

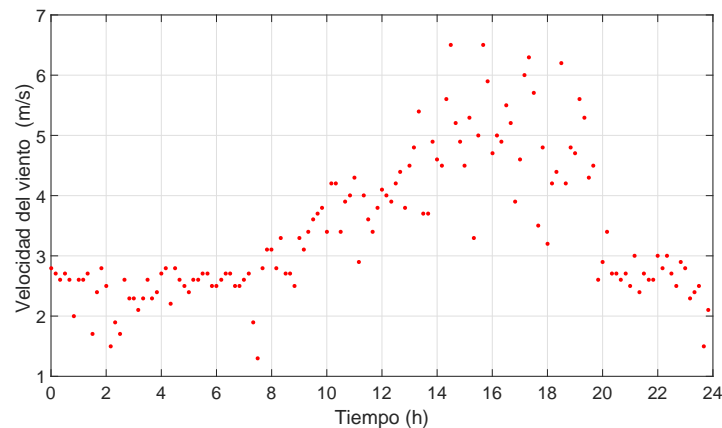


Figura C.8: Velocidad del viento

Dado el comportamiento de la velocidad del viento es imposible encontrar un función que pueda predecir dicho comportamiento, es por ello que en el presente trabajo se consideró que la velocidad del aire permaneció constante durante los diez minutos en que la estación meteorológica tarda en sensar otro dato. En este sentido, se generó una base de datos de la velocidad del viento cada segundo, partiendo de la premisa expuesta anteriormente como se observa en

la Figura C.9.

La línea continua mostrada en la Figura C.9 corresponde a la velocidad del viento cada segundo. Así, se guardaron un total de 86,99 datos correspondientes a la velocidad del viento a cada segundo desde las 00:00 h hasta las 23:59:59 h del día analizado.

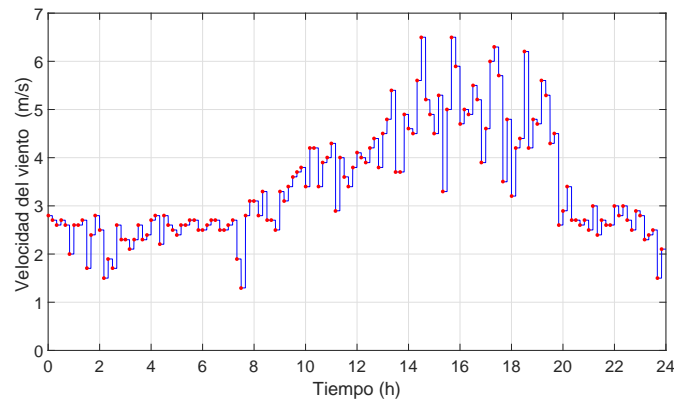


Figura C.9: Base de datos de la velocidad del viento

APÉNDICE D

Análisis de independencia de malla espacial y temporal

En esta sección se muestra la metodología para seleccionar la malla computacional que se utilizó en los códigos numéricos. Se determinó el número de nodos a utilizar en dirección del eje x , es decir, en cuantas secciones se divide el CSA. Posteriormente, se muestra el proceso de independencia de malla para determinar cuántos nodos se utilizaron en el PCM. Finalmente, se presenta el análisis de independencia de malla temporal.

D.1. Análisis de independencia de malla espacial (Elementos del CSA)

En primer lugar, se muestra la metodología utilizada para seleccionar la malla espacial del CSA de dos canales sin PCM en la placa absorbadora y en estado transitorio que cumpla el concepto de placa delgada, para ello se utilizó el código desarrollado en el presente estudio con las condiciones de entrada utilizadas en la verificación del código. En la Figura D.1 se

muestran los perfiles de temperatura de la cubierta de vidrio (T_{glass}), la placa absorbedora ($T_{absorber}$), la placa inferior (T_{bottom}) y el fluido de trabajo en el canal 1 y 2 ($T_{air1,air2}$) para mallas computacionales de 11, 21, 31, 41, 51, 61, 71, 81, 91, 101, 121, 151 y 201 nodos.

En particular, se observa que los valores de la temperatura en los distintos componentes analizado no varía en gran medida con el aumento del número de nodos, es por ello que los perfiles de temperatura se ven “encimados”. Sin embargo, cerca de las 13:30 se observa que existen los mayores errores entre los perfiles de temperatura para la placa absorbedora, es por ello se muestra un *zoom* en la zona señalada para obtener los errores máximos y con base en ello determinar el número de nodos óptimo.

