

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE HONDURAS

Facultad de Ciencias

Escuela de Matemática y Ciencias de la Computación

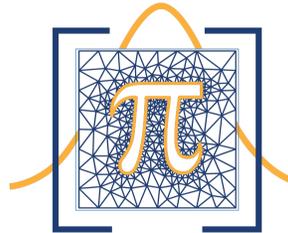
Maestría en Matemática



**MODELACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN
COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA PARA
CALENTAMIENTO DE AIRE**

Tesis presentada por:

Oswaldo E. Cubas



Tesis para obtener el grado de
Máster en Matemática con orientación en Ingeniería Matemática

Asesor:

Ph.D. Jorge A. Destephen

Tegucigalpa M.D.C., Honduras, 2022

Índice general

Agradecimientos	VIII
Resumen	IX
Abstract	x
1. Introducción	1
2. Fundamentos y revisión bibliográfica	4
2.1. Colector solar de placa plana	5
2.1.1. Cubierta transparente	5
2.1.2. Placa absorbente	6
2.1.3. Aislamiento	6
2.2. La radiación Solar	6
2.2.1. Reflexión de la radiación	8
2.3. Mecanismo de transferencia por convección	11
2.3.1. Capa límite de velocidad	12
2.3.2. Régimen de flujo laminar y turbulento	13
2.4. Transferencia de calor por convección natural	14
2.5. Rendimiento del colector	15
2.6. Modelos existentes para colectores solares planos	16
3. Modelación	19
3.1. Balance de energía del colector solar plano	19

3.1.1. Balance de energía en la cubierta transparente	20
3.1.2. Balance de energía en la placa absorbente	23
3.1.3. Balance de energía en el aislamiento térmico	26
3.1.4. Balance de energía en el aire interior del colector	26
3.1.5. Distribuciones de la temperatura en la dirección del flujo	28
3.1.6. Método de diferencias finitas para las ecuaciones de balance de energía	32
4. Resultados y Análisis	36
4.1. Propiedades físicas de los materiales	36
4.2. Comportamiento general de la temperatura en el colector	38
4.2.1. Temperatura de la cubierta transparente	43
4.2.2. Temperatura en la placa absorbente	45
4.2.3. Temperatura en el aislamiento térmico	48
4.2.4. Temperatura del aire interior	49
4.3. Simulaciones utilizando datos de la radiación solar en Tegucigalpa, Honduras	52
5. Conclusiones y trabajos futuros	56
5.1. Conclusiones	56
5.2. Trabajos futuros	57
Bibliografía	58

Índice de Figuras

2.1. Colector solar indirecto	4
2.2. Esquema lateral de un colector solar inclinado de placa plana	5
2.3. Ángulos de incidencia y refracción en medios con refracción n_1 y n_2	9
2.4. Absorción de radiación solar por placa absorbente bajo sistema de cubierta.	11
2.5. Sección transversal de un colector solar modelado por Duffie y Beckman.	17
2.6. Componentes del colector solar del modelo de Soriga y Badescu.	18
3.1. Procesos de transferencia de calor en el colector.	20
3.2. Balance de energía en el flujo de aire en el colector	29
3.3. Representación de la malla sobre la longitud del colector	32
4.1. Comportamiento de la temperatura del aire, la cubierta y la placa absorbente	39
4.2. Temperatura del aire para varias longitudes del colector variando la distancia entre la placa absorbente y la cubierta transparente	40
4.3. Considerando la temperatura del aire en diferentes velocidades	41
4.4. Comportamiento de la temperatura del aire al variar el ángulo de inclinación	42
4.5. Temperatura de la cubierta transparente de longitud 1, 2, y 3 metros.	43
4.6. Temperatura de la cubierta a diferentes distancias de la placa absorbente.	44
4.7. Efecto de la velocidad del aire en la temperatura de la cubierta.	45
4.8. Temperatura de la placa absorbente ante variaciones de la radiación solar	46
4.9. Temperatura de la placa absorbente variando la velocidad del aire	47
4.10. Temperatura del aislamiento térmico haciendo variaciones en la radiación solar	48
4.11. Temperatura del aire a diferentes longitudes del colector	49

ÍNDICE DE FIGURAS

4.12. Temperatura del aire a diferentes distancias entre la placa y la cubierta . . .	50
4.13. Vista lateral de la temperatura de un colector de un metro de longitud . . .	51
4.14. Vista lateral de la temperatura de un colector de dos metro de longitud . . .	51
4.15. Temperatura de salida del aire y temperatura ambiente el 27 de abril de 2022	53
4.16. Temperatura de salida del aire y temperatura ambiente el 28 de abril de 2022	54
4.17. Temperatura de salida del aire y temperatura ambiente el 29 de abril de 2022	55

Índice de Tablas

4.1. Propiedades físicas de los materiales del colector solar [3].	37
4.2. Número promedio de Nusselt y Rayleigh para diferentes ángulos de inclinación del colector	42
4.3. Temperatura de la placa absorbente a diferentes intensidades de radiación . .	47
4.4. Radiación solar y temperatura ambiente en Tegucigalpa el 27 de abril de 2022.	52
4.5. Radiación solar y temperatura ambiente en Tegucigalpa el 28 de abril de 2022.	53
4.6. Radiación solar y temperatura ambiente en Tegucigalpa el 29 de abril de 2022.	54

*A mis dos ángeles en el cielo: Mami Toñita y Mami Nena,
A mis mayores tesoros: Ana y Julián*

Agradecimientos

A Dios por estar siempre conmigo y con mi familia, por ayudarme a alcanzar mis metas y darme la sabiduría para realizar esta tesis.

A mi amada esposa Ana, por siempre apoyarme en mis decisiones y luchar conmigo en cada adversidad, por su incalculable paciencia durante todos estos años soportando conmigo el cansancio y enseñarme a sacar fuerzas de flaqueza, por ser mi fuente inagotable de amor y motivación constante.

A mis suegros, por darme un espacio en su familia y recibirme con cariño, por sus invaluable consejos, por su apoyo en todo momento pese a la dificultad y siempre tenerme en sus oraciones.

A mi cuñado, amigo y hermano Luis, por su gran amistad y gran corazón, por siempre alentarme a pensar en grande y verme con admiración, aun sin merecerlo.

A mi profesor y asesor, doctor Jorge Destephen, por su apoyo incondicional y orientación desde que inicie mi licenciatura, por compartir siempre su conocimiento y auxiliarme durante todo el proceso de elaboración de este trabajo.

Resumen

Este trabajo presenta un modelo computacional de transferencia de calor en colectores solares de placa plana para calentamiento de aire por convección natural. El modelo considera el balance de energía para la cubierta transparente, la placa absorbente, el aislamiento térmico y el aire que circula por el colector, obteniendo un sistema formado por tres ecuaciones diferenciales ordinarias y una ecuación diferencial parcial. Se utiliza el método de diferencias finitas para aproximar las soluciones del sistema y generar las simulaciones para conocer el comportamiento de los componentes en el colector. Para las simulaciones se consideraron variaciones en la radiación solar incidente, la velocidad del aire, el ángulo de inclinación y la separación entre placa y cubierta. Los resultados obtenidos muestran el comportamiento de la temperatura en los distintos componentes y en el aire circulante, permitiendo comprender cuales son los parámetros que más influyen en la variación de temperatura del aire en la salida del colector solar.

Palabras claves: convección natural, radiación solar, diferencias finitas, temperatura del aire, deshidratador solar.

Abstract

This work presents a computational model of heat transfer in flat plate solar collectors for air heating by natural convection. The model considers the energy balance for the transparent cover, the absorbent plate, the thermal insulation and the air that circulates through the collector, obtaining a system formed by three ordinary differential equations and a partial differential equation. The finite difference method is used to approximate the solutions of the system and generate the simulations to know the behavior of the components in the collector. For the simulations, variations in the incident solar radiation, the air speed, the angle of inclination and the separation between the plate and the cover were considered. The results obtained show the behavior of the temperature in the different components and in the circulating air, allowing us to understand which are the parameters that most influence the variation in air temperature at the solar collector outlet.

Key words: natural convection, solar radiation, finite differences, air temperature, solar dryer.

Capítulo 1

Introducción

La emergencia climática y la constante crisis energética de los últimos años está haciendo que se apueste por energías renovables en lugar de combustibles fósiles, como es la energía solar. Durante las últimas décadas, la energía solar se ha aprovechado con equipos cada vez más especializados y se ha utilizado como una fuente alternativa de energía, principalmente porque es gratuita y no daña el medio ambiente. Mediante el uso de paneles solares o colectores solares se puede utilizar la energía solar para obtener energía térmica o generar energía eléctrica de una forma económica y eficiente [2]. Particularmente, la energía solar en Honduras se ha convertido durante los últimos años en una de las opciones factibles en la generación de energía eléctrica [19].

Un colector solar toma la energía del sol, transforma su radiación en calor y luego transfiere ese calor a un fluido, generalmente agua o aire. Existen diferentes tipos de colectores diseñados para diferentes propósitos como calentar el agua de piscinas, obtener aire acondicionado, desalinizar agua de mar y otros muchos usos. Actualmente la más amplia aplicación de la energía solar se concentra en el uso de los colectores solares de placa plana, los cuales se diseñan preferentemente para aplicaciones térmicas que requieran la obtención de temperaturas de hasta 100°C , por encima de la temperatura ambiente [16]. Los colectores solares de placa plana son relativamente fáciles de construir, no requieren seguimiento del sol, no necesitan de una conexión eléctrica y requieren de poco mantenimiento por lo que resultan una opción rentable y económica [4,8].

Los colectores solares de aire son ampliamente utilizados en los sistemas de calefacción de edificios de viviendas y sótanos, garajes y almacenamiento. También son comúnmente utilizados por pequeños y medianos productores para la deshidratación de alimentos mejorando la calidad en los procesos de producción y agilizando los tiempos de secado de sus productos, lo cual permite que obtengan productos más limpios ya que no son secados a la intemperie. A pesar de contar con numerosas cualidades a favor, es también cierto que para obtener un óptimo desempeño del colector se deben controlar periódicamente algunos factores que afectan la temperatura y el flujo del aire.

Existen diversos tipos de colectores solares de placa plana. En esta tesis nos enfocamos en los colectores de placa plana inclinados con cubierta transparente que cuentan con una entrada de aire en la parte inferior mientras que la salida se sitúa en la parte alta. El tipo de circulación del aire es natural por convección. El objetivo es modelar la transferencia de calor en el colector para determinar la temperatura de salida del aire y analizar su comportamiento a medida que se hacen variar los distintos factores del entorno.

En el Capítulo 2 se presenta una investigación bibliográfica acerca de los enfoques que se han tomado para modelar la transferencia de calor en colectores solares planos y los diferentes coeficientes de transferencia involucrados por conducción, convección y radiación.

En el Capítulo 3 se describe la metodología para construir un sistema de ecuaciones diferenciales del colector solar y la discretización de cada una de las ecuaciones utilizando el método de diferencias finitas.

En el Capítulo 4 se muestran los resultados con su respectivo análisis. Inicialmente, se definen las propiedades de los materiales utilizados en el colector a partir de las cuales se realizan simulaciones haciendo variar las dimensiones del colector, la velocidad del viento, el ángulo de inclinación y la cantidad de radiación recibida por la placa absorbente.

Finalmente, en el Capítulo 5 se describen las conclusiones obtenidas del análisis de

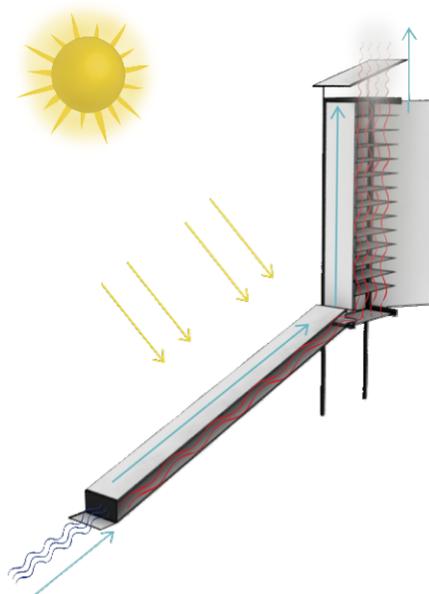
los resultados y se da un planteamiento de los trabajos a futuro.

Capítulo 2

Fundamentos y revisión bibliográfica

El secado solar indirecto es más eficiente que el secado solar directo. Este método de secado se utiliza para evitar la exposición directa del producto a la radiación solar, haciendo que el aire pase inicialmente a través de una unidad colectora. En la Figura 2.1 se observa el diseño típico de un deshidratador solar de alimentos, compuesto por un colector inclinado que permite que el flujo de aire entrante se caliente y sea transferido a una cámara de secado [21]. Con el secado indirecto se alcanza un mayor control de las condiciones de secado, por lo que se obtiene un producto de mejor calidad [9].

Figura 2.1: Colector solar indirecto



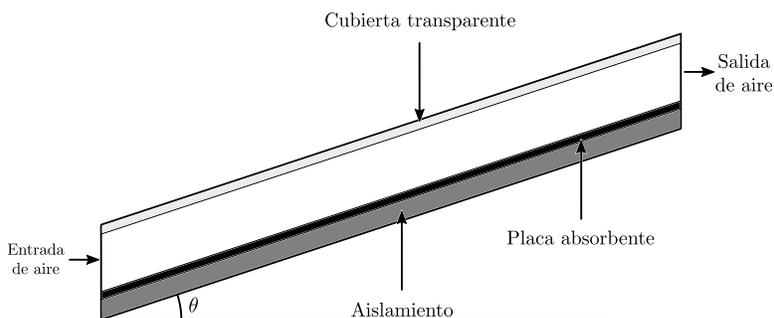
Fuente: <https://ecotec.unam.mx/wp-content/uploads/Funcionamiento.png>

2.1. Colector solar de placa plana

Uno de los primeros estudios específicos realizados acerca del comportamiento de los colectores solares fue desarrollado por [11], estableciendo el primer modelo térmico de éstos y sentando los fundamentos teóricos de futuras investigaciones.

El colector de placa plana es uno de los diseños comunes de colectores solares y se suele utilizar para aplicaciones con rango de temperatura bajo o medio de 60 a 100 °C [13]. Las partes importantes de un colector solar de placa plana típico para calentamiento de aire son una superficie de absorción de energía solar con medios para transferir la energía absorbida al fluido, una cubierta transparente a la radiación solar sobre la superficie del absorbedor que reduce las pérdidas por convección y radiación a la atmósfera, y el aislamiento para reducir las pérdidas por conducción [8].