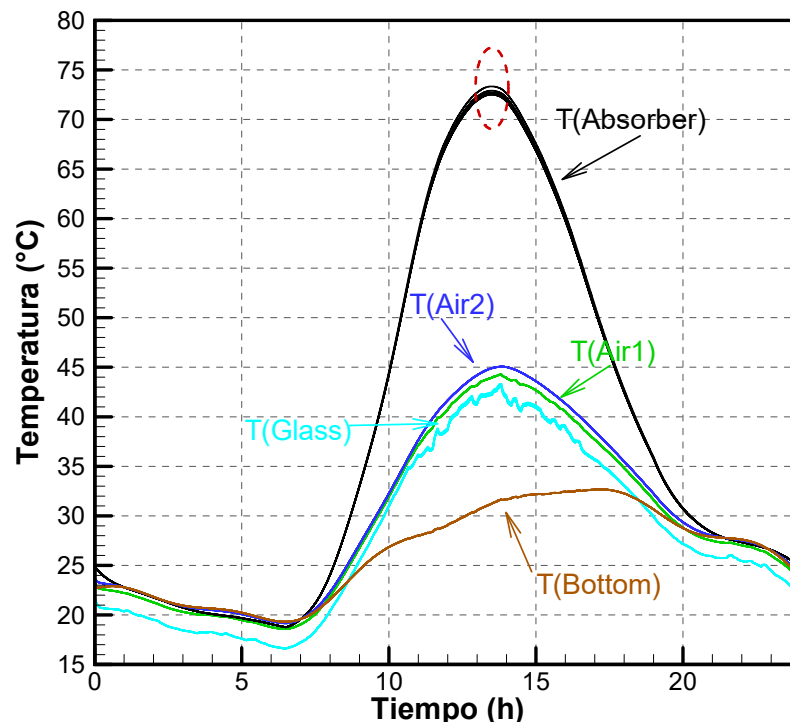


Figura D.1: Perfiles de temperatura del CSA-2C para diferente número de nodos (11-201)

En la Figura D.2 se muestran las variaciones en el perfil de temperatura promedio de la placa absorbedora con las mallas computacionales antes mencionadas. Se observa que a partir de

un número de nodos igual a 41 no existen grandes variaciones en el valor dado para este punto, sin embargo este es un análisis visual algo burdo por ello se realizó un análisis de los errores relativos porcentuales.

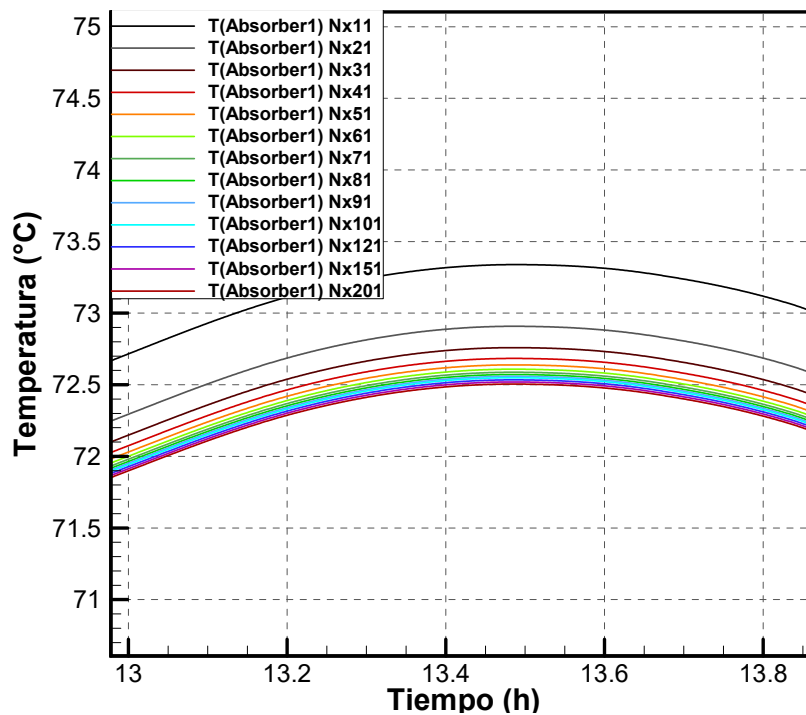


Figura D.2: Perfiles de temperatura del CSA-2C en la placa absorbedora para diferente número de nodos (11-201)

La Tabla D.1 muestra los *Errores relativos porcentuales* entre la temperatura de la placa absorbedora del CSA de dos canales sin PCM, en el instante de tiempo seleccionado (13:30 h), para las distintas mallas computacionales antes mencionadas. Se observa que a partir de una malla computacional de 51 nodos no existen grandes variaciones entre las temperaturas de la placa absorbedora en dicho punto, lo que se ve reflejado en un error relativo porcentual de 0.062 %. Sin embargo, para el presente estudio se utilizó una malla computacional de 91 nodos en todos los componentes.

Tabla D.1: Errores relativos porcentuales entre diferentes mallas computacionales utilizadas en el CSA-2C

Número de nodos (K)	$T_{absorber}$ (°C)	Error relativo (%)
11	73.339	
21	72.908	0.587
31	72.759	0.205
41	72.683	0.103
51	72.638	0.062
61	72.638	0.041
71	72.587	0.029
81	72.571	0.022
91	72.558	0.017
101	72.548	0.014
121	72.534	0.020
151	72.519	0.020
201	72.504	0.020

D.2. Análisis de independencia de malla espacial en el PCM

Posteriormente, se presenta el análisis de independencia de malla espacial para el PCM. Para determinar el número óptimo de nodos se utilizó el código numérico para el CSA de 2 canales y con PCM, para ello se emplearon las mismas condiciones de entrada utilizadas en la verificación del código. En la Figura D.3 se muestran la temperatura del PCM (\bar{T}_{PCM}), el PCM se dividió en 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 17, 19, 21, 23 y 25 nodos. Se observa que a medida que se aumenta el número de nodos en que se divide el PCM los valores de temperatura tienden a cierto valor. En particular, se observa que los valores de la temperatura promedio del PCM varía entre las diferentes mallas computacionales utilizadas. Sin embargo, cerca de las 13:30 se observa que existen los mayores errores entre los perfiles de temperatura, por ello se realizó un *zoom* en la zona señalada para obtener los errores máximos y con base en ello determinar el número de nodos óptimo.

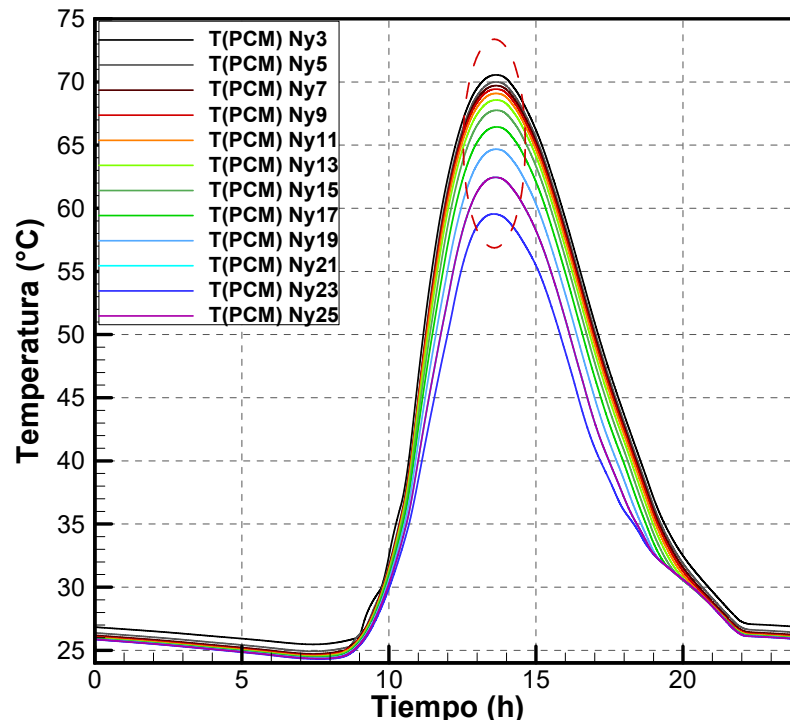


Figura D.3: Temperatura promedio del PCM para diferente número de nodos (3-25)