Figura 2.2: Esquema lateral de un colector solar inclinado de placa plana



Fuente: Elaboración propia.

2.1.1. Cubierta transparente

La cubierta transparente, generalmente de vidrio, es el primer componente sobre el que incide la radiación solar. Esta permite generar el efecto invernadero y a la vez reducir las pérdidas por convección, mejorando así el rendimiento del colector. Comúnmente se utiliza un tipo especial de vidrio conocido como vidrio solar que disminuye la reflectividad e incluye

un coeficiente de transmisión bajo para radiaciones de longitudes de ondas largas emitidas por la placa absorbente, favoreciendo el efecto invernadero [18].

2.1.2. Placa absorbente

La placa absorbente es la encargada de transformar la radiación solar incidente en calor y transmitirlo al fluido. La capacidad de la placa absorbente se define según la relación entre el flujo de radiación absorbida por una superficie y la radiación total que incide sobre ella, conocida como absorptancia (α) y la capacidad de un objeto de emitir energía infrarroja, conocida como emisividad (ϵ) del material utilizado [18].

Los materiales mas apropiados para placas absorbentes son aquellos que posean muy buena conductividad térmica, precio razonable y baja capacidad calorífica. El cobre y el aluminio son los más apropiados, aunque el aluminio se prefiere actualmente por su bajo precio. A su vez, la placa absorbente se reviste con una sustancia que sirva de superficie selectiva a las emisiones radiactivas de la energía solar, aumentando su absorptancia [16].

2.1.3. Aislamiento

El aislamiento térmico del colector se utiliza para reducir las pérdidas de la energía captada [18]. Los materiales aislantes comunes disponibles incluyen poliuretano, poliestireno expandido, fibra de vidrio, aserrín, corcho y madera contrachapada [1].

2.2. La radiación Solar

La radiación electromagnética emitida por el sol se conoce como radiación solar y gran parte de ella cae en la banda de longitudes de onda de $0.3 - 3\mu m$. La mitad de esta radiación es luz y el restante es ultravioleta o infrarroja. A una temperatura absoluta por encima de cero, un cuerpo emite radiación en todas direcciones en un amplio rango de longitudes de

onda. La cantidad de energía radiada depende del material del cuerpo que la emite. Para comparar las propiedades de radiación de distintas superficies reales se define un cuerpo idealizado llamado cuerpo negro, que funciona como un emisor y absorbedor perfecto [3].

La energía radiante emitida por un cuerpo negro por unidad de tiempo y por unidad de área se expresa como:

$$E_b(T) = \sigma T^4$$

determinada de forma experimental donde $\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ es la constante de Stefan-Boltzmann y T es la temperatura absoluta de la superficie en K . Un cuerpo negro emite radiación de manera uniforme en todas las direcciones pero este no es el caso de las superficies reales [3]. Un cuerpo real emite una menor cantidad de radiación. Así, el flujo de calor por unidad de área que emite una superficie real está dado por la expresión:

$$E_b(T) = \sigma \epsilon T^4$$

Esta propiedad superficial adquiere valores entre cero y la unidad, y constituye una medida para evaluar cuán efectivamente emite radiación un cuerpo real con respecto a uno negro [22].

Para predecir el rendimiento de los colectores solares, es necesario evaluar el intercambio de radiación entre una superficie y el cielo. Considerando el cielo como un cuerpo negro, la radiación neta de una superficie de área A con temperatura T al cielo con temperatura T_s es

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon A \sigma (T^4 - T_s^4) \tag{2.1}$$

En el colector, del total de la radiación solar que incide sobre la cubierta, solo una parte alcanza la placa absorbente [18]. La radiación solar que atraviesa la cubierta transparente del colector, sufre una serie de fenómenos físicos que disminuyen la intensidad de la energía

que finalmente es convertida en energía térmica utilizable [16].

2.2.1. Reflexión de la radiación

La transmisión, reflexión y absorción de la radiación solar por las diversas partes de un colector solar son importantes para determinar el rendimiento del colector. La transmitancia, la reflectancia y la absorbancia son funciones de la radiación entrante, el espesor, el índice de refracción y el coeficiente de extinción del material [8]. La transmitancia representa la cantidad de luz que atraviesa un cuerpo en una determinada longitud de onda, la reflectancia indica la capacidad de un cuerpo de reflejar la luz y la absorbancia se refiere a la medida que representa cómo se atenúa la radiación cuando atraviesa un elemento.

Para superficies lisas se han derivado expresiones para la reflexión de la radiación que pasa de un primer medio con índice de refracción n_1 a un segundo medio con índice de refracción n_2 [8]:

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (2.2)$$

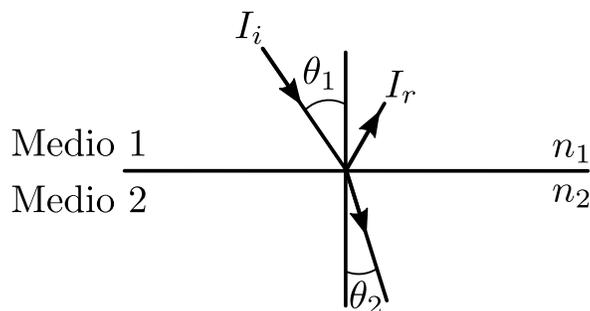
$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (2.3)$$

$$r = \frac{I_r}{I_i} = \frac{r_{\perp} + r_{\parallel}}{2} \quad (2.4)$$

donde θ_1 es el ángulo de incidencia y θ_2 es el ángulo de refracción, como se muestra en la Figura 2.3. La Ecuación 2.2 representa la componente de radiación perpendicular r_{\perp} , y la Ecuación 2.3 representa la componente de radiación paralela r_{\parallel} . (Paralela y perpendicular se refieren al plano definido por el haz incidente y la superficie normal).

Según [8], estos ángulos están relacionados con los índices de refracción por la ley de Snell,

$$n_1 \sin \theta_1 = n_2 \sin \theta_2 \quad (2.5)$$

Figura 2.3: Ángulos de incidencia y refracción en medios con refracción n_1 y n_2 .

Fuente: Figura tomada de [8].

Por lo tanto, conociendo el ángulo de incidencia y los índices de refracción, es posible calcular la reflectancia entre los medios.

Generalmente, las componentes r_{\parallel} y r_{\perp} no son iguales y se calcula la transmitancia del medio como la transmitancia promedio de las dos componentes,

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right) \quad (2.6)$$

donde el subíndice r indica que solo se han considerado las pérdidas por reflexión. Por otro lado, haciendo el cociente entre la radiación transmitida y la radiación incidente se obtiene

$$\tau_a = \frac{I_{transmitida}}{I_{incidente}} = \exp \left(-\frac{KL}{\cos \theta_2} \right) \quad (2.7)$$

donde el subíndice a indica que solo se están considerando las pérdidas por absorción y, donde K es el coeficiente de extinción del medio que se supone constante en el espectro solar y L es la longitud del medio.

En [8] se plantea una simplificación para el cálculo de la transmitancia de la cubierta

de un colector a partir de las ecuaciones 2.6 y 2.7 como

$$\tau \cong \tau_a \tau_r \quad (2.8)$$

y la absorbancia de la cubierta se puede aproximar haciendo

$$\alpha_c \cong 1 - \tau_a \quad (2.9)$$

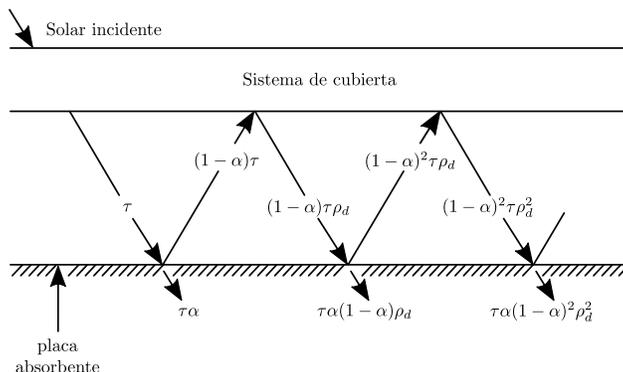
Una cualidad importante es el aprovechamiento de la radiación difusa, existente cuando el cielo está nublado, pero que penetra igualmente a través de la cubierta [18]. Cuando la radiación que atraviesa la cubierta alcanza la placa absorbente, una parte es absorbida por la placa y el resto es reflejado de vuelta a la cubierta. Sin embargo, toda esta radiación no se pierde ya que parte de ella, a su vez, se refleja de regreso a la placa y el proceso se repite. En la Figura 2.4 se ilustra este proceso donde τ es la transmitancia de la cubierta y α es la absorbancia de la placa. Una porción τ de la radiación incidente es transmitida a la placa, una fracción $\tau\alpha$ es absorbida y $(1 - \alpha)\tau$ es reflejada hacia la cubierta. Se supone que la reflexión de la placa absorbente es difusa, por lo que la fracción que golpea la cubierta es radiación difusa y $(1 - \alpha)\tau\rho_d$ se refleja de regreso a la placa absorbente [8]. La cantidad ρ_d se refiere a la reflectancia de la cubierta para la radiación difusa incidente desde el lado inferior y se puede estimar a partir de la Ecuación 2.10 a un ángulo de 60° .

$$\rho_d \cong \tau_a(1 - \tau_r) = \tau_a - \tau \quad (2.10)$$

Determinar la cantidad de radiación difusa es la parte más complicada de la elaboración de las tablas de radiación solar incidente mensual y anual [18].

La cantidad total de radiación incidente absorbida por la placa, conocida como producto transmitancia-absorbancia ($\tau\alpha$), se puede calcular haciendo la suma infinita de

Figura 2.4: Absorción de radiación solar por placa absorbente bajo sistema de cubierta.



Fuente: Figura tomada de [8].

las múltiples reflexiones de la radiación difusa,

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha)\rho_d} \quad (2.11)$$

2.3. Mecanismo de transferencia por convección

La transferencia de calor por convección involucra el movimiento del fluido así como la conducción del calor. La transferencia de calor se mejora con el movimiento del fluido, ya que pone en contacto porciones más calientes y más frías de ese fluido, iniciando índices más altos de conducción en un gran número de sitios. La convección se clasifica como convección natural y convección forzada, dependiendo de la manera en que se inicia el movimiento del fluido. En la convección forzada se utiliza un medio externo para mover el fluido mientras que en la convección natural el movimiento es causado por medios naturales [3].

La razón de la transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de manera conveniente por la ley de Newton de enfriamiento como

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_{\infty})$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2\text{ }^\circ C$), A_s es el área superficial de transferencia de calor (m^2), T_s es la temperatura de la superficie ($^\circ C$) y T_∞ es la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie ($^\circ C$) [3].

El coeficiente de transferencia de calor por convección es a menudo difícil de determinar debido a la dependencia del mismo a varios factores que afectan el flujo del fluido. Entre estos factores se encuentra la rugosidad de las superficies que lo confinan, la viscosidad y compresibilidad del fluido y el régimen de flujo que gobierna el sistema. Este último, puede clasificarse en régimen laminar que ocurre cuando el flujo se caracteriza por líneas suaves de corriente y un movimiento altamente ordenado y en régimen turbulento que se da cuando el flujo se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad y un movimiento altamente desordenado.

2.3.1. Capa límite de velocidad

El fluido consta de capas adyacentes apiladas una sobre la otra. La velocidad de las partículas en la primera capa de fluido adyacente a la placa se vuelve cero debido a la condición de no resbalamiento, es decir, cuando un fluido se pone en contacto directo con un sólido y este se adhiere a la superficie debido a los efectos viscosos y no se desliza. Esta capa inmóvil retarda las partículas de la capa vecina como resultado de la fricción de las partículas de ambas capas adjuntas que tienen velocidades diferentes. Según [3], en la mayor parte de los fluidos, el esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de velocidad, y el esfuerzo cortante en la superficie es expresada como

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.12)$$

donde la constante de proporcionalidad μ (Ns/m^2) se llama viscosidad dinámica del fluido. También es frecuente encontrarse con la razón de la viscosidad dinámica con respecto a

la densidad. A esta razón se le da el nombre de viscosidad cinemática y se expresa como $\nu = \mu/\rho$ (m^2/s).

La viscosidad de un fluido es una medida de su resistencia a la deformación y es una función dependiente de la temperatura. La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad es por medio del número de Prandtl adimensional, que relaciona la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica. Está definido como

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha_a} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.13)$$

donde α_a es la difusividad térmica, c_p es la capacidad calorífica específica y k es la conductividad térmica del medio. Los números de Prandtl para los gases rondan la unidad, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. Para el caso de los gases, la viscosidad aumenta a medida que crece la temperatura y esto a su vez provoca variaciones en el número de Prandtl.

2.3.2. Régimen de flujo laminar y turbulento

Se dice que el régimen de flujo es laminar cuando está caracterizado por líneas suaves de corriente y un movimiento altamente ordenado y se dice que es turbulento cuando se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad y un movimiento altamente desordenado.

La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre en forma repentina; por el contrario, tiene lugar sobre cierta región en la que el flujo fluctúa entre laminar y turbulento, antes de volverse por completo turbulento. La mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica son turbulentos [3].

2.4. Transferencia de calor por convección natural

En la convección natural el movimiento del fluido no es generado por fuentes externas como una bomba, ventilador o dispositivos de succión, se da solo por la diferencia de densidades en el fluido ocurriendo debido a gradientes de temperatura. El fluido que rodea una fuente de calor recibe calor y por la expansión térmica se hace menos denso y asciende [3].

La razón de las fuerzas de flotabilidad con respecto a las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido es conocida como número de Grashof (Gr), dado como un parámetro adimensional por la expresión

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (2.14)$$

donde g es la constante de aceleración gravitacional (m/s^2), β es el coeficiente de expansión volumétrica ($1/K$), T_s es la temperatura de la superficie ($^\circ C$), T_∞ es la temperatura del fluido que se encuentra suficientemente lejos de la superficie ($^\circ C$), L es la longitud característica de la configuración geométrica (m) y ν es la viscosidad cinemática del fluido (m^2/s) [3]. Para el caso de los gases ideales, el coeficiente $\beta = 1/T$ siendo T la temperatura del gas [3, 15]. El número de Grashof se utiliza como el indicador principal para determinar si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la convección natural [3].