Por consiguiente, en la Figura D.4 se muestran las variaciones en el perfil de temperatura promedio del PCM con las mallas computacionales antes mencionadas. Se observa que a partir de un número de nodos igual a 17 las variaciones entre los perfiles de temperatura disminuyen. Adicionalmente, se observa que al usar una cantidad de nodos $N_{y,PCM} > 19$ las variaciones se reducen considerablemente. En particular, para una solución empleando 19 nodos, las diferencias porcentuales máximas son menores que el 2.1 %, mientras que la solución de 21 nodos computacionales presenta diferencias porcentuales máximas de 0.9 %. Por lo tanto, para el presente trabajo se utilizó 21 nodos computacionales en el PCM.

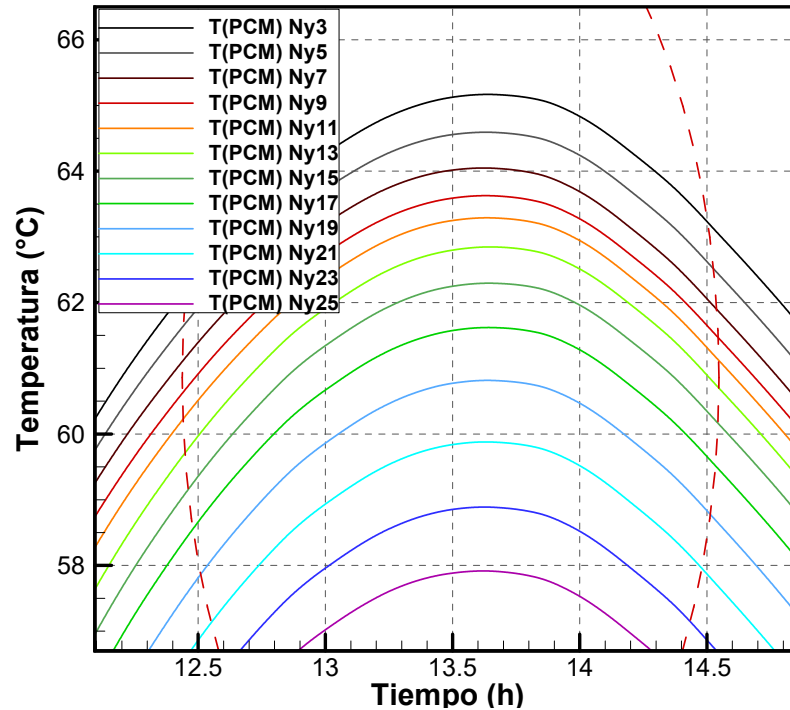


Figura D.4: Acercamiento para la temperatura del PCM para diferente número de nodos (3-251)

D.3. Análisis de independencia de malla temporal

Para el análisis de independencia de malla temporal se utilizó el código del CSA de dos canales sin PCM y se utilizaron los parámetros de simulación mostrados en la Tabla 4.1, la malla espacial corresponde a la seleccionada en la sección anterior (91 nodos computacionales). Los datos meteorológicos (temperatura ambiente, irradiancia solar y velocidad del viento) utilizados para la simulación corresponden al 28 de Abril del 2023 en la Ciudad de Cuernavaca, Morelos.

En la Figura D.5 se muestran la temperatura promedio de la cubierta de vidrio (\bar{T}_{glass}), la placa absorbadora ($\bar{T}_{absorber}$) y la placa inferior (\bar{T}_{bottom}). Además, se muestra la temperatura a la salida del canal 1 y 2 ($T_{air1,air2}$) y la temperatura ambiente (T_{amb}) durante el 28 de Abril del 2023. En particular, en la Figura D.5 se muestran los datos mencionados para

diversos pasos de tiempo que van desde 1 segundo hasta 360 segundos.

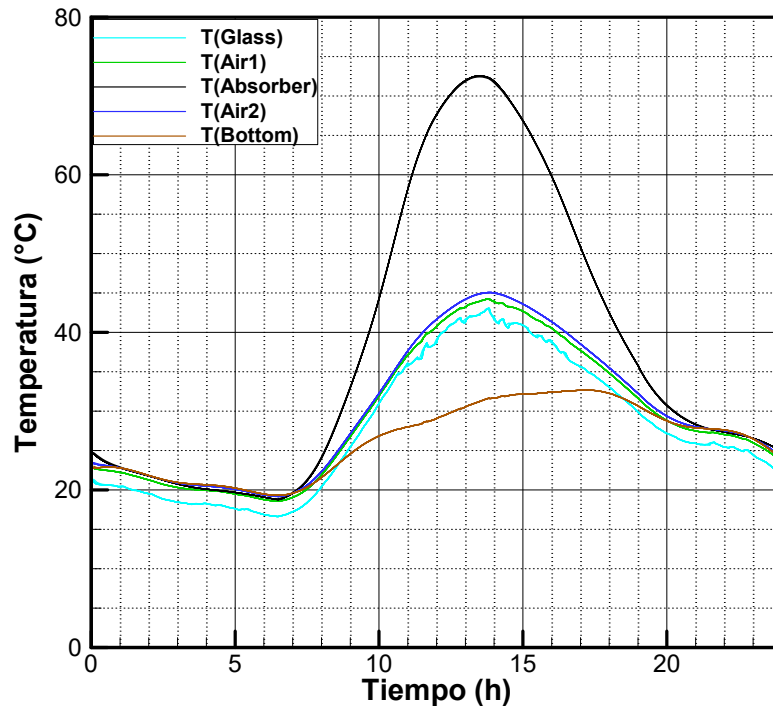


Figura D.5: Perfiles de temperatura del CSA-2C sin PCM para diferentes pasos de tiempo (1-360 s)

Sin embargo, en la Figura D.5 de manera cualitativa se aprecian pequeñas desviaciones en los perfiles de temperatura al variar el paso de tiempo en el código numérico desarrollado. Además, se observa que el análisis de errores relativos se debe realizar sobre la cubierta de vidrio, debido a que es el componente del CSA que presenta mayores desviaciones debido a la variación del paso de tiempo. De este modo, se realizó el análisis de errores relativos porcentuales en la cubierta de vidrio a las 13 : 30 h por ser un instante de tiempo donde el CSA estaría expuesto a una irradiancia solar elevada, al estar cerca del zenit.

Así, en la Figura D.6 se muestran los perfiles de temperatura de la cubierta de vidrio para pasos de tiempo desde 1 segundo hasta 360 segundos. A su vez, se observa que a medida que el paso de tiempo disminuye los datos graficados convergen a cierto valor, lo anterior se debe a discretización utilizada para el término temporal (método implícito). Sin embargo, de

manera cualitativa no se puede determinar cual es el paso de tiempo óptimo donde los errores relativos porcentuales no varían en gran medida con respecto al paso de tiempo.

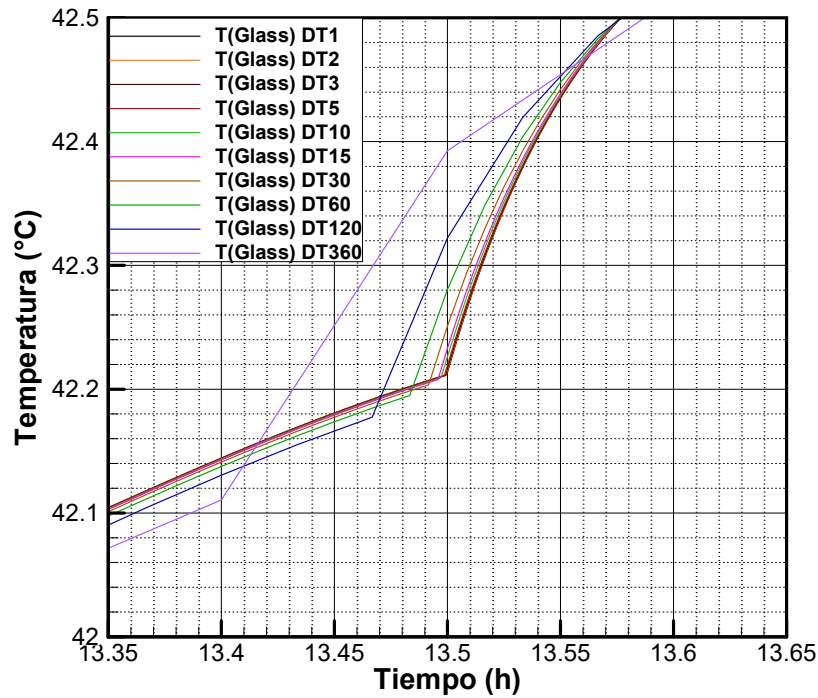


Figura D.6: Perfiles de temperatura del CSA-2C sin PCM de la cubierta de vidrio para diferentes pasos de tiempo (1-360 s)