La tasa de transferencia de calor entre dos placas inclinadas en algún ángulo con respecto al horizonte tiene una importancia obvia en el desempeño de los colectores de placa plana. Los datos de transferencia de calor por convección natural generalmente se correlacionan en términos del número de Prandtl (Pr) definido por la Ecuación 2.13, el número de Grashof (Gr) definido por la Ecuación 2.14 y el número de Nusselt (Nu) que está dado como

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2.15)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor (W/m^2K), k es el coeficiente de conductividad térmica del aire (W/mK) y L es la longitud entre la placa y cubierta (m) [8, 14]. Algunas representaciones del número de Nusselt se definen en términos del número de Rayleigh (Ra), el cual es el producto de los números de Grashof y Prandtl,

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{\alpha_a} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha_a} \quad (2.16)$$

Es así que, por sí mismo el número de Rayleigh puede considerarse como la razón de las fuerzas de flotabilidad y los productos de las difusividades térmica y de cantidad de movimiento.

Estudios experimentales realizados por [10], plantean la relación entre el número de Nusselt y el número de Rayleigh para ángulos de inclinación de 0 a 60° como

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \theta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \theta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (2.17)$$

donde θ es el ángulo de inclinación del colector y el significado del exponente + es que solo se deben usar valores positivos de los términos entre corchetes y usar cero si el término es negativo.

2.5. Rendimiento del colector

El calor útil del colector solar plano se determina mediante la ecuación

$$Q_u = \dot{m}_a c_p (T_s - T_e) \quad (2.18)$$

donde T_e y T_s son las temperaturas de entrada y salida del fluido en el colector, c_p es el calor

específico del aire y \dot{m}_a es el flujo de aire que circula por el colector [14].

La eficiencia térmica η de un colector solar plano, se determina relacionando la cantidad de energía que incide sobre él y la cantidad de energía que es removida por el fluido de trabajo Q_u [7]. La eficiencia térmica está dada de la ecuación:

$$\eta = \frac{Q_u}{\eta_0 AI} \quad (2.19)$$

siendo A el área de captación del colector, I la radiación total sobre la superficie inclinada, Q_u el calor útil dado por la Ecuación 2.18 y η_0 la eficiencia óptica del colector dada por la el producto de la transmisividad de la cubierta y la absorptividad de la placa calculado en la Ecuación 2.11.

2.6. Modelos existentes para colectores solares planos

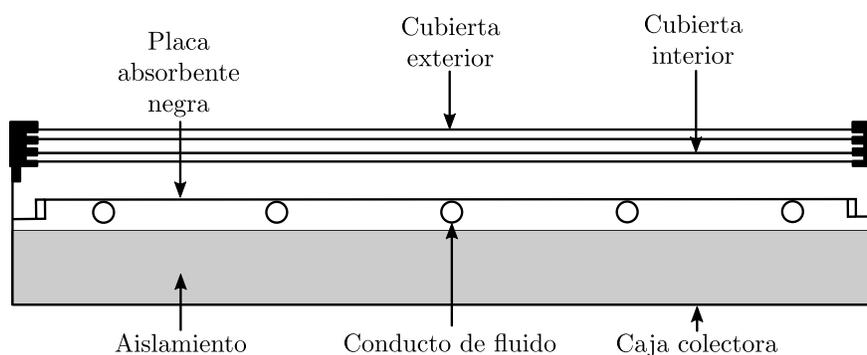
Existen dos métodos principales para modelar un colector solar, un método nodal y método global, como se describe en [21]. El método nodal se basa en cortar el sistema en secciones equidistantes en la dirección del flujo de aire y escribir las ecuaciones balanceadas en cada volumen de control. Esto permite predecir la temperatura de salida del aire y determinar de una mejor manera el rendimiento del colector. En cambio, el método global considera el sistema como un todo, dando mejores enfoques explicativos del comportamiento térmico del sistema.

Uno de los primeros modelos nodales fue descrito en [12], considerando las condiciones de balance de calor para la cubierta, la placa absorbente y el fluido circulante de un colector solar comercial para exteriores, bajo condiciones climáticas transitorias. Gran parte de la literatura, salvo algunos estudios comparativos, se enfoca en aplicar un método global para determinar el comportamiento del colector solar. El desarrollo habitual de los modelos para

colectores solares parte de considerar cada componente del colector por separado, realizando un balance de energía para cada uno formando así un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias que puede resolverse utilizando métodos numéricos o directamente, usando algún software o paquete especializado.

Los trabajos desarrollados por Duffie, J. y Beckman, W. [8] son un común objeto de referencia en las investigaciones modernas debido a su notable aporte a la ingeniería solar. En su trabajo con colectores planos consideran desarrollar el modelo para un calentador de agua representado en la Figura 2.5, y la mayor parte de su análisis se hace en referencia a esa geometría. Para este modelo, se considera que la placa absorbente tiene soldados varios tubos o conductos de fluido metálicos por los cuales se transporta el agua que se quiere calentar. Debajo de esta sección se ubica la capa de aislamiento.

Figura 2.5: Sección transversal de un colector solar modelado por Duffie y Beckman.

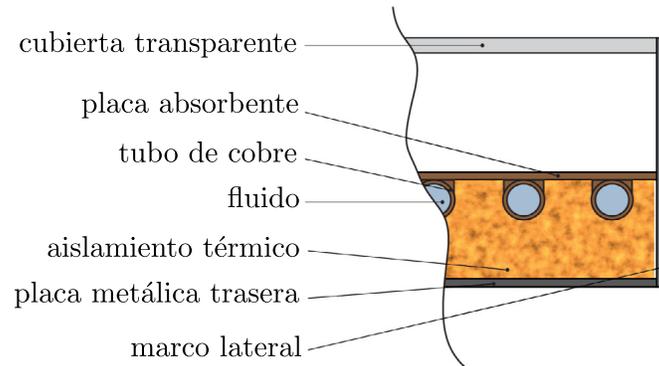


Fuente: Figura tomada de [8].

Algunos estudios desarrollan análisis de varios modelos realizando comparaciones entre ellos. Este es el caso en [18], donde se considera el modelo de [8] tanto en régimen transitorio como en régimen permanente y el modelo desarrollado por Soriga, I. y Badescu V. en [20] donde, además de considerar los balances para la cubierta transparente, la placa absorbente y el fluido, también incluyen el balance para el aislamiento, la placa metálica inferior y lateral del colector, como se muestra en la Figura 2.6.

Además de los colectores con funcionamiento para calentamiento de agua, algunos

Figura 2.6: Componentes del colector solar del modelo de Soriga y Badescu.



Fuente: Figura tomada de [20].

investigadores han propuesto modelos específicos para colectores de calentamiento de aire como en [14] donde se plantea un sistema para modelar el comportamiento de la cubierta, la placa absorbente y el aire interior del colector usando un método global. Un análisis similar es desarrollado por [6] y [21], donde el colector es parte de un calentador o deshidratador indirecto.

Una vez definidos los fundamentos del funcionamiento en un colector solar de placa plana y revisado los modelos específicos para calentamiento de agua o aire utilizando métodos globales, podemos pasar a representar el balance de energía de las componentes del colector que serán consideradas en este trabajo de tesis. En el siguiente capítulo se plantea el análisis de los factores que interactúan con el colector y obtener así un modelo utilizando un método nodal que posteriormente será discretizado y aproximado mediante un método de diferencias finitas.

Capítulo 3

Modelación

3.1. Balance de energía del colector solar plano

Un concepto fundamental para el análisis térmico de cualquier sistema térmico es la conservación de la energía, que puede analizarse mediante el cálculo del balance de energía en condiciones de estado estacionario. En estado estacionario, la producción de energía útil del colector es la diferencia entre la radiación solar absorbida y las pérdidas térmicas totales del colector. Cuanto mayor sea la producción de energía útil de un colector solar, mayor será la eficiencia esperada.

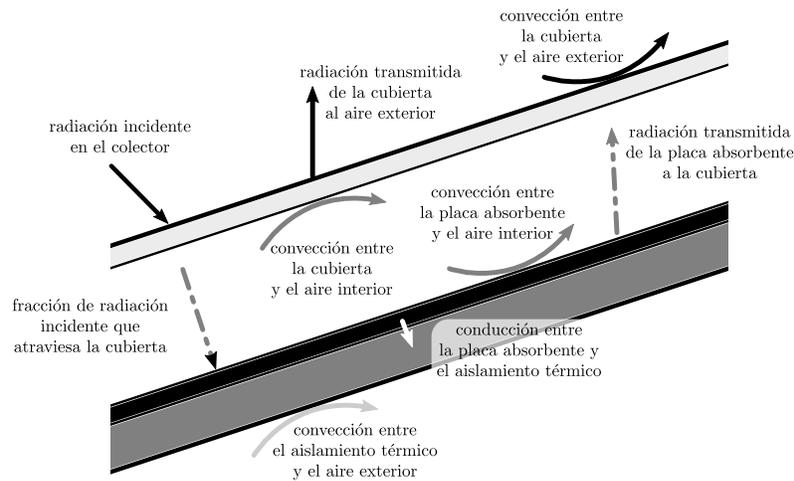
En este capítulo se desarrollará el balance de energía para la cubierta transparente, la placa absorbente, el aislamiento térmico y el aire al interior del colector. En la figura 3.1, se muestran los distintos procesos de transferencia que se dan entre los componentes.

La ecuación general que caracteriza el balance de energía es la primera ley de la termodinámica, la cual para el caso particular del colector podrá ser expresada como

$$E_{acum} = E_e - E_s \quad (3.1)$$

donde E_{acum} , E_e y E_s son la energía acumulada en el sistema, la energía que entra al sistema y la energía que sale del sistema, respectivamente [14].

Figura 3.1: Procesos de transferencia de calor en el colector.



Fuente: Elaboración propia.

3.1.1. Balance de energía en la cubierta transparente

La cubierta, al ser transparente a la radiación solar, transmite una fracción τ de ésta al interior del colector. La energía recibida por la cubierta $(E_e)_c$ está dada por

$$(E_e)_c = Q_c + Q_{pc} + Q_{ac} \quad (3.2)$$

donde Q_c es la radiación solar incidente sobre la cubierta, Q_{pc} es el calor radiado desde la placa absorbente y Q_{ac} es el calor ganado por convección del aire caliente que circula por el interior del colector.

El calor recibido por la cubierta mediante radiación desde el exterior está dado por la ecuación:

$$Q_c = (1 - \tau_\alpha)IA \quad (3.3)$$

siendo I la intensidad de radiación incidente en el colector (W/m^2), A el área de la cubierta (m^2) y τ_α la transmitancia de la cubierta considerando únicamente las pérdidas por absorción, definida por la Ecuación (2.7).

El calor recibido por la cubierta que es radiado desde la placa absorbente esta dado por la ecuación:

$$Q_{pc} = h_{pc}A(T_p - T_c) \quad (3.4)$$

donde T_p y T_c son las temperaturas de la placa absorbente y la cubierta (K), respectivamente. El término h_{pc} es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la cubierta (W/m^2K), dado por la expresión:

$$h_{pc} = \frac{\sigma(T_c + T_p)(T_c^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{1}{\epsilon_p} - 1} \quad (3.5)$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann, ϵ_c y ϵ_p son las emisividades de la cubierta y la placa absorbente, respectivamente.

En esta tesis consideramos que la transferencia por convección ocurre por medios naturales, o lo que se conoce como convección natural o libre, por lo que cuando se mencione la convección se debe entender que se refiere a convección natural, a menos que se indique lo contrario.

El calor cedido a la cubierta por el aire dentro del colector mediante convección, se describe por la ecuación:

$$Q_{ac} = h_{ac}A(T_a - T_c) \quad (3.6)$$

siendo T_a y T_c la temperatura del aire en el colector y la temperatura de cubierta, respectivamente. El coeficiente h_{ac} representa la transferencia de calor por convección entre el aire interior y la cubierta (W/m^2K) que viene dado por la expresión:

$$h_{ac} = \frac{Nu_{ac}k_a}{\delta_a} \quad (3.7)$$

que se obtiene de la Ecuación (2.15), donde Nu_{ac} representa el número de Nusselt descrito

por la Ecuación (2.17), k_a es la conductividad térmica del aire (W/mK) y δ_a es la distancia entre la placa absorbente y la cubierta transparente.

Luego, las pérdidas de calor de la cubierta $(E_s)_c$ se deben al flujo de aire exterior que envuelve al colector. Estas pérdidas están dadas por la ecuación:

$$(E_s)_c = Q_{rcamb} + Q_{ccamb} \quad (3.8)$$

donde Q_{rcamb} y Q_{ccamb} son el calor transferido por radiación y por convección desde la cubierta al ambiente, respectivamente. El calor radiado desde la cubierta al exterior está dado por:

$$Q_{rcamb} = h_{rcamb}A(T_c - T_{amb}) \quad (3.9)$$

siendo h_{rcamb} el coeficiente de transferencia de calor entre la cubierta y el aire descrito en [14] como:

$$h_{rcamb} = \frac{\epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{cielo}^2)(T_c + T_{cielo})(T_c - T_{cielo})}{T_c - T_{amb}} \quad (3.10)$$

donde T_{amb} es la temperatura ambiente que se encuentra en las cercanías del colector y T_{cielo} es considerada como la temperatura de cielo, dada por:

$$T_{cielo} = 0.0552T_{amb}^{1.5} \quad (3.11)$$

Luego, el calor cedido al ambiente por efectos de la convección sería:

$$Q_{ccamb} = h_{amb}A(T_c - T_{amb}) \quad (3.12)$$

donde h_{amb} es el coeficiente de transferencia de calor debido a la convección entre cubierta y aire exterior. Este coeficiente ha sido calculado de forma experimental en diferentes trabajos, considerando un conjunto específico de condiciones. En [14], la ecuación usada

para representar este coeficiente es:

$$h_{amb} = 5.7 + 3.8u \quad (3.13)$$

mencionada también en otros trabajos realizados por [8, 17], donde u es la velocidad del viento expresada en m/s y el coeficiente h_{amb} está dado en W/m^2K .

La energía acumulada en la cubierta es caracterizada por la variación de la energía interna, es decir,

$$(E_{acum})_c = m_c c_{pc} \frac{dT_c}{dt} \quad (3.14)$$

donde m_c y c_{pc} son la masa de la cubierta (kg) y el calor específico de la cubierta (J/kgK). Entonces, sustituyendo en la Ecuación (3.1) el balance de energía para la cubierta transparente sería:

$$m_c c_{pc} \frac{dT_c}{dt} = Q_c + Q_{pc} + Q_{ac} - Q_{rcamb} - Q_{ccamb} \quad (3.15)$$

3.1.2. Balance de energía en la placa absorbente

La placa absorbente recibe la radiación solar que viene desde la cubierta. Por efecto de la reflectividad y absorción de la cubierta, solo es transmitida una fracción de la radiación total incidente en el colector. La energía recibida por la placa $(E_e)_p$ esta dada por

$$(E_e)_p = Q_p \quad (3.16)$$

donde Q_p es la energía captada por la placa que está dada por la expresión:

$$Q_p = (\tau\alpha)IA \quad (3.17)$$

siendo el término $\tau\alpha$ el producto transmitancia-absortancia para la placa absorbente descrito por la Ecuación (2.11), I es la radiación solar incidente en el colector y A el área de la placa absorbente. El producto transmitancia-absortancia es conocido a su vez, como la eficiencia óptica del colector, a veces denotado por η_0 [14].