En la Tabla D.2 se muestran los errores relativos porcentuales de la temperatura promedio de la cubierta de vidrio a las 13 : 30 h para los diversos pasos de tiempo. Se observa que a partir de un paso de tiempo de 5 segundos no existen grandes variaciones entre las temperaturas promedio de la cubierta de vidrio en ese instante de tiempo, lo que se ve reflejado en un error relativo porcentual de 0.0168 %. Por consiguiente, este fue el paso de tiempo utilizado para el presente trabajo.

Tabla D.2: Errores relativos porcentuales para diferentes pasos de tiempo (1-360s)

<i>Paso de tiempo</i> (s)	T_{Glass} (°C)	<i>Error relativo</i> (%)
360	42.388	
120	42.316	0.1710
60	42.273	0.1005
30	42.243	0.0718
15	42.225	0.0438
10	42.218	0.0160
5	42.211	0.0168
3	42.210	0.0006
2	42.211	0.0003
1	42.211	0.0003

APÉNDICE E

Modelo de confort adaptativo

A continuación se muestra el modelo de confort adaptativo utilizado para definir el intervalo de temperatura de confort en cada uno de los días analizados en el presente estudio. Además, se presenta un breve explicación del concepto de confort y las variables principales que se ven involucradas.

El confort térmico se define como: “esa condición mental que expresa satisfacción con el entorno térmico” (ASHRAE Standard 55). Los autores establecen que la comodidad del cuerpo humano depende principalmente de tres variables ambientales: la temperatura, la humedad relativa y el movimiento del aire. Un modelo de confort adaptativo tiene el objetivo de generar índices que toman en cuenta la capacidad de las personas para incidir en su propia sensación de confort.

Un modelo de confort que está basado en una amplia gama de edificios, climas y culturas es el modelo de confort adaptativo presentado por Humphreys y Nicol [59]. Este modelo

plantea, en primer lugar, que las exigencias de confort no son las mismas para personas acostumbradas a edificios climatizados artificialmente y para aquellas que habitan en edificios climatizados por métodos pasivos. En este sentido, el autor plantea la ec. (E.1) la cual representa la temperatura de neutralidad para todos los edificios agrupados.

$$T_n = 24.2 + 0.43 (T_{prom} - 22) \cdot \exp \left[\left(\frac{-(T_{prom} - 22)}{28.28} \right)^2 \right] \quad (E.1)$$

donde, T_n es la temperatura de neutralidad, T_{prom} es la temperatura promedio (mensual o anual) del medio ambiente. Después de haber obtenido la temperatura de neutralidad, el modelo indica que para obtener la temperatura de confort se emplee la ec. (E.2) para una evaluación mensual.

$$T_{confort} = T_n \pm 1.75 \quad (E.2)$$

Para una evaluación anual se emplea la siguiente ecuación:

$$T_{confort} = T_n \pm 2 \quad (E.3)$$

El intervalo de temperatura de confort que se forma al utilizar la ec. (E.2) o la ec. (E.3) se utiliza para fijar los límites que indican cuando la vivienda estudiada requiera que se le suministre energía para calentar el interior o bien se le extraiga energía para mantener el interior a una temperatura agradable. A esta energía que se debe retirar o suministrar, y sirve para acondicionar una edificación se le conoce como carga térmica.

La carga térmica se puede dividir en dos tipos:

- **Carga de calentamiento:** es la cantidad de energía térmica suministrada a la habitación para incrementar su temperatura, cuando se encuentra por debajo del valor mínimo del intervalo de temperatura de confort.
- **Carga de enfriamiento:** es la cantidad de energía térmica extraída de la habitación

para disminuir su temperatura, cuando se encuentra por encima del valor máximo del intervalo de temperatura de confort.