La energía que sale de placa absorbente $(E_s)_p$ se representa con la ecuación:

$$(E_s)_p = Q_{pc} + Q_{pa} + Q_{pais} \quad (3.18)$$

donde Q_{pc} es la energía transmitida como radiación a la cubierta, Q_{pa} es la energía cedida al aire por efecto de la convección con la placa y Q_{pais} es el calor dado al aislamiento térmico por conducción. La energía radiada entre cubierta y placa ya fue definida por la Ecuación (3.4).

Para determinar el calor cedido al aire desde la placa absorbente por convección se realiza un análisis similar al de la cubierta y el aire interior. La ecuación que describe este proceso es:

$$Q_{pa} = h_{pa}A(T_p - T_a) \quad (3.19)$$

siendo T_p y T_a la temperatura de la placa absorbente y la temperatura del aire en el colector, respectivamente. El coeficiente h_{pa} representa la transferencia de calor por convección entre la placa y el aire interior (W/m^2K) que viene dado por la expresión:

$$h_{pa} = \frac{Nu_{pa}k_a}{\delta_a} \quad (3.20)$$

donde Nu_{pa} es el número de Nusselt obtenido con la Ecuación (2.17), k_a es la conductividad térmica del aire (W/mK) y δ_a es la distancia entre la placa absorbente y la cubierta transparente.

El calor trasferido por conducción al aislamiento térmico desde la placa absorbente,

se calcula considerando la conducción de calor entre capas de materiales diferentes. En [3], se utiliza el concepto de resistencia térmica para determinar la razón de la transferencia de calor estacionaria a través de dos materiales, donde la resistencia a la conducción de cada capa es L/kA siendo L el espesor de la capa, k el coeficiente de conductividad térmica y A el área del medio. Es así que la razón de transferencia entre la placa y el aislante viene dada como

$$Q_{pais} = \frac{T_p - T_{ais}}{R_{total}} \quad (3.21)$$

donde R_{total} es la resistencia térmica total, expresada en términos de la resistencia de la placa (R_p) y la resistencia del aislante (R_{ais}) como

$$R_{total} = R_p + R_{ais} = \frac{\delta_p}{k_p A} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais} A} \quad (3.22)$$

siendo A el área de contacto entre los medios, δ_p el espesor de la placa absorbente con conductividad térmica k_p , y δ_{ais} el espesor del aislamiento térmico con conductividad térmica k_{ais} . Por lo tanto, reescribiendo la Ecuación (3.23) sería

$$Q_{pais} = \frac{T_p - T_{ais}}{\frac{\delta_p}{k_p A} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais} A}} = \frac{A(T_p - T_{ais})}{\frac{\delta_p}{k_p} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} \quad (3.23)$$

La energía acumulada en la placa absorbente dada por la variación de energía interna es caracterizada por:

$$m_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt} \quad (3.24)$$

donde m_p y c_{pp} son la masa de la placa absorbente (kg) y su calor específico (J/kgK), respectivamente. Luego, el balance de energía para la placa absorbente está dado por la

ecuación:

$$m_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt} = Q_p - Q_{pc} - Q_{pa} - Q_{pais} \quad (3.25)$$

3.1.3. Balance de energía en el aislamiento térmico

Para obtener el balance de energía en el aislamiento térmico ubicado en la parte inferior del colector tomaremos en cuenta dos componentes: el calor entrante en el aislamiento que es el calor transmitido desde la placa absorbente (Q_{pais}) calculado en la Ecuación (3.23) y el calor cedido al exterior del colector por la parte inferior debido a la convección (Q_{aisamb}), que se calcula de forma similar a la razón de transferencia entre la placa y el aislamiento, por la ecuación:

$$Q_{aisamb} = \frac{A(T_{ais} - T_{amb})}{\frac{1}{h_{amb}} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} \quad (3.26)$$

donde T_{ais} es la temperatura del aislamiento térmico (K) y h_{amb} es el coeficiente de transferencia de calor por convección con el ambiente, determinado por la Ecuación (3.13).

Por lo tanto, el balance de energía para el aislamiento está dado por la ecuación:

$$m_{ais} c_{pais} \frac{dT_{ais}}{dt} = Q_{pais} - Q_{aisamb} \quad (3.27)$$

siendo m_{ais} y c_{pais} la masa (kg) y el calor específico (J/kgK) del aislamiento térmico.

3.1.4. Balance de energía en el aire interior del colector

El aire interior se calienta a medida que avanza dentro del colector debido a la transferencia de calor por convección con la placa absorbente. A su vez, el aire que entra en contacto con la cubierta transparente cede parte de su calor a esta. En el balance de energía en aire interior del colector debe considerarse también el flujo de energía que entra con el

aire ambiental y el flujo de energía que sale con aire caliente por el extremo superior del colector.

La fracción de energía ganada por el aire interior debido al flujo de aire entrante es dada por la expresión:

$$\dot{m}_a c_{pa} T_e \quad (3.28)$$

donde \dot{m}_a representa el flujo másico de aire que entra en el colector, c_{pa} es el calor específico del aire y T_e es la temperatura del aire en la entrada. De forma similar, la fracción de energía que abandona el colector con el aire saliente es:

$$\dot{m}_a c_{pa} T_s \quad (3.29)$$

donde T_s es la temperatura del aire de salida del colector. Entonces, el balance de energía en el aire interior del colector es representado por la ecuación:

$$m_a c_{pa} \frac{dT_a}{dt} = \dot{m}_a c_{pa} T_e + Q_{pa} - Q_{ac} - \dot{m}_a c_{pa} T_s \quad (3.30)$$

donde m_a es la masa de aire en el colector y c_{pa} su calor específico, Q_{pa} es el calor recibido por el aire mediante convección con la placa absorbente descrito en la Ecuación (3.19), y Q_{ac} es el calor cedido por el aire a la cubierta por convección descrito por la Ecuación (3.6).

Si se utiliza un método global para conocer el comportamiento del colector, la temperatura de salida (T_s) es desconocida por lo que para encontrar una solución del sistema, [8] aconseja plantear el balance de energía en términos del promedio entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida del colector.

3.1.5. Distribuciones de la temperatura en la dirección del flujo

Para conocer el comportamiento de la temperatura en los diferentes componentes del colector, especialmente la temperatura del aire interior en cualquier punto a lo largo de los componentes, se debe hacer un ajuste a las ecuaciones de balance de energía planteadas anteriormente.

Para la ecuación de la cubierta, placa absorbente y aislamiento térmico basta con dividir cada la expresión por el área del colector para representar la transferencia de calor entre los componentes por unidad de área. Es decir, para la ecuación de balance de energía de la cubierta transparente dada por la Ecuación (3.15), sustituyendo cada uno de sus términos y dividiendo por el área A de la cubierta, se obtiene:

$$C_c \frac{dT_c}{dt} = (1 - \tau_a)I + h_{pc}(T_p - T_c) + h_{ac}(T_a - T_c) - (h_{rcamb} + h_{ccamb})(T_c - T_{amb}) \quad (3.31)$$

donde C_c es la capacidad calorífica de la cubierta por unidad de área.

De forma similar se hacen las sustituciones correspondientes con las ecuaciones de balance para la placa absorbente y el aislamiento térmico. En la placa absorbente, la ecuación de balance de energía considerando la transferencia por unidad de área es:

$$C_p \frac{dT_p}{dt} = (\tau\alpha)I - h_{pc}(T_p - T_c) - h_{pa}(T_p - T_a) - \frac{T_p - T_{ais}}{\frac{\delta_p}{k_p} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} \quad (3.32)$$

donde C_p es la capacidad calorífica de la placa absorbente por unidad de área. Luego, para la ecuación de balance del aislamiento térmico por unidad de área sería:

$$C_{ais} \frac{dT_{ais}}{dt} = \frac{T_p - T_{ais}}{\frac{\delta_p}{k_p} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} - \frac{T_{ais} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{amb}} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} \quad (3.33)$$

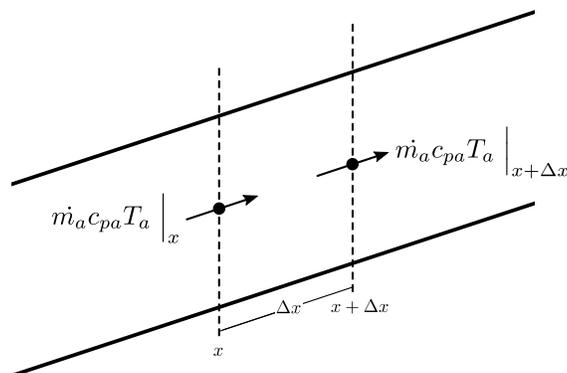
donde C_{ais} es la capacidad calorífica del aislamiento térmico por unidad de área. En cuanto al balance de energía en el aire interior del colector, se presenta un cambio importante al considerar la transferencia por unidad de área. Consideremos un elemento diferencial de longitud Δx a partir de un punto x en el colector, como se muestra en la Figura 3.2. Entonces, el flujo de calor a una distancia x desde la entrada del colector es:

$$\dot{m}_a c_{pa} T_e = \dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_x \quad (3.34)$$

y el flujo de calor a una distancia $x + \Delta x$ desde la entrada del colector es:

$$\dot{m}_a c_{pa} T_s = \dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_{x+\Delta x} \quad (3.35)$$

Figura 3.2: Balance de energía en el flujo de aire en el colector



Fuente: Elaboración propia.

Sustituyendo ambas expresiones en el balance de energía para el aire interior, dado por la Ecuación (3.30) se obtiene:

$$m_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} = \dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_x + h_{pa} A_k (T_p - T_a) - h_{ac} A_k (T_a - T_c) - \dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_{x+\Delta x} \quad (3.36)$$

donde A_k corresponde al área de ese elemento diferencial, es decir, $A_k = W \Delta x$, siendo W el

ancho del colector. Además, se sabe que:

$$\dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_{x+\Delta x} = \dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_x \right) \partial x \quad (3.37)$$

Entonces, sustituyendo este resultado en la Ecuación (3.36) se tiene que:

$$\begin{aligned} m_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} = & \dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_x + h_{pa} A_k (T_p - T_a) - h_{ac} A_k (T_a - T_c) \\ & - \left(\dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_x \right) \partial x \right) \end{aligned} \quad (3.38)$$

Simplificando y ordenando los términos de la Ecuación (3.38):

$$m_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\dot{m}_a c_{pa} T_a \Big|_x \right) \partial x = h_{pa} A_k (T_p - T_a) - h_{ac} A_k (T_a - T_c) \quad (3.39)$$

El flujo másico de aire \dot{m}_a en esa misma sección es igual al producto entre la densidad del aire, la velocidad del aire (u) y área transversal del colector ($\delta_a W$):

$$\dot{m}_a = \rho_a u \delta_a W \quad (3.40)$$

Entonces, sustituyendo las expresiones para el flujo másico de aire en la Ecuación (3.39) se tiene:

$$m_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho_a u \delta_a W c_{pa} T_a \Big|_x \right) \partial x = h_{pa} A_k (T_p - T_a) - h_{ac} A_k (T_a - T_c) \quad (3.41)$$

Sabemos que la masa de aire (m_a) al interior del colector se obtiene a partir del

producto de la densidad del aire (ρ_a) con el volumen de aire en dicha sección (V_a). Es decir,

$$m_a = \rho_a V_a \quad (3.42)$$

donde el volumen del elemento diferencial del colector es:

$$V_a = \delta_a W \Delta x \quad (3.43)$$

siendo δ_a el espesor o altura de la capa de aire y W el ancho del colector. Tomando $\Delta x \approx \partial x$ y sustituyendo la expresión de la masa de aire en el segundo término de la Ecuación (3.41):

$$m_a c_{pa} \frac{\partial T_a}{\partial t} + u m_a c_{pa} \Delta x \frac{\partial T_a}{\partial x} = h_{pa} A_k (T_p - T_a) - h_{ac} A_k (T_a - T_c) \quad (3.44)$$

Luego, dividiendo toda la ecuación por A_k , la Ecuación (3.41) se reduce a:

$$\frac{m_a c_{pa}}{A_k} \frac{\partial T_a}{\partial t} + \frac{u m_a c_{pa}}{A_k} \frac{\partial T_a}{\partial x} = h_{pa} (T_p - T_a) - h_{ac} (T_a - T_c) \quad (3.45)$$

Entonces, la ecuación para el balance de energía por unidad de área en el aire interior del colector solar es:

$$C_a \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = h_{pa} (T_p - T_a) - h_{ac} (T_a - T_c) \quad (3.46)$$

donde C_a es la capacidad calorífica por unidad del área para el aire en el colector.

Por lo tanto, el sistema de ecuaciones diferenciales se forma a partir de tres ecuaciones diferenciales ordinarias para la cubierta, placa absorbente y aislamiento térmico, y una ecuación diferencial parcial para la temperatura del aire al interior del colector.

tiempo de la temperatura de la cubierta, la placa absorbente, el aislamiento térmico y el aire interior, así también la primera derivada respecto a la longitud del colector. Inicialmente, se asume que la temperatura de cada componente es la misma a lo largo del colector e igualmente la temperatura del aire en la entrada se mantiene constante. A medida que el colector es expuesto a la radiación solar, las temperaturas en los puntos fuera de los ejes de la malla empezarán a variar.

En este trabajo mostraremos la discretización del método de diferencias finitas explícito, con aproximaciones de primer orden en el tiempo y en el espacio. Las derivadas en el tiempo expresadas como aproximaciones en diferencias finitas hacia adelante son:

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{T_c^{i,j+1} - T_c^{i,j}}{\Delta t} \quad (3.47)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{T_p^{i,j+1} - T_p^{i,j}}{\Delta t} \quad (3.48)$$

$$\frac{dT_{ais}}{dt} = \frac{T_{ais}^{i,j+1} - T_{ais}^{i,j}}{\Delta t} \quad (3.49)$$

$$\frac{\partial T_a}{\partial t} = \frac{T_a^{i,j+1} - T_a^{i,j}}{\Delta t} \quad (3.50)$$

Dado que la temperatura del aire en cada punto de entrada del colector para cualquier instante de tiempo será la misma, la aproximación de la derivada parcial en la longitud del colector se toma hacia atrás a partir del punto siguiente en la malla:

$$\frac{\partial T_a}{\partial x} = \frac{T_a^{i,j+1} - T_a^{i-1,j+1}}{\Delta x} \quad (3.51)$$

Entonces, en el balance de energía en la cubierta haciendo la sustitución de la

aproximación de la derivada dada por la Ecuación (3.47) en (3.31) sería:

$$C_c \frac{T_c^{i,j+1} - T_c^{i,j}}{\Delta t} = (1 - \tau_a)I + h_{pc}(T_p^{i,j} - T_c^{i,j}) + h_{ac}(T_a^{i,j} - T_c^{i,j}) - (h_{rcamb} + h_{ccamb})(T_c^{i,j} - T_{amb}) \quad (3.52)$$

Despejando el término $T_c^{i,j+1}$, la aproximación explícita de la ecuación de balance en la cubierta transparente es:

$$T_c^{i,j+1} = T_c^{i,j} + \frac{\Delta t}{C_c} \left((1 - \tau_a)I + h_{pc}(T_p^{i,j} - T_c^{i,j}) + h_{ac}(T_a^{i,j} - T_c^{i,j}) - (h_{rcamb} + h_{ccamb})(T_c^{i,j} - T_{amb}) \right) \quad (3.53)$$

Para obtener una aproximación explícita de las ecuaciones de balance en la placa absorbente, el aislamiento térmico y el aire respecto al tiempo, se sigue un procedimiento similar. Sustituyendo la Ecuación (3.48) en la ecuación (3.32), la aproximación para la placa absorbente es:

$$T_p^{i,j+1} = T_p^{i,j} + \frac{\Delta t}{C_p} \left((\tau\alpha)I - h_{pc}(T_p^{i,j} - T_c^{i,j}) - h_{pa}(T_p^{i,j} - T_a^{i,j}) - \frac{T_p^{i,j} - T_{ais}^{i,j}}{\frac{\delta_p}{k_p} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} \right) \quad (3.54)$$

Y, para el aislamiento térmico dado por la Ecuación (3.33), su aproximación explícita al sustituir la Ecuación (3.49) es:

$$T_{ais}^{i,j+1} = T_{ais}^{i,j} + \frac{\Delta t}{C_{ais}} \left(\frac{T_p^{i,j} - T_{ais}^{i,j}}{\frac{\delta_p}{k_p} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} - \frac{T_{ais}^{i,j} - T_{amb}}{\frac{1}{h_{amb}} + \frac{\delta_{ais}}{k_{ais}}} \right) \quad (3.55)$$

En la ecuación de balance de energía en el aire del colector (3.46) se sustituyen las

aproximaciones a las derivadas dadas por las ecuaciones (3.50) y (3.51):

$$C_a \left(\frac{T_a^{i,j+1} - T_a^{i,j}}{\Delta t} + u \frac{T_a^{i,j+1} - T_a^{i-1,j+1}}{\Delta x} \right) = h_{pa}(T_p - T_a) - h_{ac}(T_a - T_c) \quad (3.56)$$

donde, despejando el término $T_a^{i,j+1}$ la aproximación explícita de la Ecuación (3.46) está dada por:

$$T_a^{i,j+1} = \frac{\frac{h_{pa}}{C_a} (T_p^{i,j} - T_a^{i,j}) + \frac{1}{\Delta t} T_a^{i,j} + \frac{u}{\Delta x} T_a^{i-1,j+1}}{\frac{1}{\Delta t} + \frac{u}{\Delta x}} \quad (3.57)$$

Capítulo 4

Resultados y Análisis

En esta sección se presentan los resultados de las simulaciones para el modelo desarrollado en el capítulo anterior, mostrando el comportamiento de la temperatura en los diferentes componentes del colector solar. Para realizar las simulaciones se utilizó Matlab como entorno de desarrollo en su versión R2021a sobre una computadora con un procesador Intel Core i3 de decima generación. Para efectos de validación de los resultados en esta tesis se toman como referencia algunos de los resultados experimentales obtenidos en los ensayos realizados por [23], donde se muestra de forma comparativa el rango de temperatura para la placa absorbente y cubierta transparente expuestas a la radiación solar utilizando diferentes materiales bajo diferentes condiciones.

Para este trabajo se asume que el colector tiene un ancho fijo de 0.8 m en todo momento, haciendo variaciones en la longitud del colector y la altura de la entrada de aire.

4.1. Propiedades físicas de los materiales

Asumiremos que la placa absorbente está hecha de aluminio pintada de negro mate, esto para mejorar las propiedades de absorción de la radiación solar; la cubierta transparente se asume que es de vidrio común y para el aislamiento térmico se consideraron las características de la fibra de vidrio.

En la tabla 4.1 se detallan las propiedades físicas utilizadas para la cubierta transparente, la placa absorbente, el aislamiento térmico y el aire dentro de colector.

Tabla 4.1: Propiedades físicas de los materiales del colector solar [3].

Componente	Especificaciones		
Cubierta transparente	Material	Vidrio Común	
	Espesor	0.004	m
	Emisividad	0.84	-
	Conductividad	0.7	W/mK
	Densidad	2500	kg/m^3
	Calor específico	750	J/kgK
	Índice de refracción	1.526	-
	Coefficiente de extinción	8	m^{-1}
Placa absorbente	Material	Aluminio	
	Espesor	0.0004	m
	Emisividad	0.98	-
	Conductividad	237	W/mK
	Densidad	2702	kg/m^3
	Calor específico	903	J/kgK
	Absortividad	0.98	-
Aislamiento térmico	Material	Fibra de vidrio	
	Espesor	0.045	m
	Conductividad	0.036	W/mK
	Densidad	104	kg/m^3
	Calor específico	960	J/kgK
Aire	Calor específico	1005	J/kgK
	Índice de refracción	1	-

Algunas de las propiedades para el aire como la densidad, difusividad térmica, conductividad térmica y viscosidad dinámica fueron calculadas a partir de ecuaciones obtenidas al aplicar un modelo de regresión cúbica a los datos de las tablas de propiedades de cada material, que se muestran en [3]. Cada función de aproximación fue calculada tomando los valores de la tabla correspondiente en un rango de temperatura desde -30 hasta 200 $^{\circ}C$. Entonces, para una temperatura T del aire dada en grados kelvin, las funciones de aproximación para estas propiedades son:

Densidad del aire:

$$\begin{aligned} \rho_a(T) = & -3 \times 10^{-8}(T - 273.15)^3 + 1.49 \times 10^{-5}(T - 273.15)^2 \\ & -4.71864 \times 10^{-3}(T - 273.15) + 1.29314 \end{aligned} \quad (4.1)$$

Conductividad térmica del aire:

$$\begin{aligned} k_a(T) = & 7.26 \times 10^{-12}(T - 273.15)^3 - 2.58133 \times 10^{-8}(T - 273.15)^2 \\ & +7.565336 \times 10^{-5}(T - 273.15) + 0.0236349 \end{aligned} \quad (4.2)$$

Viscosidad dinámica del aire:

$$\begin{aligned} \mu(T) = & 4.8 \times 10^{-14}(T - 273.15)^3 - 4.1466 \times 10^{-11}(T - 273.15)^2 \\ & +4.880708 \times 10^{-8}(T - 273.15) + 1.729301 \times 10^{-5}(t - 273.15) \end{aligned} \quad (4.3)$$

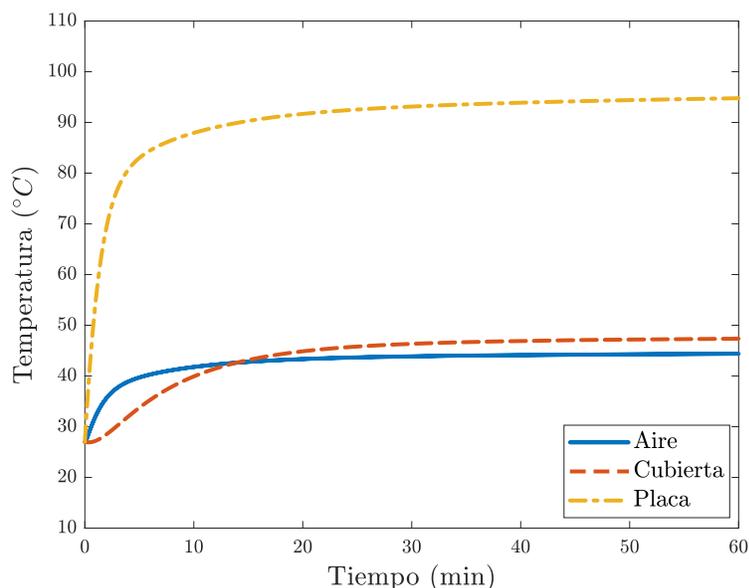
Los coeficientes de viscosidad cinemática y difusividad térmica también dependerán de la temperatura del aire, pero pueden ser calculados a partir de los resultados de las ecuaciones anteriores.

4.2. Comportamiento general de la temperatura en el colector

Para determinar el comportamiento de la temperatura en los diferentes componentes del colector solar se realizarán diferentes simulaciones variando el largo del colector, la altura de la entrada de aire, la cantidad de radiación solar incidente, el ángulo de inclinación del colector y la velocidad del aire.

Inicialmente, supongamos que el colector recibe un flujo de radiación constante de 750 W/m^2 con una temperatura ambiente de $25 \text{ }^\circ\text{C}$. En la Figura 4.1 se presenta el comportamiento temporal para un colector de 1.5 m de largo y 2.5 cm de alto en la entrada de aire. Se asume también que la velocidad del viento se mantiene constante a 0.7 m/s .

Figura 4.1: Comportamiento de la temperatura del aire, la cubierta y la placa absorbente

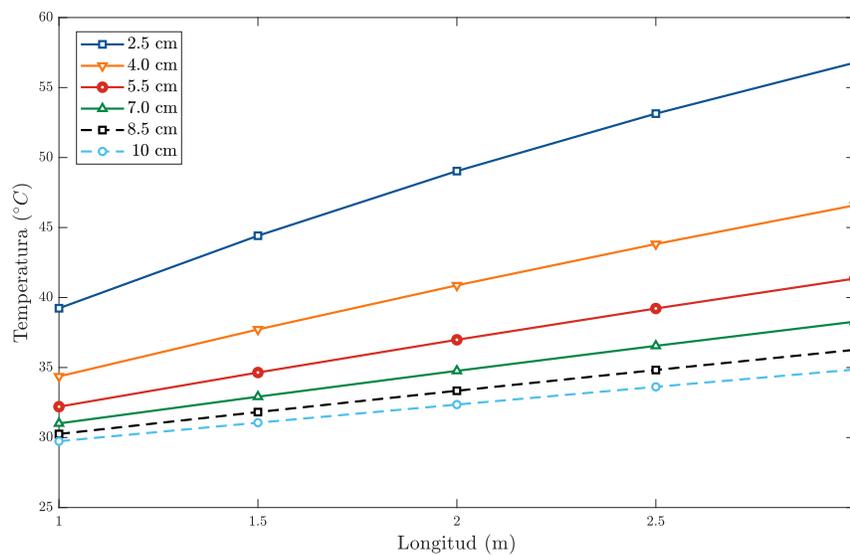


Las temperaturas reflejadas en la gráfica de la Figura 4.1 son las obtenidas en la salida del colector. Se puede apreciar como la temperatura de la cubierta, la placa absorbente y el aire interior aumenta a medida que pasa el tiempo, alcanzando una temperatura de equilibrio cerca de los primeros 20 minutos de exposición al flujo constante de radiación. Considerando las condiciones anteriormente mencionadas, es notable que la temperatura del aire al salir del colector logra superar los $40 \text{ }^\circ\text{C}$, lo que representa un aumento de más de 15 grados por encima de la temperatura ambiente asumida.

En la Figura 4.2 podemos ver el efecto de la altura de la capa de aire interior sobre la temperatura de salida considerando diferentes longitudes del colector. La altura mínima considerada fue de 2.5 cm , siendo esta la que permite que el aire alcance una mayor

temperatura para las diferentes configuraciones de longitudes asignadas, logrando cerca de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ para un colector de 1 m de longitud hasta rebasar los $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ en un colector de 3 m . Se puede observar que a medida que la separación entre la placa absorbente y la cubierta transparente aumenta, la temperatura del aire en la salida del colector es menor. Esto se debe en parte, a que a mayor altura de aire se tendrá un mayor flujo dentro del colector provocando que el calor se distribuya entre una mayor cantidad de aire.

Figura 4.2: Temperatura del aire para varias longitudes del colector variando la distancia entre la placa absorbente y la cubierta transparente

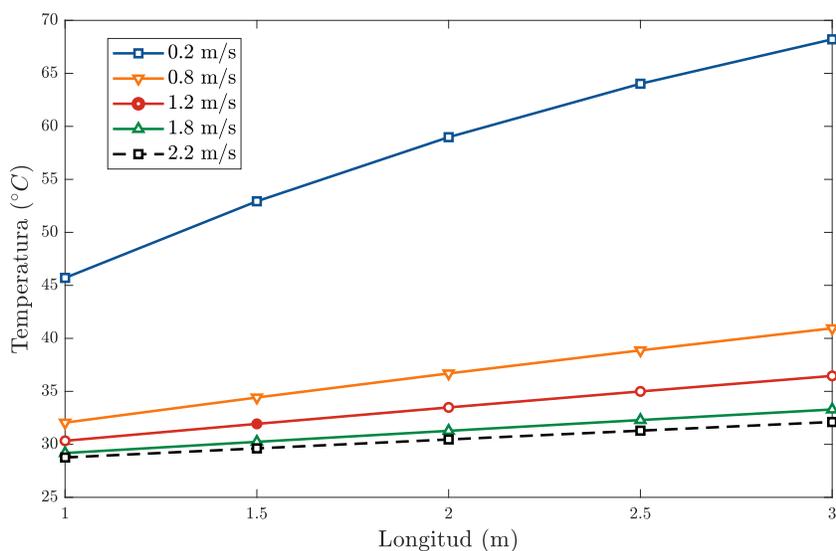


Otro factor importante a tener en cuenta es la velocidad con la que el aire ingresa en el colector. Para determinar su impacto en la temperatura de salida se consideró una separación de 5 cm entre la placa y la cubierta tomando diferentes longitudes del colector.

En las simulaciones ilustradas en la Figura 4.3 se asume que las velocidades se mantuvieron constantes en cada medición. Podemos notar que la temperatura de salida del aire es mayor a medida que baja su velocidad y aumenta la longitud del colector. Estos resultados tienen sentido pues el aire que atraviesa el colector a menor velocidad se mantiene más tiempo dentro y esto provoca que reciba más calor, elevando su temperatura. Además,

considerando un colector más largo se logra aumentar este efecto lo que incrementa aun más la temperatura en el colector y por tanto, incrementar la temperatura del aire.

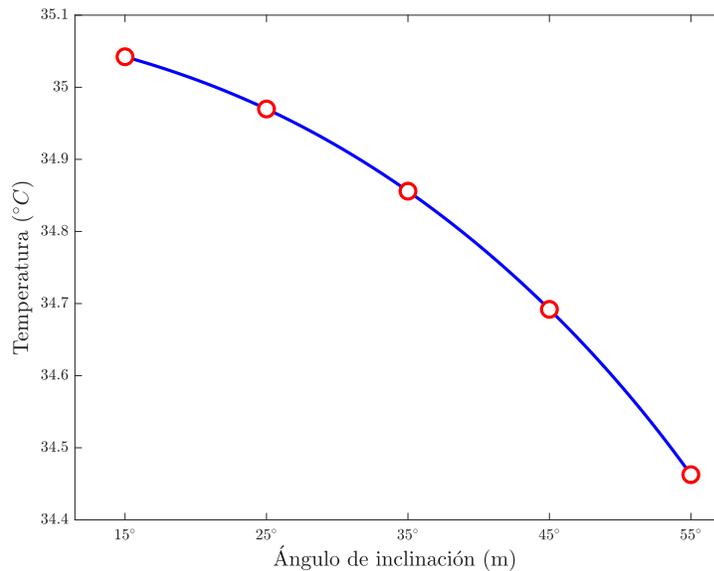
Figura 4.3: Considerando la temperatura del aire en diferentes velocidades



Los colectores solares suelen colocarse en una posición fija, preferiblemente orientados en la dirección del sol e inclinados unos cuantos grados, de modo que la cubierta reciba de forma directa la radiación solar. En la Figura 4.4 se simula la variación del ángulo de inclinación del colector respecto al suelo considerando un flujo de radiación constante. Como se puede ver en la figura, a mayor inclinación del colector la temperatura de salida del aire tiende a decrecer.

El incremento del ángulo de inclinación permite que, por el efecto de flotación del aire caliente un mayor flujo de aire circule a través del colector reduciendo así la temperatura a la salida. El ángulo de inclinación es utilizado para determinar el número de Nusselt considerado para colectores inclinados por la Ecuación (2.17), el cual a su vez, hace uso del número de Rayleigh calculado a partir de la Ecuación (2.16) relacionando la flotabilidad, difusividad y movimiento del aire.

Figura 4.4: Comportamiento de la temperatura del aire al variar el ángulo de inclinación



Bajo las mismas condiciones simuladas en la Figura 4.4 se obtuvieron los valores para el número de Nusselt y número de Rayleigh mostrados en la Tabla 4.2, para cada uno de los ángulos de inclinación utilizados.

Tabla 4.2: Número promedio de Nusselt y Rayleigh para diferentes ángulos de inclinación del colector

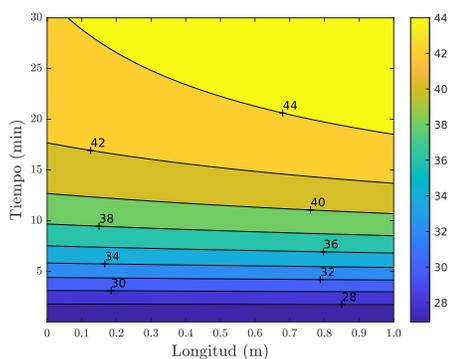
Angulo de Inclinación	Número de Nusselt	Números de Rayleigh
15°	5.78698	5.0038×10^5
25°	5.69998	5.0232×10^5
35°	5.56549	5.0534×10^5
45°	5.37692	5.0967×10^5
55°	5.12217	5.1565×10^5

El comportamiento de los datos obtenidos en este experimento reflejados en la Tabla 4.2 son sustentados gráficamente por [8], donde se muestra que para valores crecientes del número de Rayleigh, el número de Nusselt decrece cuando el ángulo de inclinación aumenta.

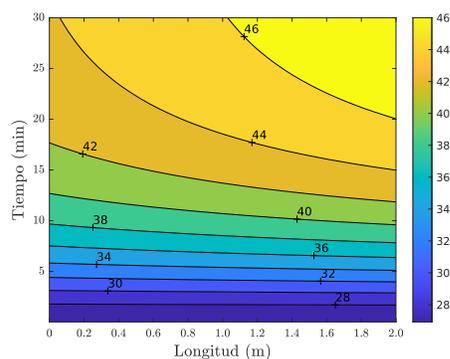
4.2.1. Temperatura de la cubierta transparente

Se presentan los resultados de simulaciones para analizar el comportamiento en diferentes puntos de la cubierta transparente cuando se hacen variaciones en su longitud. En todas las simulaciones se consideró un mismo periodo de tiempo de 30 minutos con un flujo de radiación constante a 750 W/m^2 . En la Figura 4.5 se muestran tres simulaciones a partir de gráficos de contorno con el tiempo en el eje vertical y diferentes puntos en la longitud de la cubierta sobre el eje horizontal. Inicialmente, se observa como para las tres

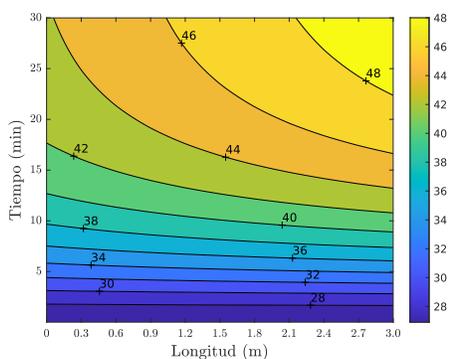
Figura 4.5: Temperatura de la cubierta transparente de longitud 1, 2, y 3 metros.



(a) Longitud: 1 m



(b) Longitud: 2 m



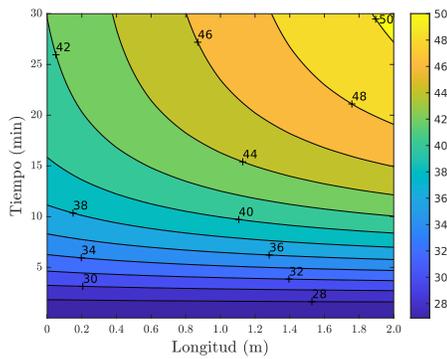
(c) Longitud: 3 m

configuraciones de longitud, el aumento y distribución de la temperatura sobre la cubierta es similar pero a medida que pasa el tiempo se nota como las secciones más cercanas a la salida del colector incrementan su temperatura con mayor rapidez cuando su longitud es mayor.

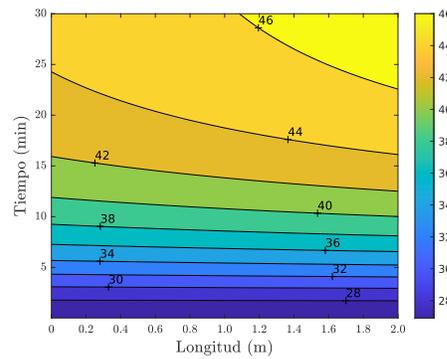
En la Figura 4.2 se mostró como la temperatura del aire en la salida aumenta según la longitud del colector. Esto aplica también para sus demás componentes, como es el caso de la cubierta ilustrado en la Figura 4.5. A medida que el aire circula por el colector, este se calienta y transfiere calor a la cubierta por convección. Esto explica como la cubierta se muestra más caliente en el extremo de salida del aire.

Al igual que una menor distancia entre la placa y la cubierta permite incrementar la temperatura del aire en la salida del colector, ocurre también con la cubierta. Como se mostró en la figura anterior, mientras más se calienta el aire, más calor puede transferir a la cubierta. En la Figura 4.6 se consideran tres valores de separación entre la placa y la cubierta: 2.5 cm, 7.5 cm y 12.5 cm.

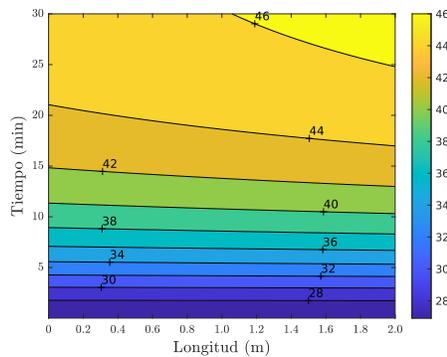
Figura 4.6: Temperatura de la cubierta a diferentes distancias de la placa absorbente.



(a) Distancia: 2.5 cm



(b) Distancia: 7.5 cm



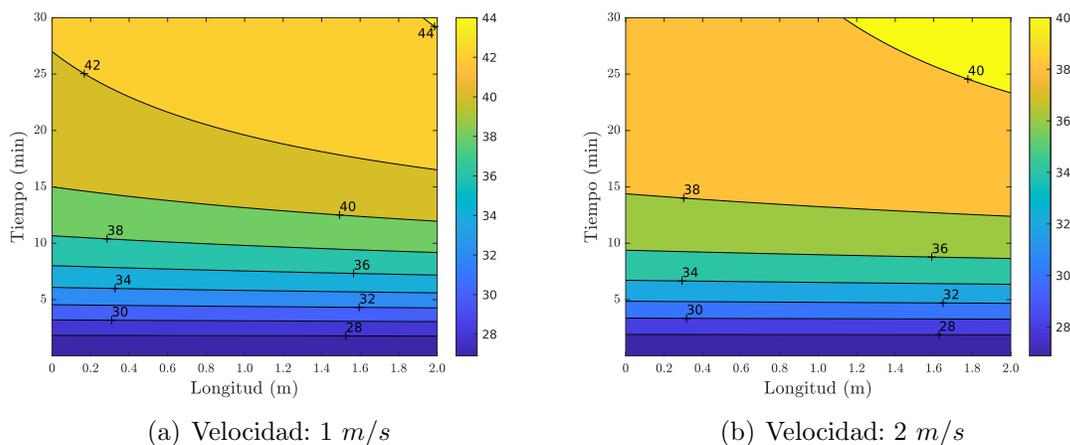
(c) Distancia: 12.5 cm

Cuando la separación entre estas componentes es menor, la capa de aire entrante

se calienta más rápido permitiendo que las secciones de la cubierta próximas a la entrada reciban más calor que aquellas en las que la distancia entre placa y cubierta es mayor. En la Figura 4.6(a), se consideró una separación de 2.5 *cm* con la placa absorbente y cerca del minuto 30 se ve como la temperatura aumenta progresivamente a lo largo de la cubierta, a diferencia de la Figura 4.6(c) donde la separación es de 12.5 *cm* y el cambio de temperatura en ambos extremos de la cubierta no es tan pronunciado.

Por otro lado, el efecto de la velocidad del aire en el interior del colector también provoca diferencias de temperatura en la cubierta. Cuando la velocidad del aire aumenta, la convección con la cubierta es menor provocando una reducción de su temperatura. En la Figura 4.7 se compara la temperatura de la cubierta considerando dos velocidades para el aire. En la Figura 4.7(a) donde la velocidad del aire es de 1 *m/s* se aprecia como la cubierta tiende a recibir más calor que aquella en la que el aire circula a 2 *m/s*, presentada en la Figura 4.7(b).

Figura 4.7: Efecto de la velocidad del aire en la temperatura de la cubierta.



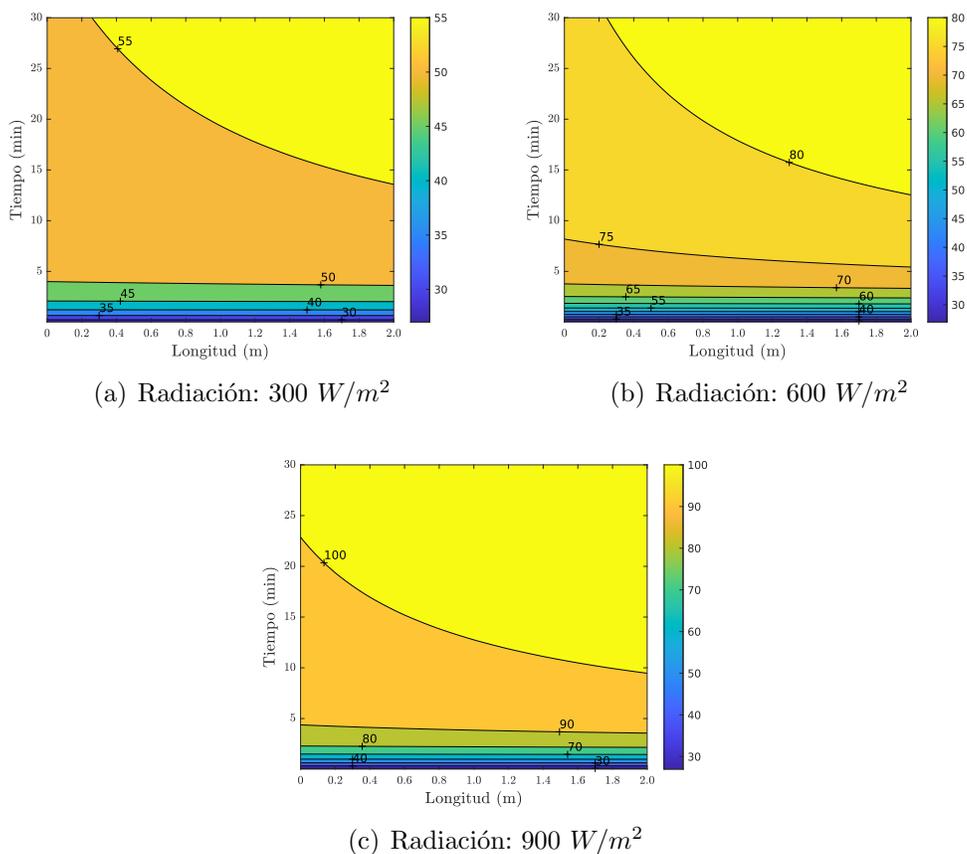
4.2.2. Temperatura en la placa absorbente

La distribución de temperatura en la placa absorbente de un colector solar en posición horizontal que recibe entre 800 y 1000 W/m^2 de radiación fue experimentalmente

determinada por [5], mostrando que la temperatura de la placa alcanzaba de 95 y 115 °C durante los primeros 6 minutos de exposición solar.

En las simulaciones realizadas en esta tesis, para conocer el comportamiento en la temperatura de la placa absorbente se consideró una longitud de 2 m para el colector. En la Figura 4.8 se muestra los casos donde el colector recibe 300, 600 y 900 W/m² de radiación, considerando en cada caso que la velocidad del aire se mantiene fija a 0.5 m/s. En la figura se observa como la placa rápidamente eleva su temperatura durante los primeros 5 minutos de exposición a la radiación solar tendiendo a equilibrarse durante el tiempo restante de la simulación. Claramente, a mayor radiación incidente se obtiene una mayor temperatura en la placa absorbente.

Figura 4.8: Temperatura de la placa absorbente ante variaciones de la radiación solar



En la figura, luego de 30 minutos de calentamiento de la placa se observa que las

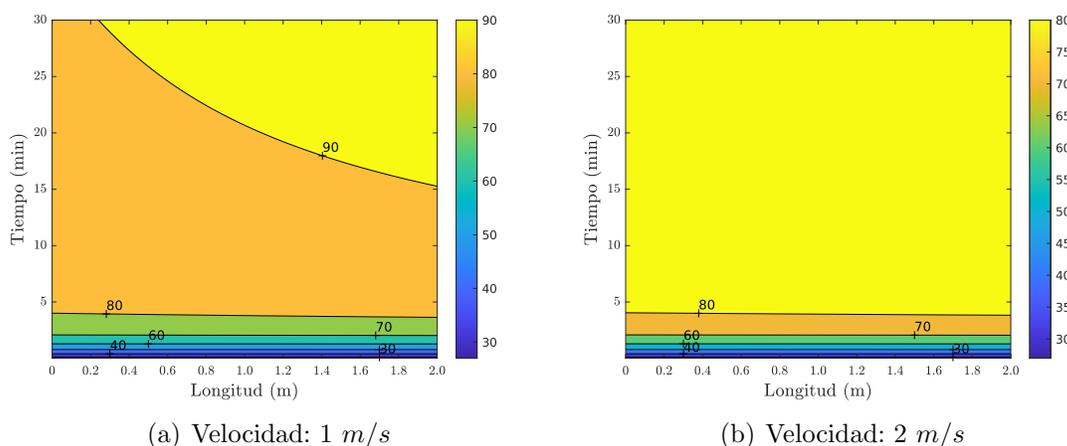
secciones cercanas a la entrada de aire del colector mantienen una temperatura un poco menor al resto de la placa. Las temperaturas obtenidas de las simulaciones para la placa en la entrada y salida del colector se muestran en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3: Temperatura de la placa absorbente a diferentes intensidades de radiación

Cantidad de radiación (W/m^2)	Temperatura de la placa absorbente ($^{\circ}C$)	
	Entrada del colector	Salida del colector
300	54.74	56.54
600	79.43	83.56
900	100.87	107.17

En la placa absorbente se realizaron simulaciones similares al análisis realizado en la cubierta comparando el efecto de la velocidad del aire en la temperatura a un flujo constante de radiación, como se muestra en la Figura 4.9. Según los resultados obtenidos en la Figura 4.9(a) considerando la velocidad del aire de 1 m/s , se observa que el crecimiento de la temperatura en la placa tiende a ser mayor a medida que el aire se acerca a la salida del colector.

Figura 4.9: Temperatura de la placa absorbente variando la velocidad del aire



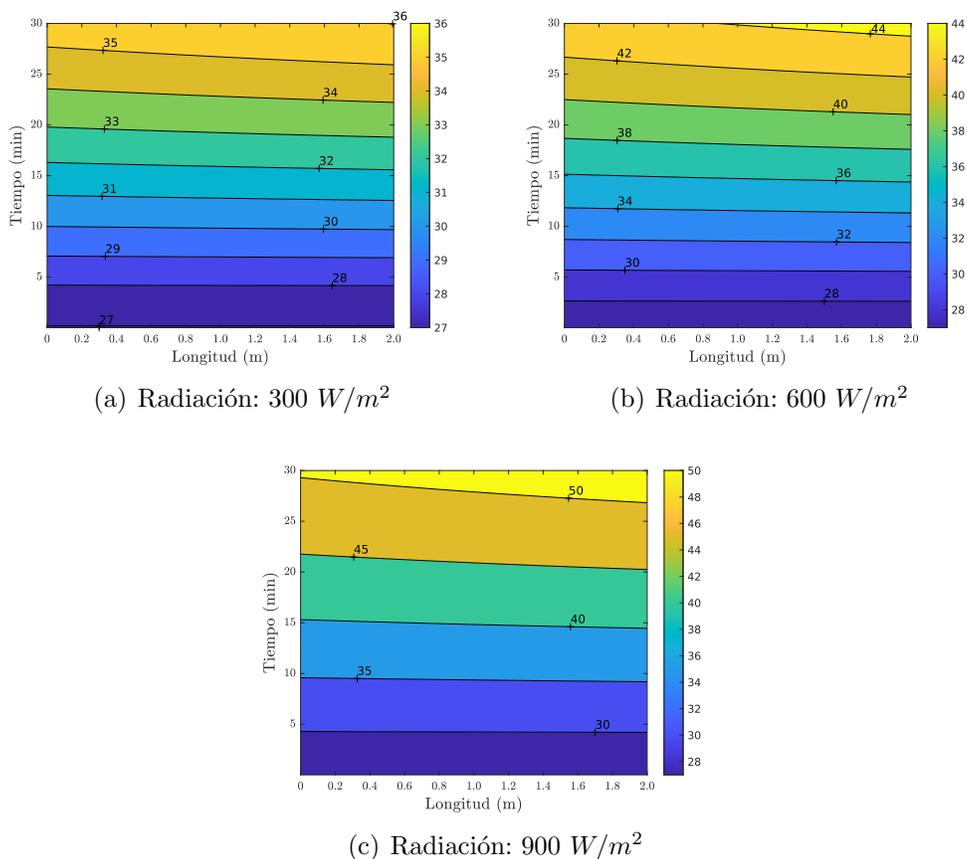
En cambio, en la Figura 4.9(b) tomando la velocidad del aire igual a 2 m/s se ve que la distribución de la temperatura es más uniforme. Además, se puede observar que la

temperatura de la placa sufre una reducción de aproximadamente $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ con respecto al caso anterior. En general, al ingresar el aire del exterior a mayor velocidad en el colector se incrementa la velocidad de transferencia de calor al aire provocando la reducción de la temperatura de la placa.

4.2.3. Temperatura en el aislamiento térmico

En la sección anterior se mostró el comportamiento de la placa absorbente aplicando diferentes cantidades de radiación incidente en el colector. Dado que el aislamiento térmico recibe calor desde la placa absorbente directamente por conducción, este verá también un incremento en su temperatura. Los resultados obtenidos de las simulaciones para el aislamiento térmico se muestran en la Figura 4.10.

Figura 4.10: Temperatura del aislamiento térmico haciendo variaciones en la radiación solar



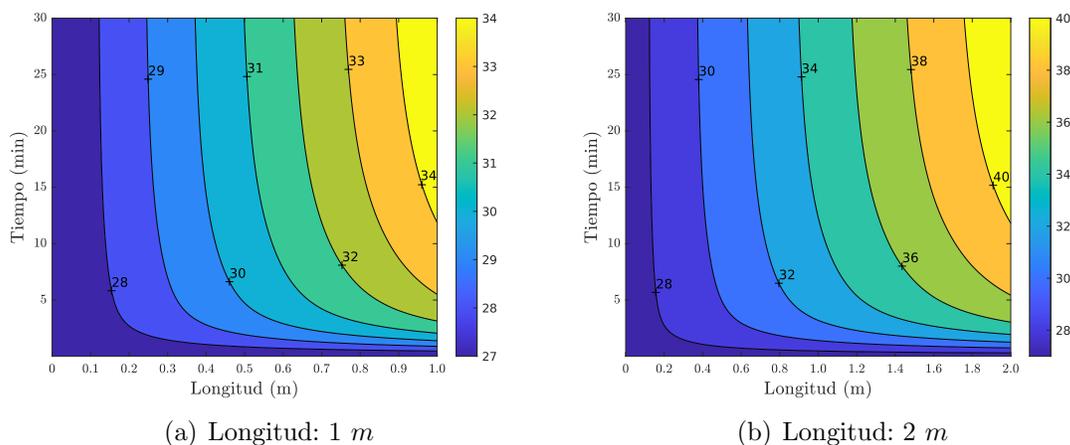
Las propiedades del material utilizado como aislamiento térmico son las de la fibra de vidrio, detalladas en la Tabla 4.1 que se prefiere por su baja conductividad térmica, lo que reduce su capacidad de transferencia de calor. Como se aprecia en la figura anterior, la temperatura del aislamiento aumenta con el incremento de la radiación que se produce evidentemente por el aumento de temperatura de la placa absorbente. A poca radiación, como en la Figura 4.10(a) se observa que la temperatura en el aislamiento es casi uniforme con el paso del tiempo a lo largo del colector y tiende a calentarse un poco más al final del colector para valores mayores de radiación.

4.2.4. Temperatura del aire interior

El comportamiento global del aire en la salida se mostró anteriormente considerando variaciones de longitud, velocidad y ángulo de inclinación. En esta sección se analiza la evolución de la temperatura del aire presentando los resultados de las simulaciones de transferencia de calor en diferentes puntos a lo largo del colector.

En la Figura 4.11 se observa como el aire incrementa su temperatura con el paso del tiempo a diferentes distancias desde la entrada de aire. El comportamiento en la Figura 4.11(a) y 4.11(b) es similar, incluso aun con la diferencia en sus longitudes.

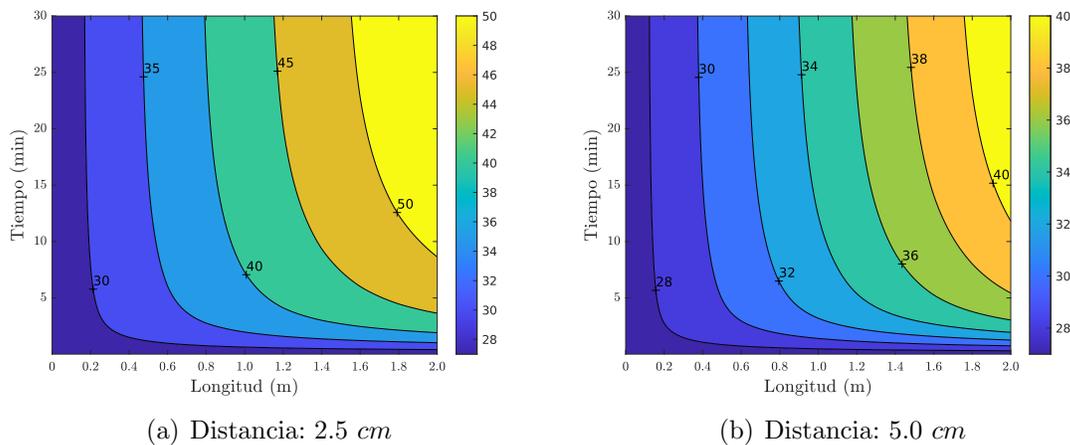
Figura 4.11: Temperatura del aire a diferentes longitudes del colector



En los puntos de entrada del colector y durante los primeros minutos de exposición a la radiación solar, se logra ver que la temperatura del aire es prácticamente la misma que la temperatura en el exterior. A medida que los componentes se van calentando se empiezan a observar leves incrementos en la temperatura del aire, marcadas en ambas gráficas como franjas de contorno, en las secciones interiores del colector. Estos incrementos de temperatura se ven más pronunciados en la Figura 4.12 donde se presentan simulaciones para diferentes separaciones entre la placa absorbente y cubierta transparente.

En estas simulaciones se consideró la misma configuración en la longitud del colector, mostrando que a menor distancia entre la placa y la cubierta los saltos de temperatura entre puntos similares del colector son más elevados. Podemos ver que en la Figura 4.12(a) donde la separación entre componentes es de 2.5 cm , los contornos representados en la gráfica incrementan $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ respecto al anterior, mientras en la Figura 4.12(b) esos incrementos son de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$. De forma similar, al observar las temperaturas en diferentes instantes de tiempo se ve como el aire entre componentes menos separados se calienta más rápidamente.

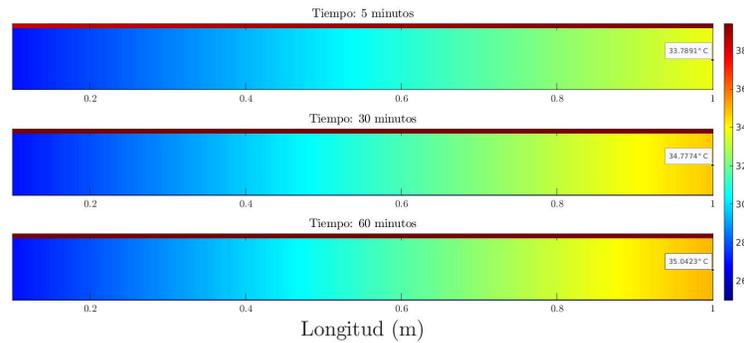
Figura 4.12: Temperatura del aire a diferentes distancias entre la placa y la cubierta



Para simular una vista lateral del colector en varios instantes de tiempo específico se tomaron los resultados obtenidos para las temperaturas y se distribuyeron en una malla bidimensional resaltando la temperatura del aire en la salida. Para estas simulaciones se

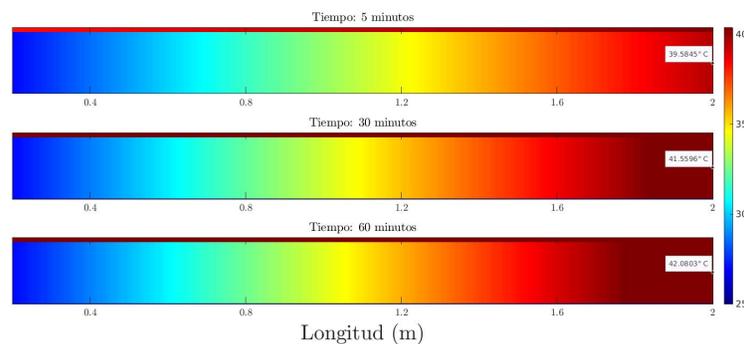
utilizaron las temperaturas del aire a los 5, 30 y 60 minutos de exposición a radiación constante de $750W/m^2$ para colectores de 1 y 2 m de largo con velocidad de aire de 0.5 m/s. En la Figura 4.13 se muestra el desarrollo de la temperatura en un colector de 1 m

Figura 4.13: Vista lateral de la temperatura de un colector de un metro de longitud



permitiendo comparar como el aire eleva su temperatura a medida avanza dentro del colector y como la incidencia de radiación constante eleva la temperatura de todo el sistema con el paso del tiempo. En la Figura 4.14 se aprecia una simulación similar, en este caso se aumentó la longitud del colector a 2 metros y el incremento en la temperatura del aire es más notable.

Figura 4.14: Vista lateral de la temperatura de un colector de dos metro de longitud



En ambas figuras se puede ver que para los primeros 5 minutos el aire ya presenta un aumento considerable de su temperatura en relación a la temperatura de entrada. Este rápido incremento viene sujeto al rápido aumento de la temperatura de la placa absorbente que se visualizaba en la Figura 4.8.

En general, los distintos datos obtenidos a partir de las diferentes simulaciones

permiten comprender el funcionamiento del colector y elaborar análisis detallados del comportamiento de la temperatura para los componentes individuales del colector o bien, el comportamiento global del sistema.

4.3. Simulaciones utilizando datos de la radiación solar en Tegucigalpa, Honduras

En esta sección se tomaron datos meteorológicos de la radiación solar y la temperatura ambiente de Tegucigalpa en espacios de una hora desde las 6:00 AM hasta las 5:00 PM, durante los días 27, 28 y 29 de abril de 2022. Para realizar las simulaciones se consideró un colector de 2 m de longitud con velocidad del aire igual a 0.5 m/s.

Durante las primeras horas de la mañana y las últimas horas de la tarde se registran los niveles más bajos de radiación solar, alcanzando generalmente los puntos más altos durante las horas cercanas al medio día. En la Tabla 4.4 se muestran los datos de la radiación y temperatura ambiente del 27 de abril de 2022.

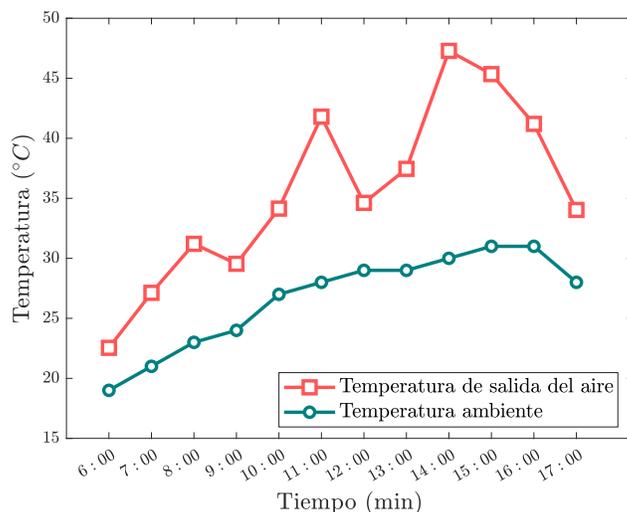
Tabla 4.4: Radiación solar y temperatura ambiente en Tegucigalpa el 27 de abril de 2022.

Fuente: <https://www.tutiempo.net/radiacion-solar/tegucigalpa.html>

Hora	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00
<i>Radiación Solar (W/m^2)</i>	77	307	395	255	354	631
<i>Temperatura Ambiente ($^{\circ}C$)</i>	19	21	23	24	27	28
Hora	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00
<i>Radiación Solar (W/m^2)</i>	249	373	789	647	445	216
<i>Temperatura Ambiente ($^{\circ}C$)</i>	29	29	30	31	31	28

En la Figura 4.15 se presentan gráficamente los resultados de la Tabla 4.4 simulando el funcionamiento del colector durante el 27 de abril. Se puede observar como la temperatura del aire de salida en el colector va en incremento superando los 40 $^{\circ}C$ a las 11:00 AM. Luego, se registra un descenso en la radiación solar de 112 W/m^2 , lo que explica que la temperatura

Figura 4.15: Temperatura de salida del aire y temperatura ambiente el 27 de abril de 2022



de salida del colector también disminuya hasta los $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ aproximadamente. Para este día la mayor temperatura de salida se obtiene entre las 2:00 y 3:00 PM donde se identifican los picos más altos de radiación solar.

Para el 28 de abril, los datos de radiación y temperatura ambiente se encuentran en la Tabla 4.5. La simulación correspondiente a este día es presentada en la Figura 4.16 donde, en comparación con la simulación del 27 de abril, se observa que la temperatura de salida del colector logra un punto más elevado a horas más tempranas cerca del medio día, aunque por debajo de los $45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tabla 4.5: Radiación solar y temperatura ambiente en Tegucigalpa el 28 de abril de 2022.

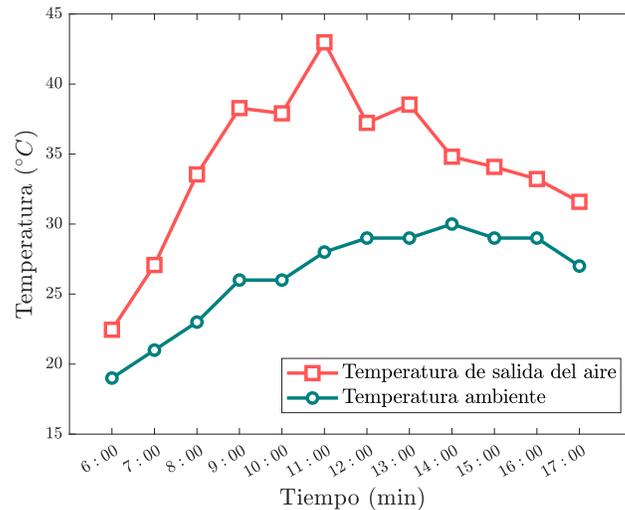
Fuente: <https://www.tutiempo.net/radiacion-solar/tegucigalpa.html>

Hora	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00
<i>Radiación Solar</i>	80	305	501	585	528	692
<i>Temperatura Ambiente</i>	19	21	23	26	26	28
Hora	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00
<i>Radiación Solar</i>	368	420	213	203	176	168
<i>Temperatura Ambiente</i>	29	29	30	29	29	27

El resto del día la intensidad de radiación decayó y aunque la temperatura ambiente se

mantuvo relativamente estable, la capacidad de calentamiento del colector disminuyó debido a que la radiación incidente en la placa absorbente era menor.

Figura 4.16: Temperatura de salida del aire y temperatura ambiente el 28 de abril de 2022



Por último, se consideró realizar una simulación con los datos del día 29 de abril mostrados en la Tabla 4.6. La simulación de estos datos es presentada en la Figura 4.17 donde se puede observar un comportamiento más uniforme de la temperatura de salida del aire en el colector solar, siendo creciente a cada hora de la mañana alcanzando su punto más alto a las 11:00 AM.

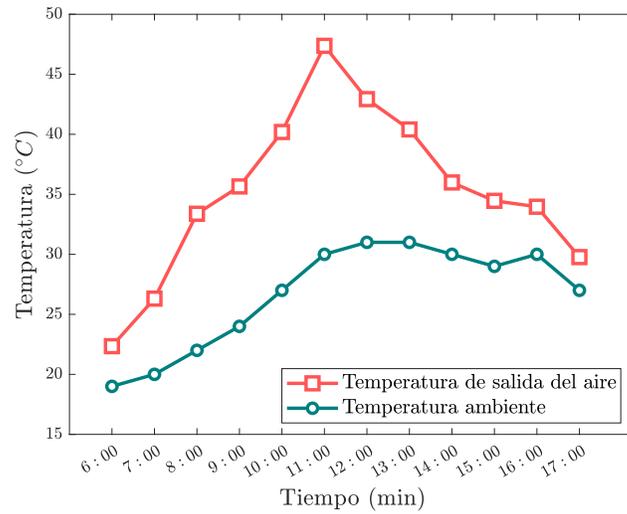
Tabla 4.6: Radiación solar y temperatura ambiente en Tegucigalpa el 29 de abril de 2022.

Fuente: <https://www.tutiempo.net/radiacion-solar/tegucigalpa.html>

Hora	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00
<i>Radiación Solar</i>	75	306	540	545	624	813
<i>Temperatura Ambiente</i>	19	20	22	24	27	30
Hora	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00
<i>Radiación Solar</i>	535	410	241	220	177	57
<i>Temperatura Ambiente</i>	31	31	30	29	30	27

Comparando los datos de las radiaciones registradas durante los tres días simulados se puede ver que el 29 de abril se identificó el valor más alto de radiación, con 813 W/m^2 .

Figura 4.17: Temperatura de salida del aire y temperatura ambiente el 29 de abril de 2022



Este valor que fue registro a las 11:00 AM se relaciona claramente con el pico de temperatura para el aire saliente en el colector.

Capítulo 5

Conclusiones y trabajos futuros

5.1. Conclusiones

1. Los resultados de las simulaciones para conocer el comportamiento de la temperatura en la cubierta, la placa absorbente y el aire que circula a través del colector presentan analogía con los resultados experimentales obtenidos en [23]. Adicionalmente, en este trabajo se incluyó el balance de energía para el aislamiento térmico lo que proporcionó un alcance más amplio en el análisis del sistema.
2. La metodología utilizada en la formulación del modelo de transferencia de calor para el colector solar, nos permite conocer no solo la evolución temporal sino también el desarrollo longitudinal de cada uno de los componentes. A partir de los datos obtenidos con las simulaciones, además de un estudio global en el colector, se logra un análisis más detallado de los fenómenos que ocurren al interior cuando se hacen variaciones en la radiación, inclinación y velocidad del aire.
3. Una de las aplicaciones más comunes para el tipo de colector solar tratado en esta tesis es la de proveer aire caliente a un secador solar indirecto, generalmente con la intención de deshidratar alimentos para su preservación. Los resultados obtenidos con las simulaciones aportan información relevante sobre las condiciones que pueden darse en el entorno para conseguir un rango específico de valores en la temperatura del aire, lo

que puede ayudar a obtener productos de mejor calidad y reducir el riesgo de pérdidas.

4. Uno de los factores más importantes a tomar en cuenta al fabricar un colector solar es la separación que se dejará entre la cubierta de vidrio y la placa absorbente. Como se pudo observar de las simulaciones, dicha distancia entre los componentes permite que el colector produzca aire a mayor o menor temperatura.

5.2. Trabajos futuros

1. Realizar pruebas del modelo comparando el comportamiento de las temperaturas en el colector utilizando otros materiales para la cubierta, la placa absorbente y el aislamiento térmico.
2. Desarrollar un software capaz de utilizar la información de predicciones meteorológicas, proporcionada de forma manual u obtenida desde la web, para simular la evolución del colector y que ayude a ilustrar futuros escenarios.
3. Realizar simulaciones del modelo con datos obtenidos de un colector solar diseñado con las especificaciones establecidas en esta tesis y hacer un estudio comparativo con los datos reales. Para lograrlo será necesario utilizar equipos especializados que permitan conocer los valores en tiempo real de las distintas variables que intervienen en el sistema.

Bibliografía

- [1] I. Ajunwa, D. Yawas, D. Kulla, and I. Ibrahim, *Thermal performance optimization of flat plate solar collector using matlab*, *Jurnal Mekanikal* **43** (2020), no. 2.
- [2] S. Bistoni, A. Iriarte, and L. Saravia, *Análisis teórico de un colector solar de aire*, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* **7** (2003).
- [3] Y. Cengel and A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, Mc Graw Hill, 2011.
- [4] J. Cerón et al., *Análisis del mecanismo de transferencia de calor en colectores solares térmicos y de la influencia de las condiciones de contorno* (2012).
- [5] L. Chengyi, H. Qunwu, and W. Yiping, *Effect of color coating of cover plate on thermal behavior of flat plate solar collector*, *Energies* **13** (2020), no. 24, 6696.
- [6] A. Djebli, O. Badaoui, B. Haddad, R. Sellami, and S. Hanini, *Two-dimensional numerical study of a solar collector with obstacles used for the drying*.
- [7] I. Domínguez and M. Herrera, *Análisis paramétrico de colectores solares planos operando en*.
- [8] J. Duffie, W. Beckman, and N. Blair, *Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind*, John Wiley & Sons, 2020.
- [9] J. Espinoza, *Innovación en el deshidratado solar*, *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería* **24** (2016), no. ESPECIAL, 72–80.
- [10] K. Hollands, T. Unny, G. Raithby, and L. Konicek, *Free convective heat transfer across inclined air layers* (1976).
- [11] H. Hottel and B. Woertz, *Performance of flat-plate solar-heat collectors*, *Trans. ASME (Am. Soc. Mech. Eng.); (United States)* **64** (19421).
- [12] W. Kamminga, *Experiences of a solar collector test method using fourier transfer functions*, *International journal of heat and mass transfer* **28** (1985), no. 7, 1393–1404.

- [13] M. Karim and Z. Amin, *Mathematical modelling and performance analysis of different solar air collectors*, IIUM Engineering Journal **16** (2015), no. 2, 43–55.
- [14] A. Koulibaly and J. González, *Modelación de un colector solar para calentamiento de aire*, Ingeniería Energética **36** (2015), no. 3, 292–302.
- [15] J. IV Lienhard and J. V Lienhard, *A heat transfer textbook*, phlogiston press, 2005.
- [16] F. Mesa, *Colector solar de placa plana desarrollado en la universidad nacional*, Ingeniería e Investigación.
- [17] C. Ramirez, M. Palacio, and M. Carmona, *Reduced model and comparative analysis of the thermal performance of indirect solar dryer with and without pcm*, Energies **13** (2020), no. 20, 5508.
- [18] M. Rodríguez, *Análisis de modelos de un captador solar plano en régimen transitorio* (2016).
- [19] J. Sandoval, E. Gómez, J. Martínez, and H. Álvarez, *Crecimiento del uso de energía solar fotovoltaica en tegucigalpa, honduras. análisis de 2012 al 2019*, Revista de la Escuela de Física **8** (2020), no. 2, 109–116.
- [20] I. Soriga and V. Badescu, *Thermal inertia of flat-plate solar collectors in different radiative regimes*, Energy Conversion and Management **111** (2016), 27–37.
- [21] G. Tchaya, M. Kamta, M. Havet, and C. Kapseu, *Thermal performance modelling of solar collector with heat storage*, International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation **9** (2017), no. 1, 53–62.
- [22] J. Valadez, *Transferencia de calor*, Oxford University Press, 2002.
- [23] H. Zurlo, R. Spotorno, D. Rodríguez, and G. Figueredo, *Estudio comparativo de superficies colectoras y cubiertas transparentes*, Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente **4** (2000).