El concepto de carga térmica juega un papel importante en la climatización de edificaciones, debido a la cantidad de carga térmica requerida para acondicionar una edificación afecta de manera directa el consumo de energía y el tiempo de operación del dispositivo eléctrico utilizado para climatizar dicha edificación. De manera que los dispositivos solares muestran una alternativa viable para disminuir la cantidad de carga térmica requerida por las edificaciones. En las Tablas E.1-E.4 se muestran las temperaturas promedio de cada mes, así como la temperatura de neutralidad y los límites máximos y mínimos de la temperatura de confort para cada uno de los meses y cada una de las ciudades analizadas.

Tabla E.1: Intervalos de temperaturas de confort para los meses del año 2023 en Cuernavaca, Morelos, México

<i>Mes</i>	T_{prom} (°C)	Temp. de neutralidad (°C)	Lim. Max. (°C)	Lim. Min. (°C)
Enero	22.0	24.20	26.0	22.5
Febrero	25.0	25.5	27.3	23.8
Marzo	27.0	26.4	28.2	24.7
Abril	29.0	27.4	29.2	25.7
Mayo	28.0	26.9	28.6	25.1
Junio	30.0	27.9	29.7	26.2
Julio	26.0	26.0	24.2	27.7
Agosto	25.0	25.5	27.3	23.8
Septiembre	26.0	26.0	24.2	27.7
Octubre	24.0	25.1	26.8	23.3
Noviembre	25.0	25.5	27.3	23.8
Diciembre	22.0	24.20	26.0	22.5

Tabla E.2: Intervalos de temperaturas de confort para los meses del año 2018 en CDMX, México

<i>Mes</i>	T_{prom} (°C)	Temp. de neutralidad (°C)	Lim. Max. (°C)	Lim. Min. (°C)
Enero	12.7	19.7	21.5	18.0
Febrero	16.8	21.9	23.6	20.1
Marzo	19.1	22.9	24.7	21.2
Abril	18.8	22.8	24.6	21.1
Mayo	20.1	23.4	25.1	21.6
Junio	19.3	23.0	24.8	21.3
Julio	18.5	22.7	24.4	20.9
Agosto	17.6	22.3	24.0	20.5
Septiembre	18.0	22.4	24.2	20.7
Octubre	17.5	22.2	24.0	20.5
Noviembre	15.8	21.4	23.2	19.7
Diciembre	14.6	20.8	22.5	19.0

Tabla E.3: Intervalos de temperaturas de confort para los meses del año 2018 en Monterrey, Nuevo León, México

<i>Mes</i>	T_{prom} (°C)	Temp. de neutralidad (°C)	Lim. Max. (°C)	Lim. Min. (°C)
Enero	12.1	19.4	21.1	17.6
Febrero	18.7	22.8	24.5	21.0
Marzo	21.4	23.9	25.7	22.2
Abril	21.9	24.2	25.9	22.4
Mayo	26.0	26.0	27.7	24.2
Junio	27.6	26.7	28.5	25.0
Julio	28.0	26.9	28.6	25.1
Agosto	28.4	27.1	28.8	25.3
Septiembre	25.8	25.9	27.6	24.1
Octubre	22.0	24.2	26.0	22.5
Noviembre	16.2	21.6	23.3	19.8
Diciembre	14.8	20.9	22.6	19.1

Tabla E.4: Intervalos de temperaturas de confort para los meses del año 2018 en Cd. Juárez, Chihuahua, México

<i>Mes</i>	T_{prom} (°C)	Temp. de neutralidad (°C)	Lim. Max. (°C)	Lim. Min. (°C)
Enero	10.0	18.0	19.8	16.3
Febrero	14.0	20.5	22.2	18.7
Marzo	18.0	22.4	24.2	20.7
Abril	23.0	24.6	26.4	22.9
Mayo	28.0	26.9	28.6	25.1
Junio	32.0	29.1	30.8	27.3
Julio	30.0	27.9	29.7	26.2
Agosto	30.0	27.9	29.7	26.2
Septiembre	26.0	26.0	27.7	24.2
Octubre	19.0	22.9	24.6	21.1
Noviembre	13.0	19.9	21.7	18.2
Diciembre	9.0	17.3	19.0	15.5

M.C. Benjamín
Álvarez Alor

**Estudio teórico-experimental de un captador solar de aire con y sin material
de cambio d fase**

2024



**TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO®**

cenidet[®]
*Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico*