UNIVERSIDAD DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL PIRHUA

ESTUDIO DE UN COLECTOR SOLAR DE DOBLE PASO CON CIRCULACIÓN FORZADA Y ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

Renzo Bedregal-Tissieres

Piura, mayo de 2016

FACULTAD DE INGENIERÍA

Área Departamental de Ingeniería Industrial y de Sistemas

Bedregal, R. (2016). *Estudio de un colector solar de doble paso con circulación forzada y almacenamiento de energía* (Tesis de pregrado en Ingeniería Industrial y de Sistemas). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Industrial y de Sistemas. Piura, Perú.

Esta obra está bajo una licencia
Creative Commons Atribución-
NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú

Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura

U N I V E R S I D A D D E P I U R A

FACULTAD DE INGENIERÍA

“Estudio de un colector solar de doble paso con circulación forzada y almacenamiento de energía”

Tesis para optar el Título de

Ingeniero Industrial y de Sistemas

Renzo Bedregal Tissieres

Asesor: Dr. Rafael Saavedra García Zabaleta

Piura, Mayo del 2016

“A Dios, que me acompaña siempre,
A mis padres Raúl Bedregal e Inés Tissieres,
A mis hermanos Alejandra, Javier y Fabricio
Por todo el sacrificio y su gran paciencia”.

Prólogo

El presente trabajo forma parte de los requerimientos académicos para la obtención del título de Ingeniero Industrial y de Sistemas que otorga la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Piura, según los planes de estudios vigentes.

El punto de partida de este trabajo se centra en el colector solar diseñado y construido por el laboratorio de Sistemas Automáticos de la Universidad de Piura, siendo fuente principal en la interiorización y comprensión de los conceptos que enmarcan la investigación. El presente estudio forma parte del proyecto Círculo de Investigación para mejorar la producción de cacao seco el cual es financiado por el Concytec y desarrollado con el soporte de especialistas de la Universidad de Piura y los asociados en dicho círculo de investigación.

El secador solar en el proyecto Círculo se diseñará para pequeñas y moderadas capacidades de secado en zonas rurales. Por tal motivo, el diseño, operación y mantenimiento deben ser, en la medida de lo posible, simples, de bajo costo y fácil replicabilidad.

La presente tesis constituye un trabajo de investigación y análisis que no hubiera sido posible sin el apoyo desinteresado, los ánimos, las ideas y la colaboración de valiosas personas que han participado y me han acompañado en esta ardua tarea. En primer lugar, he de expresar mi más sincero agradecimiento a DIOS por guiarme en este proceso.

En segundo lugar deseo expresar mi agradecimiento a mi asesor Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta, por el apoyo y los conocimientos enseñados en el tema de investigación, y porque sus respuestas a mis inquietudes siempre fueron certeras y precisas. Asimismo, deseo reconocer a todos aquellos familiares y amigos que me han apoyado en esas situaciones de tensión por las que se pasa durante la realización de una tesis. Cabe destacar que este trabajo no hubiera sido posible sin el cariño, apoyo y comprensión de mis padres, quienes han sabido cultivarme valores a lo largo de mi vida, a ellos se lo debo todo. A mi alma mater, la Universidad de Piura, por labrar en mí las enseñanzas que conducen a una formación profesional y humanística mediante la exigencia, la calidad de enseñanza y la formación personal íntegra, además agradecer por el apoyo brindado durante la elaboración del trabajo.

Resumen

El secado de alimentos es una técnica esencial para evitar la degradación del mismo. Debido a los costos crecientes del combustible de origen fósil, el secado con energía solar se está volviendo más atractivo. El secado solar artesanal suele darse al aire libre y tiene varias desventajas como: condiciones de temperatura no controladas, exposición directa a radiación UV, posible contaminación con insectos, polvo o materia extraña y falta de protección ante fenómenos naturales como la lluvia. De manera alternativa, el secado puede realizarse de forma indirecta calentando el aire mediante un colector solar y luego enviarlo a una cámara de secado. De esta forma se evita los inconvenientes mencionados anteriormente. Sin embargo, este sistema no es muy utilizado en el sector agrícola del Perú debido al desconocimiento de la implementación adecuada y de los beneficios que trae versus la inversión que requiere. Por consiguiente se realizó una revisión bibliográfica sobre los parámetros que gobiernan el funcionamiento de un colector solar definiendo el modelo matemático completo basado en el balance de la energía, considerando también la variación de la radiación solar y las propiedades termodinámicas del aire húmedo. Así también, se estudió la implementación de generadores de turbulencia, aletas y almacenamiento de energía. En la simulación realizada se puede evaluar diferentes casos de configuración con respecto al diseño, entre otros, se demuestra que las aletas aumentan la transferencia de calor de la placa colectora al aire de secado y que se requiere un almacenamiento de energía con capacidad calorífica elevada para atenuar la caída de la temperatura del aire calentado en las horas de radiación solar nula.

Índice de contenido

Introducción …….. 1

Capítulo 1 Marco teórico ……... 3

1.1. Antecedentes de la investigación 3

1.2. Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor 3

1.2.1. Balance de energía 3

1.3. Definiciones conceptuales 5

1.3.1. Energías renovables 5

1.3.2. Colectores solares 5

1.3.3. Generadores de turbulencia 7

1.3.4. Aletas 8

Capítulo 2 Consideraciones de diseño y modelación matemática ……... 9

2.1. Nomenclatura 10

2.2. Balances de masa y energía 12

2.3. Propiedades termo físicas y de transporte del aire húmedo 15

2.3.1. Presión de vapor saturado 16

2.3.2. Densidad 16

2.3.3. Calor especifico, conductividad térmica y viscosidad dinámica 16

2.3.4. Viscosidad dinámica de la mezcla aire seco – vapor de agua 18

2.3.5. Conductividad térmica de la mezcla aire seco – vapor de agua 19

2.3.6. Calor específico a presión constante de la mezcla aire seco – vapor de agua 20

2.3.7. Número de Reynolds 22

2.3.8. Número de Prandtl 22

2.3.9. Número de Nusselt 24

2.3.10. Variación de radiación incidente 26

2.3.11. Variación de humedad relativa 30
2.3.12. Eficiencia del colector solar 31
2.4. Determinación de constantes 32
Capítulo 3 Modelación y simulación numérica de distintas configuraciones de colectores solares 35
3.1. Estructura del programa de cálculo 40
3.1.1. Etapa de pre-proceso 40
3.1.2. Etapa de proceso 43
3.1.3. Etapa de post-proceso 46
3.2. Datos del programa 47
3.3. Configuración 1: Colector solar de doble paso y placa absorbente 50
3.4. Configuración 2: Colector solar de doble paso con placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica 53
3.5. Configuración 3: Colector solar de doble paso y placa absorbente con material de almacenamiento de energía térmica y aletas 55
3.6. Configuración 4: Colector solar de doble paso con placa absorbente, material de almacenamiento de energía térmica y generadores de turbulencia. 57
Capítulo 4 Análisis de sensibilidad de distintas configuraciones de colectores solares 59
4.1. Variando el ancho del colector solar y manteniendo constante el largo, flujo másico y ángulo de inclinación 59
4.2. Variando el largo del colector solar y manteniendo constante el ancho, flujo másico y ángulo de inclinación 61
4.3. Variando el flujo másico y manteniendo constante el largo, ancho y ángulo de inclinación 62
4.4. Variando el ángulo de inclinación y manteniendo constante el ancho, largo y flujo másico. 64
4.5. Variando la altura de las aletas, manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento del colector constante 65
4.6. Implementación de generadores de turbulencia, manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento del colector constante 66
Conclusiones 69
Referencias 71
Anexo 1 73
Anexo 2 77

Índice de figuras

Figura 1 - Esquema de un colector solar plano 6
Figura 2 - Tipos de colector solar para calentar agua.....6
Figura 3 - Tipos de colector solar para calentar aire 7
Figura 4 - Tipos de generadores de turbulencia 7
Figura 5 - Obstáculos triangulares y de tipo álabe 8
Figura 6 - Imagen referencial sobre aletas montadas en un colector solar.....8
Figura 7 - Esquema conceptual del colector solar de doble paso con aletas. Vista lateral y de planta 9
Figura 8 - Diseño gráfico a escala del colector solar de doble paso con aletas y material de almacenamiento de energía térmica 10
Figura 9 – Esquema de un colector solar de doble paso con placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica 13
Figura 10 - Densidad (kg/m3) vs Temperatura (°C), variando HR entre 0.1 y 0.9.....18
Figura 11 - Viscosidad dinámica (N.s/m2) vs Temperatura (°C), variando HR entre 0.1 y 0.9 ...20
Figura 12 - Conductividad térmica (W/m.K) vs Temperatura (°C) para HR entre 0.1 y 0.9 21
Figura 13 - Calor específico a presión constante (J/kg.K) vs Temperatura (°C) para HR entre 0.1 y 0.9 21
Figura 14 - Número de Reynolds, variando HR entre 0.1 y 0.9.....23
Figura 15 - Número de Prandtl, variando HR entre 0.1 y 0.9 23
Figura 16 - Número de Nusselt, variando HR entre 0.1 y 0.9.....25
Figura 17 - Coeficiente de transferencia de calor por convección resultante, variando HR entre 0.1 y 0.9 26

Figura 18 – Traslación de la tierra alrededor del sol 27
Figura 19 – Ángulos de incidencia de la radiación solar en la superficie terrestre 27
Figura 20 – Variación del ángulo de declinación solar a lo largo del año..... 28
Figura 21 – Variación del ángulo de elevación solar a lo largo de un día promedio en enero para una latitud de -5°..... 28
Figura 22 – Determinación radiación incidente..... 29
Figura 23 – Humedad relativa horaria promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014) 39
Figura 24 – Radiación solar horaria promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014) 39
Figura 25 – Temperatura ambiente horaria promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014)..... 40
Figura 26 – Solucionador de Easy Java Simulations..... 43
Figura 27 – Algoritmo de resolución adicional al solver de Easy Java Simulations..... 44
Figura 28 – Diseño de interfaz en Easy Java Simulations..... 45
Figura 29 – Diagrama de flujo del programa de cálculo 45
Figura 30 – Programa de simulación empaquetado en archivo .jar..... 46
Figura 31 – Esquema de un colector solar de doble paso y placa absorbente 50
Figura 32 – Distribución de temperaturas de los componentes de un colector solar de doble paso y placa absorbente..... 52
Figura 33 – Humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo 52
Figura 34 – Esquema de un colector solar de doble paso con placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica..... 53
Figura 35 – Distribución de temperaturas de los componentes de un colector solar de doble paso con placa absorbente y almacenamiento de energía térmica 54
Figura 36 – Humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo 55
Figura 37 - Distribución de temperaturas de los componentes de un colector solar de doble paso y placa absorbente con almacenamiento de energía térmica y aletas 56
Figura 38 – Humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo 57
Figura 39 - Distribución de temperaturas de los componentes de un colector solar de doble paso y placa absorbente con almacenamiento de energía térmica, aletas y generadores de turbulencia. 58

Figura 40 – Humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo 58
Figura 41 – Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el ancho, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes 59
Figura 42 - Comparación de temperatura final del aire a la salida del colector solar variando el ancho, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes 60
Figura 43 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el largo, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes 61
Figura 44 - Comparación de temperatura a la salida del colector solar variando el largo, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes 61
Figura 45 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el flujo másico, y manteniendo los demás parámetros constantes 62
Figura 46 - Comparación de temperatura final del aire a la salida del colector solar variando el flujo másico, y manteniendo los demás parámetros constantes 63
Figura 47 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el ángulo de inclinación, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes 64
Figura 48 - Comparación de temperatura final del aire variando el ángulo de inclinación del colector solar, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes 64
Figura 49 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando la altura de las aletas, y manteniendo los demás parámetros constantes 65
Figura 50 - Comparación de temperatura del aire a la salida del colector solar variando la altura de las aletas, y manteniendo los demás parámetros constantes 66
Figura 51 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el tipo de generadores de turbulencia, y manteniendo los demás parámetros constantes 67
Figura 52 - Comparación de temperatura final del aire a la salida del colector solar variando el tipo de generadores de turbulencia, y manteniendo los demás parámetros constantes 67

Índice de Tablas

Tabla 1 – Declaración de variables 10
Tabla 2 - Letras griegas 11
Tabla 3 - Subíndices 11
Tabla 4 – Coeficientes de ajuste para el cálculo de la presión de vapor saturado 16
Tabla 5 - Constantes de regresión para calcular la viscosidad dinámica (μ) 17
Tabla 6 - Constantes de regresión para calcular la conductividad térmica (k) 17
Tabla 7 - Constantes de regresión para calcular el calor específico a presión constante 17
Tabla 8 – Datos horarios promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014) de la humedad relativa (%) 36
Tabla 9 - Datos horarios promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014) de la radiación solar (W/m2) 37
Tabla 10 – Datos horarios promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014) de la temperatura ambiente (°C) 38
Tabla 11 – Datos meteorológicos 40
Tabla 12 – Parámetros de dimensionamiento 41
Tabla 13 – Parámetros de los materiales 41
Tabla 14 – Parámetros de la mezcla aire seco – vapor de agua 41
Tabla 15 – Parámetros del colector solar 42
Tabla 16 – Parámetros de elevación solar 42
Tabla 17 – Parámetros adicionales para desarrollo del programa 43
Tabla 18 – Datos meteorológicos con detallado 47
Tabla 19 – Parámetros de dimensionamiento detallado 47

Tabla 20 – Parámetros de materiales detallado 48
Tabla 21 – Parámetros de la mezcla aire seco – vapor de agua detallado 48
Tabla 22 – Parámetros del colector solar detallado 49
Tabla 23 – Parámetros de elevación solar detallado.....49
Tabla 24 – Parámetros adicionales para desarrollo del programa detallado 50
Tabla 25 – Comparación de eficiencia variando el ancho del colector solar 60
Tabla 26 - Comparación de eficiencia variando el largo del colector solar 62
Tabla 27 - Comparación de eficiencia variando el flujo másico 63
Tabla 28 - Comparación de eficiencia variando el ángulo de inclinación del colector solar 65
Tabla 29 - Comparación de eficiencia variando la altura de las aletas.....66
Tabla 30 - Comparación de eficiencia variando el factor de turbulencia 67

Introducción

El Perú es un exportador de productos agrícolas de calidad, en la zona norte se produce cultivos de competencia internacional como: café, mango, limón, cacao, uvas, páprika, palta, plátano, entre otros. Sin embargo, en algunos casos se realiza el cultivo, cosecha y tratamiento post-cosecha de manera artesanal, lo cual demanda de gran cantidad de recurso humano para mantener un control promedio y se incurre en considerables pérdidas por productos de descarte. Un ejemplo de lo expuesto es el proceso de secado, el cual es importante en la producción agrícola para preservar el producto por más tiempo para su correcta distribución. Sin embargo, en la mayoría de los casos se realiza el secado mediante exposición directa al sol, lo cual demora el tiempo de secado y expone el producto a insectos y a las partículas extrañas que puedan encontrarse suspendidas en el ambiente.

Para la elaboración de una propuesta de mejora en el proceso de secado se realizó un análisis detallado de los fenómenos físicos que intervienen, en base a los balances de masa y energía, las propiedades termodinámicas del aire, los coeficientes de transferencia de calor y la variación de la radiación solar. Tsilingiris (2008) estudió las propiedades termodinámicas del aire húmedo para el rango de temperatura de nuestro interés, de 0 a 100 °C, logrando mediante regresión polinomial describir dichos parámetros matemáticamente en función de la temperatura y la humedad relativa del ambiente. Singh y Kumar (2012) realizaron mediante métodos numéricos, el cálculo de la correlación entre las propiedades termodinámicas del aire y el coeficiente de trasferencia de calor en el colector solar, facilitando una ecuación generalizada con alto margen de utilización aplicable a todo colector solar de plano inclinado. Ebru Kavak (2010) propone la implementación de generadores de turbulencia dentro del colector solar y la cámara de secado para mejorar la transferencia de calor, validando su hipótesis mediante una experimentación satisfactoria. Jairaj et al. (2009) realizaron una revisión y comparación entre varios métodos artesanales e industriales para el secado de uvas, mostrando una mejora en el tiempo de secado de 8-20 días a 1.5 días, así como mejoras con respecto a la calidad del producto. Por último, Schlueter et al. (2009) simularon un modelo básico de colector solar con pruebas experimentales, desarrollando ecuaciones para definir la variación de la radiación solar con respecto al movimiento entre la Tierra y el Sol.

Con el objetivo de aportar un modelo matemático más completo y buscar mejorar el desempeño del colector, se propone el diseño, simulación y análisis de un colector solar con circulación forzada. Las aletas y almacenamiento de energía considerados en el diseño del colector lograrán un mejor aprovechamiento de la energía solar en el secado, obteniendo como resultado final un

menor tiempo de secado y una producción de calidad comparado con el secado por exposición directa al sol. Es una forma atractiva para disminuir las pérdidas después de la cosecha que suelen darse por malas condiciones en el secado artesanal. Finalmente, presenta reducidos costos variables ya que su fuente de energía es solar, y para su mantenimiento sólo requiere de limpieza.

Capítulo 1
Marco teórico

1.1. Antecedentes de la investigación

- Schlueter et al. (2012) presentaron el resultado de un proyecto realizado con el apoyo del Concytec, en el cual desarrollaron la construcción de un colector solar de 2 pasos, placa absorbente y material de almacenamiento de energía, otorgando el planteamiento base de las ecuaciones de termodinámica que rigen su comportamiento.
- El comportamiento de las propiedades termodinámicas del aire húmedo se han estudiado en Tsilingiris (2008) para un rango de temperaturas de interés, entre 0 a 100 °C, en el que se recomienda realizar el secado de los granos de cacao.
- Las variables termodinámicas del aire se interrelacionan de una determinada manera dependiendo del tipo de colector solar utilizado, en Singh & Kumar (2012) se desarrolla una serie de experimentos para generalizar dicha interrelación para todo colector solar plano de flujo forzado.
- Según datos de la central meteorológica ubicada en la Universidad de Piura, se conocen los valores de radiación, temperatura ambiente y humedad relativa, los cuales son variables a lo largo del día y del año, y estos parámetros afectan directamente al comportamiento del colector.

1.2. Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor

1.2.1. Balance de energía

Habitualmente se define la energía como la capacidad de la materia para producir trabajo, pudiendo adoptar distintas formas, todas ellas interconvertibles directa o indirectamente unas en otras.

El balance de energía al igual que el de materia es un enunciado matemático de la "Ley de la conservación de la energía" (Primera Ley de La Termodinámica), es decir "La energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma de una forma a otra". El balance de energía es un

principio físico fundamental al igual que la conservación de masa, que es aplicado para determinar las cantidades de energía que es intercambiada y acumulada dentro de un sistema. La velocidad a la que el calor se transmite depende directamente de dos variables: la diferencia de temperatura entre los cuerpos caliente y frío, y la superficie disponible para el intercambio de calor. También influyen otros factores como: la geometría y propiedades físicas del sistema y, si existe un fluido, las condiciones de flujo. Los fluidos en bioprocesos necesitan calentarse o enfriarse. Ejemplos típicos de ellos son la eliminación de calor durante las operaciones de fermentación utilizando agua de refrigeración y el calentamiento del medio original a la temperatura de esterilización mediante vapor.

Uno de los principales intereses del balance de energía es realizar un conteo de la energía intercambiada entre un sistema y sus alrededores durante un proceso, sin embargo no se puede conocer la energía absoluta en un momento determinado. En realidad lo que interesa es conocer los cambios en los niveles de energía que puede experimentar un sistema durante un proceso, para lo cual es necesario definir claramente la frontera entre el sistema o sus partes y los alrededores o el entorno.

Los objetivos en el diseño de un sistema térmico son:

- Determinar la cantidad energía necesaria para el proceso.
- Determinar las temperaturas a las cuales el proceso es más eficiente.
- Disminuir el desperdicio de energía.
- Determinar el tipo de materiales y equipos que permitan al sistema ser más eficiente.
- Sin embargo, el objetivo principal es la estimación de costos de operación del proceso, ya que el gasto energético es uno de los más importantes rubros durante la operación.

La ecuación general del balance de energía se expresa de la siguiente forma:

$$\begin{Bmatrix} acumulación\ de \\ energía\ dentro \\ del\ sistema \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} transferencia\ de \\ enegía\ al\ sistema\ a \\ través\ de\ su\ frontera \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} transferencia\ de\ energía \\ desde\ el\ sistema \\ a\ través\ de\ su\ frontera \end{Bmatrix}$$

$$+ \begin{Bmatrix} generación\ de\ energía \\ dentro\ del\ sistema \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} consumo\ de \\ energía\ dentro \\ del\ sistema \end{Bmatrix}$$

La expresión matemática del balance de energía para un sistema abierto puede simbolizarse de la siguiente manera, una vez hecho los arreglos matemáticos respectivos:

$$\Delta E = E_{t_2} - E_{t_1} = Q + W - \Delta\left[\left(\hat{H} + \hat{K} + \hat{P}\right)m\right] \pm E_{Rx} \qquad (1)$$

Donde E_t es la energía total, Q es el calor neto que cruza la superficie de control y W es el trabajo neto intercambiado en la superficie de control, $\Delta\hat{H}, \Delta\hat{K}\ y\ \Delta\hat{P}$ son las variaciones de entalpía, energía cinética y potencial, respectivamente. Finalmente E_{Rx} aplica cuando existe energía que es consumida o suministrada por reacciones químicas.

1.3. Definiciones conceptuales

1.3.1. Energías renovables

Se denomina energía renovable a la energía que se obtiene de fuentes naturales virtualmente inagotables, ya sea por la inmensa cantidad de energía que contienen, o porque son capaces de regenerarse por medios naturales. Entre las energías renovables se cuentan la eólica, geotérmica[1], hidroeléctrica, mareomotriz[2], solar, undimotriz[3], la biomasa y los biocombustibles.

1.3.2. Colectores solares

Un colector de energía solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la radiación solar en energía interna para el fluido que contiene. El mayor componente de cualquier sistema solar térmico es el colector solar. Este es un dispositivo que absorbe la radiación solar incidente, y la convierte en calor, transfiriendo dicho calor por convección a un fluido (usualmente aire, agua o aceite) que fluye a través del colector. La energía solar se lleva a través del fluido hacia el sistema que requiera el calor portado.

Hay básicamente dos tipos de colectores: no concentradores o estacionarios, y concentradores.

Un colector no concentrador utiliza la misma área para interceptar y absorber la radiación solar, mientras que un concentrador solar con seguimiento del sol usualmente tiene una superficie cóncava reflectante para interceptar y dirigir los rayos solares hacia una pequeña área receptora, todo esto para incrementar el flujo de radiación. Los colectores concentradores son ideales para aplicaciones de alta temperatura. Los colectores solares también pueden distinguirse por el tipo de fluido caloportante utilizado (agua, líquido anticongelante, aire, o aceite térmico) o también si están cubiertos o descubiertos.

Colector solar plano

Es un tipo de colector estacionario. Cuando la radiación solar pasa a través de su cubierta superior transparente e incide a la superficie absorbente de color negro de alta absortancia, gran parte de esta energía se absorbe en la placa y se transfiere al fluido de transporte, o se almacena para ser utilizado después. En la parte inferior se tiene la placa absorbente y la estructura que lo soporta correctamente aislado para reducir las pérdidas de calor por conducción. Los componentes principales de un colector solar plano se muestran en la Figura 1.

[1] Energía obtenida del suelo aprovechando su propiedad de almacenamiento de energía.
[2] Energía que se obtiene aprovechando las corrientes de marea, dicho movimiento se aprovecha para la generación de electricidad.
[3] Energía obtenida por el movimiento del mar debido a las olas, se aprovecha la energía mecánica mediante una turbina sumergida parcialmente.

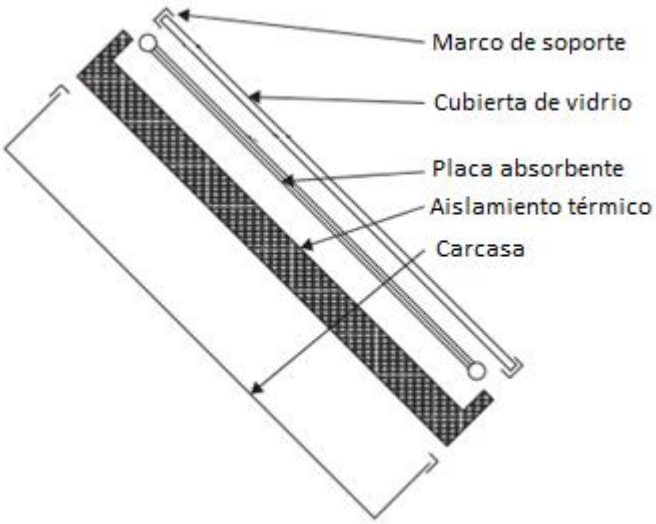

Figura 1 - Esquema de un colector solar plano
Fuente: Solar Energy Engineering: Processes and Systems – Soteris A. (2014)

Con respecto a su construcción, varía dependiendo si el fluido es líquido como el agua o si es aire. En la Figura 2 y Figura 3 se pueden apreciar diferentes tipos de sistemas de colectores para agua y aire, respectivamente. Así también se distingue si el colector funciona por convección natural, en el que el fluido se desplaza por diferencia de presión basada en la variación de su densidad, o por flujo forzado, en el que se utiliza un dispositivo para forzar el desplazamiento del fluido y asegurar la velocidad del flujo.

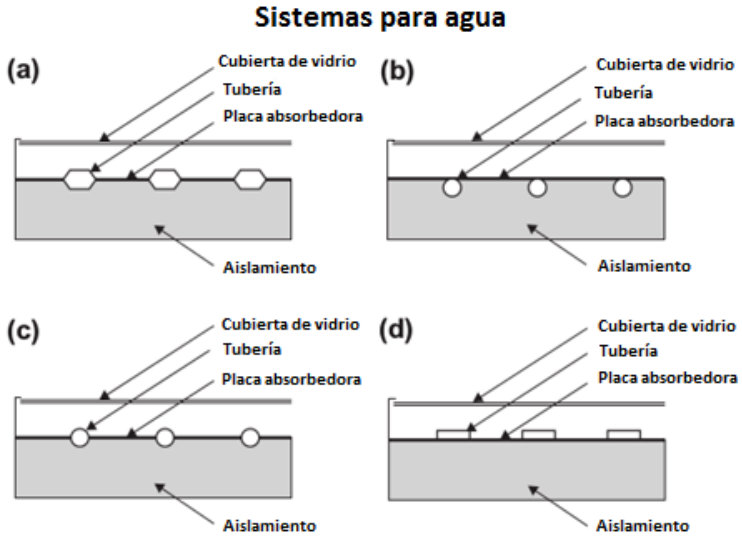

Figura 2 - Tipos de colector solar para calentar agua
Fuente: Solar Energy Engineering: Processes and Systems – Soteris A. (2014)

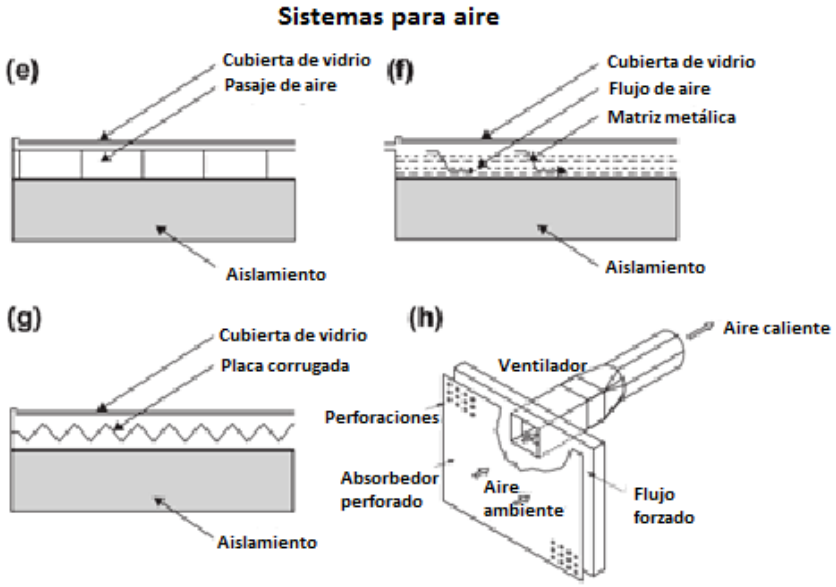

Figura 3 - Tipos de colector solar para calentar aire
Fuente: Solar Energy Engineering: Processes and Systems – Soteris A. (2014)

1.3.3. Generadores de turbulencia

Pequeños dispositivos en forma de álabes instalados en el fondo del colector que aumentan la turbulencia del fluido mejorando la eficiencia en la transferencia del calor. En la Figura 4 se pueden observar diferentes tipos de obstáculos generadores de turbulencia y en la Figura 5 se presentan imágenes reales de cómo se ven los obstáculos tipo triangulares fijos y tipo álabes.

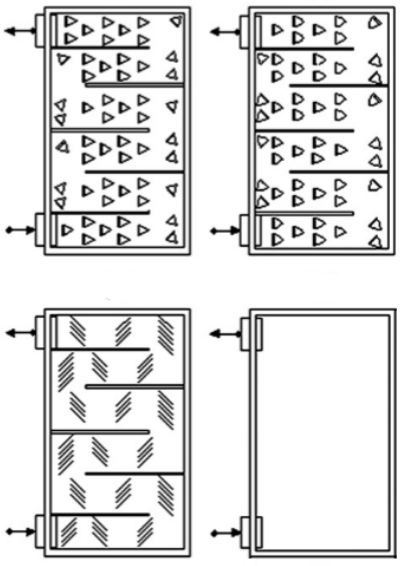

Figura 4 - Tipos de generadores de turbulencia
Fuente: Ebru Kavak (2010)

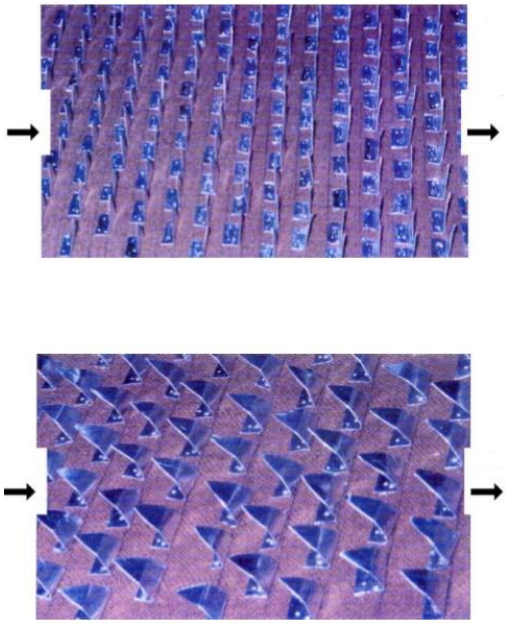

Figura 5 - Obstáculos triangulares y de tipo álabe
Fuente: Abene et al. (2004).

1.3.4. Aletas

Extensiones de metal en forma de aletas conectadas directa y perpendicularmente a la placa absorbente de manera que haya conducción de calor entre ellos. Su función es la de aumentar el área de contacto entre la placa y el fluido que se está calentando dentro del colector. En la Figura 6 se puede observar un colector solar con aletas.

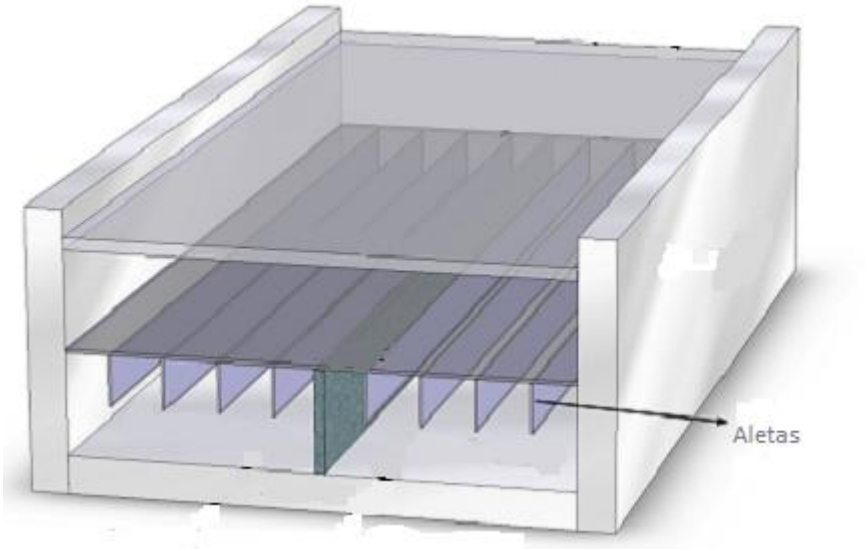

Figura 6 - Imagen referencial sobre aletas montadas en un colector solar
Fuente: Ho-Ming & Chii-Dong (2013)

Capítulo 2
Consideraciones de diseño y modelación matemática

Según la información recopilada del estado del arte y experiencias previas se consideró para la modelación utilizar un diseño base como el de la Figura 7. El prototipo se ha pensado para su acoplamiento a una cámara de secado de cacao orgánico con una capacidad de 10 kg del fruto por día.

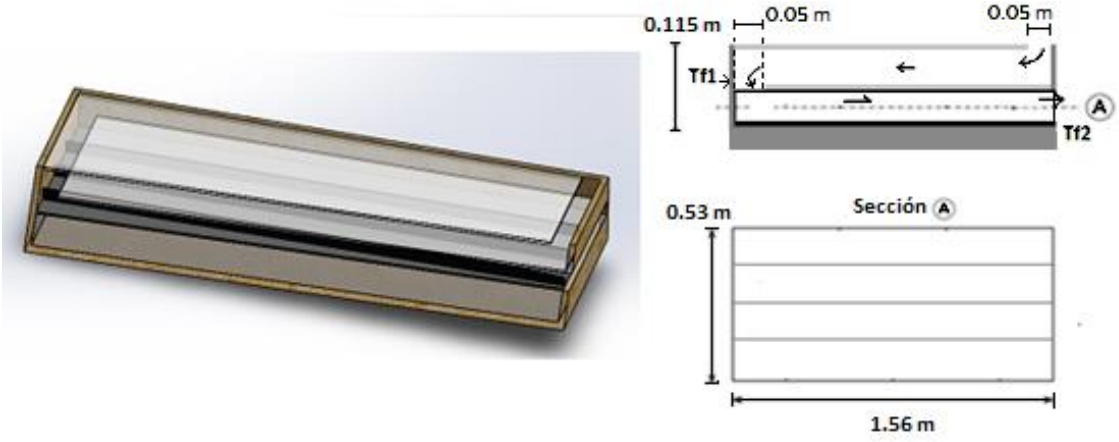

Figura 7 - Esquema conceptual del colector solar de doble paso con aletas. Vista lateral y de planta
Fuente: Elaboración propia

Este modelo de colector solar implica la implementación de aletas para aumentar el área de contacto entre la placa absorbente y el aire, lo cual incrementa su temperatura de salida del colector sin modificar notablemente sus dimensiones. Las aletas para este caso son acopladas a la placa absorbente mediante soldadura. Tanto la placa metálica como las aletas son de acero galvanizado con un recubrimiento de pintura negra para mejorar sus propiedades absorbentes.

La estructura externa se construirá de madera y doble cubierta de vidrio en la superficie, además se agregó un bloque de concreto de 10 cm de espesor debajo de la placa metálica que sirve como almacenamiento de energía térmica para atenuar la caída de la temperatura del aire a la salida del

colector cuando la radiación solar sea nula. En la Figura 8 se puede observar una vista a escala del prototipo a modelar.

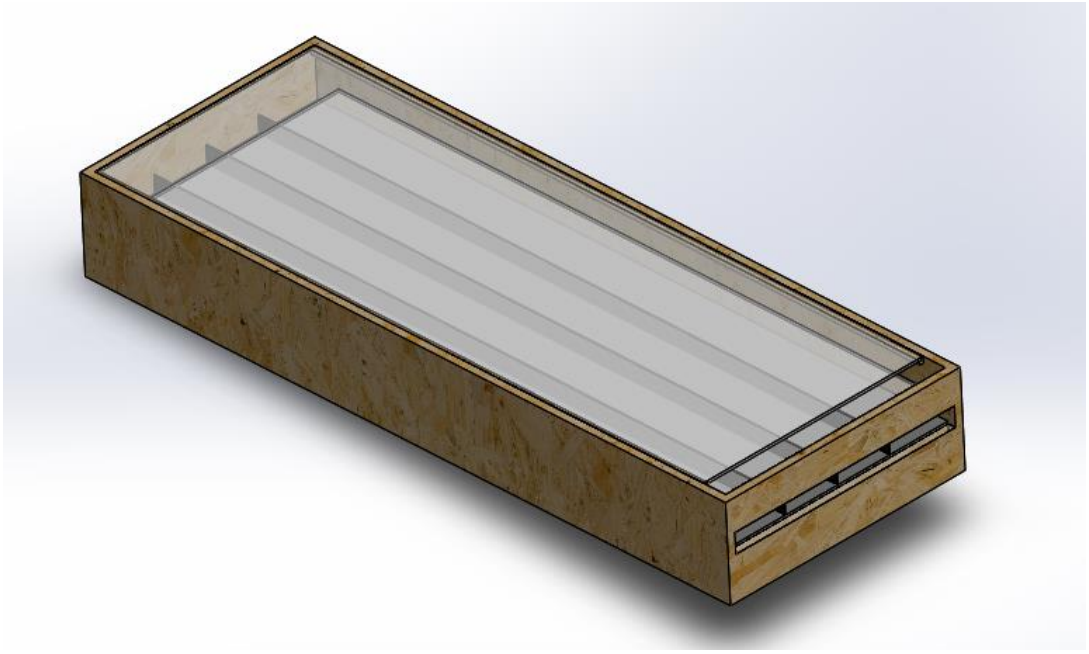

Figura 8 - Diseño gráfico a escala del colector solar de doble paso con aletas y material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia

La modelación matemática será desarrollada en base al diseño propuesto, anteriormente mostrado en la Figura 7.

2.1. Nomenclatura

En la Tabla 1 se muestran las variables que se utilizan para elaborar el modelo matemático, en la Tabla 2 se muestran las propiedades que expresan las letras griegas y finalmente en la Tabla 3 se muestran los subíndices utilizados.

Tabla 1 – Declaración de variables

Símbolo	**Magnitud**	**Unidad**
A	Área de exposición del colector solar	m^2
b	Ancho del colector solar	m
c_p	Calor específico a presión constante	J/K.kg
e	Espesor	m
h_c	Coeficiente de transferencia de calor por convección	$W/K.m^2$
h_r	Coeficiente de transferencia de calor por radiación (aproximado para temperaturas entre 20 y 80 °C)	$W/K.m^2$
HR	Humedad relativa	-
I_{eff}	Insolación efectiva	W/m^2
k, U	Conductividad térmica	W/m.K
l	Largo del colector solar	m

M	Masa molar	g/mol
m	Masa del material	kg
$\dot{m}_a$	Flujo másico de aire	kg/s
num	Número de moles	-
n	Número de aletas	-
P	Presión	kPa
$\tilde{R}$	Constante universal de los gases	J/K.mol
T	Temperatura	°C
T*	Temperatura	K
t	Tiempo	s
v	Velocidad del flujo de aire	m/s
$\tilde{x}_i$	Fracción molar del componente-i	-

Fuente: Elaboración propia

Tabla 2 - Letras griegas

Símbolo	**Magnitud**	**Unidad**
α	Absortividad	-
ε	Emisividad	-
μ	Viscosidad dinámica	$N.s/m^2$
ρ	Densidad	kg/m^3
τ	Transmisividad	-
ζ	Coeficiente de correlación polinomial	-
Φ	Coeficiente de interacción entre moléculas de aire seco y vapor de agua	-

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3 - Subíndices

Símbolo	**Magnitud**
a	Ambiente
b	Aislamiento de lana de fibra de vidrio
s	Material de almacenamiento de energía térmica
$f1$	Primero paso de aire en el colector solar, desde la entrada a la zona intermedia
$f2$	Segundo paso de aire en el colector solar, desde la zona intermedia hasta la salida
$g1$	Cubierta de vidrio superior
g2	Cubierta de vidrio inferior
LS,LI,LC	Laterales de carcasa en parte superior, inferior y material de almacenamiento de energía térmica, respectivamente
m	Mezcla vapor de agua y aire seco
p	Placa absorbente
v	Vapor saturado
0	Condiciones atmosféricas promedio a una altura sobre el nivel del mar

Fuente: Elaboración propia

2.2. Balances de masa y energía

Para desarrollar el modelo matemático se asumió las siguientes hipótesis:

- Flujo uniforme en cada sección donde el flujo cruza la superficie de control.
- El área de cada sección es plana y perpendicular al vector velocidad del fluido.
- Una sola entrada y una sola salida.
- Temperatura uniforme en la placa metálica y cubiertas de vidrio, considerando la energía aportada por la radiación solar, de forma uniforme, mucho mayor a la que energía que se libera.
- El cambio en la energía cinética y potencial por unidad de tiempo se considera insignificante.
- La dependencia del tiempo con respecto al balance de energía en los flujos de aire se considera despreciable ya que su dinámica se estabiliza rápidamente determinado por los demás componentes. Sí es determinante la variación de la temperatura del flujo de aire conforme va pasando por la placa metálica.
- El aire húmedo se considera como gas perfecto.

De la ecuación (2) a la (7) se realiza el balance de energía en el segundo flujo de aire, el primer flujo de aire, en las cubiertas de vidrio, la placa absorbente y el material para almacenamiento de energía térmica, respectivamente. Para desarrollarlas se consideró los parámetros que corresponden a las características de los materiales del diseño, así como las masas y flujos másicos.

En el sistema de ecuaciones se considera la variación con respecto al tiempo y al recorrido a lo largo de la placa, ambos como variables derivables independientes. De acuerdo con Jain y Jain (2004) para el caso de los flujos de aire, que varían a lo largo del recorrido a lo largo de la placa metálica, se ha considerado despreciable su capacidad calorífica ya que su dinámica es mínima con respecto a la placa absorbente, las cubiertas de vidrio o el material de almacenamiento de energía; por lo que la componente variante en el tiempo en el balance de energía de los flujos de aire es eliminada. En la Figura 9 se puede visualizar el esquema de las entradas y salidas del sistema para realizar el modelo matemático.

Segundo paso (flujo de aire):

$$h_{cg2f2}(T_{g2} - T_{f2})b * dx \; + h_{cpf2}(T_p - T_{f2})b * dx = \dot{m}_a c_{pa2} \frac{dT_{f2}}{dx} dx \qquad (2)$$

* El valor inicial de T_{f2} es el valor final de T_{f1}.

Considerando el segundo paso de flujo de aire como volumen de control se determina que se transfiere calor por convección desde la cubierta de vidrio inferior y la placa absorbente hacia el flujo de aire, lo cual es equivalente al calor específico multiplicado por el flujo másico y la diferencia de temperatura. Debido a la variación de la temperatura del aire a lo largo de su recorrido se realiza el cálculo de la ecuación considerando “dx” como tramos correspondientes a todo el recorrido del aire a lo largo del colector solar.

Primer paso (flujo de aire):

$$h_{cg1f1}(T_{g1} - T_{f1})b * dx = \dot{m}_a c_{pa1} \frac{dT_{f1}}{dx} dx + h_{cf1g2}(T_{f1} - T_{g2})b * dx \quad (3)$$

* El valor inicial de T_{f1} es el valor de entrada, T_a.

Considerando el primer paso de flujo de aire como volumen de control se determina que se transfiere calor por convección desde la cubierta de vidrio superior al flujo de aire y desde el flujo de aire hacia la cubierta de vidrio inferior, lo cual es equivalente al calor específico multiplicado por el flujo másico y la diferencia de temperatura. Debido a la variación de la temperatura del aire a lo largo de su recorrido se realiza el cálculo de la ecuación considerando "dx" como tramos correspondientes a todo el recorrido del aire a lo largo del colector solar.

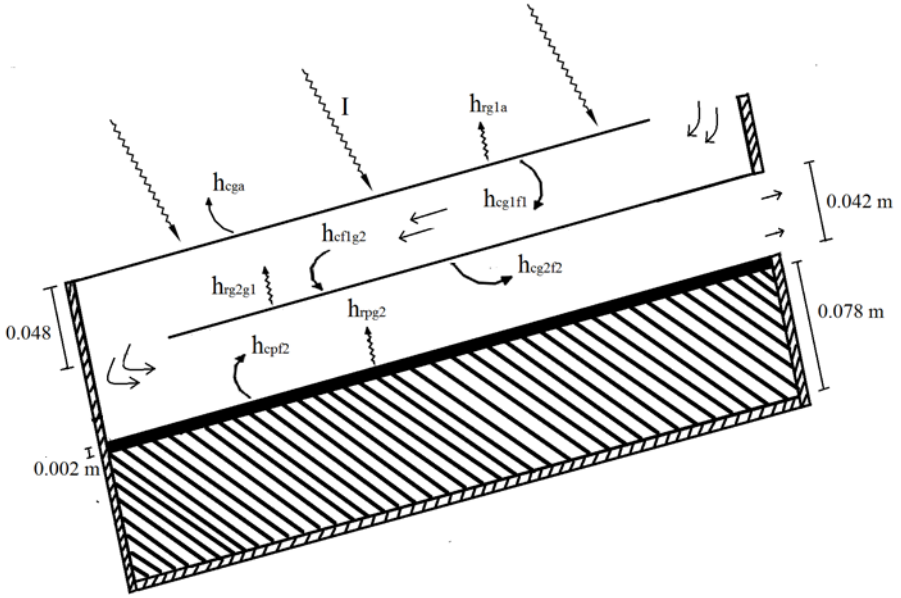

Figura 9 – Esquema de un colector solar de doble paso con placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia

Cubierta de vidrio superior:

$$m_{g1}c_{pg}\frac{dT_{g1}}{dt} = \alpha_g I_{eff} A_{g1} + h_{rg2g1}(T_{g2} - T_{g1})A_{g2} - h_{cg1f1}(T_{g1} - \overline{T_{f1}})A_{g1} - h_{cg1a}(T_{g1} - T_a)A_{g1} - h_{rg1a}(T_{g1} - T_{sky})A_{g1} \quad (4)$$

* $T_{sky} = T_a - 6$ °C; Jain, D. & Jain, R.K. (2004)

El calor recibido por la cubierta de vidrio superior se iguala al calor irradiado por sol y de la cubierta de vidrio inferior, restando el calor perdido por convección con el primer paso de flujo

de aire, por convección con el medio ambiente exterior y por radiación con el medio ambiente exterior.

Cubierta de vidrio inferior

$$m_{g2}c_{pg}\frac{dT_{g2}}{dt} = \tau_g\alpha_g I_{eff}A_{g2} + h_{rpg2}(T_p - T_{g2})A_{g2} + h_{cf1g2}(\overline{T_{f1}} - T_{g2})A_{g2} - h_{cg2f2}(T_{g2} - \overline{T_{f2}})A_{g2} - h_{rg2g1}(T_{g2} - T_{g1})A_{g2} \quad (5)$$

El calor recibido por la cubierta de vidrio inferior se iguala al calor irradiado por el sol y de la placa absorbente, sumando el calor recibido por convección de la placa absorbente y restando el calor perdido por convección con el flujo de aire y por radiación con la cubierta de vidrio superior.

Placa de Absorción

$$m_p c_{pp}\frac{dT_p}{dt} = \tau_g{}^2\alpha_p I_{eff}A_p - h_{cpf_2}(T_p - \overline{T_{f2}})A_p - h_{rpg2}(T_p - T_{g2})A_{g2} - U_s(T_p - T_s)A_p/e_s \quad (6)$$

El calor recibido por la placa absorbente se iguala al calor irradiado por el sol, restando el calor perdido por convección con el flujo de aire, por conducción con el material de almacenamiento de energía y por radiación con la cubierta de vidrio inferior.

Material de almacenamiento de energía térmica

$$m_s cp_s\frac{dT_s}{dt} = U_s(T_p - T_s)A_p/e_s - U_b(T_s - T_a)(A + A_{LS})/e_b \quad (7)$$

El calor recibido por el material de almacenamiento de energía se iguala al calor recibido por conducción desde la placa absorbente, restando el calor perdido por conducción con las paredes hacia el medio ambiente exterior.

Al ser la temperatura de los flujos de aire variante con respecto al recorrido, se puede calcular su valor medio integrando todos sus valores a lo largo de la placa de largo “L”:

$$\overline{T_{f2}} = \frac{\int_0^L T_{f2} * dx}{L} \quad (8)$$

$$\overline{T_{f1}} = \frac{\int_0^L T_{f1} * dx}{L} \quad (9)$$

2.3. Propiedades termo físicas y de transporte del aire húmedo

Las propiedades de transporte y termodinámicas como: la densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad cinemática, entre otras, son necesarias para definir el paso del fluido por la superficie interna del colector solar (Reynolds) y la difusión del calor por convección (Prandtl), entre la placa metálica y las moléculas del aire. Determinados los números de Reynolds y Prandtl se puede estimar su interrelación (Nusselt) para determinar el coeficiente de transferencia en el colector solar modelado (h_{cpf}). Se asume que estas propiedades sólo cambian con la temperatura y la humedad. Para determinar dichas propiedades, el aire húmedo se considera como una mezcla de aire seco y vapor de agua, los cuales se comportan como gases ideales. La fracción molar del vapor se define en la ecuación (10) como el número de moles de vapor presente del total de la mezcla.

$$\tilde{x}_v = \frac{num_v}{num_T} = \frac{num_v}{num_v + num_a} = \frac{P_v}{P_0} \qquad (10)$$

$$M_m = \sum \tilde{x}_i . M_i \qquad (11)$$

La humedad relativa se define en la ecuación (12) como la relación entre la presencia de vapor con respecto al vapor para la saturación:

$$HR = \frac{num_v}{num_{vs}} = \frac{\tilde{x}_v}{\tilde{x}_{vs}} = \frac{P_v}{P_{vs}} \qquad (12)$$

donde $\tilde{x}_{vs}$, es la fracción molar de vapor saturado bajo las condiciones que es un gas ideal.

Para el propósito del siguiente análisis, se utiliza la expresión simplificada mostrada en la ecuación (13) recomendada por Tsilingiris (2008).

$$\tilde{x}_v = HR * \frac{P_{vs}}{P_0} \qquad (13)$$

siendo P_0 la presión total de la mezcla aire-vapor.

2.3.1. Presión de vapor saturado

Para el cálculo de P_{vs}, según datos experimentales calculados por Van Wylen & Sonntag (1973), se ha determinado una función polinomial de cuarto orden mostrada en la ecuación (14) para representar la presión de vapor saturado en relación directa con la temperatura.

$$P_{vs} = E_0 + E_1 * T + E_2 * T^2 + E_3 * T^3 + E_4 * T^4 \quad (14)$$

Tabla 4 – Coeficientes de ajuste para el cálculo de la presión de vapor saturado

Constante	$\boldsymbol{Valor}$
E_0	0.7073034146
E_1	$-2.703615165*10^{-2}$
E_2	$4.36088211*10^{-3}$
E_3	$-4.662575642*10^{-5}$
E_4	$1.034693708*10^{-6}$

Fuente: Van Wylen & Sonntag (1973)

2.3.2. Densidad

La densidad de la mezcla resultante de aire seco y vapor se puede expresar con bastante precisión mediante la ecuación general de los gases reales, obteniendo:

$$\rho_m = \frac{P_0}{\tilde{R}T} * \left(M_a * \frac{P_0 - P_v}{P_0} + M_v * \frac{P_v}{P_0}\right) = \frac{P_0}{\tilde{R}T} * M_a \left[1 - \tilde{x}_v * \left(1 - \frac{M_v}{M_a}\right)\right] \ [kg/m^3] \quad (15)$$

Considerando la equivalencia de $\tilde{x}_v$ de la ecuación (13) aplicada en la ecuación (15) antes mencionada se obtiene la ecuación:

$$\rho_m = \frac{P_0}{\tilde{R}T} * M_a \left[1 - \text{HR} * \left(1 - \frac{M_v}{M_a}\right) * \frac{P_{vs}}{P_0}\right] \ [kg/m^3] \quad (16)$$

2.3.3. Calor especifico, conductividad térmica y viscosidad dinámica

El calor específico, la viscosidad dinámica y la conductividad térmica para el aire seco y el vapor de agua en el rango de 0°C < T < 100°C han sido investigados en profundidad y se encuentran recopilados por Irvine & Liley (1984) y se muestran en Tsilingiris (2008) ajustados a polinomios expresados por:

$$\left(\mu_n / k_n / c_p\right) = \sum_{i=0}^{n} \zeta_i \, T^i \quad (17)$$

En la Tabla 5, la Tabla 6 y la Tabla 7 se muestran las constantes de regresión para determinar la viscosidad dinámica, conductividad térmica y calor específico a presión constante, respectivamente.

Tabla 5 - Constantes de regresión para calcular la viscosidad dinámica (μ)

Constante	Aire seco	Vapor Agua
ζ_0	$-9.8601*10^{-1}$	$8.058131868*10$
ζ_1	$9.080125*10^{-2}$	$4.000549451*10^{-1}$
ζ_2	$-1.17635575*10^{-4}$	-
ζ_3	$1.2349703*10^{-7}$	-
ζ_4	$-5.7971299*10^{-11}$	-

Fuente: Tsilingiris (2008)

Tabla 6 - Constantes de regresión para calcular la conductividad térmica (k)

Constante	Aire seco	Vapor Agua
ζ_0	$-2.276501*10^{-3}$	$1.761758242*10$
ζ_1	$1.2598485*10^{-4}$	$5.558941059*10^{-2}$
ζ_2	$-1.4815235*10^{-7}$	$1.663336663*10^{-4}$
ζ_3	$1.73550646*10^{-10}$	-
ζ_4	$-1.066657*10^{-13}$	-
ζ_5	$2.47663035*10^{-17}$	-

Fuente: Tsilingiris (2008)

Tabla 7 - Constantes de regresión para calcular el calor específico a presión constante

Constante	Aire seco	Vapor Agua
ζ_0	$0.103409*10$	1.86910989
ζ_1	$-0.284887*10^{-3}$	$-2.578421578*10^{-4}$
ζ_2	$0.7816818*10^{-6}$	$1.941058941*10^{-5}$
ζ_3	$-0.4970786*10^{-9}$	-
ζ_4	$0.1077024*10^{-12}$	-

Fuente: Tsilingiris (2008)

En la Figura 10 se muestra el comportamiento de la densidad de la mezcla aire seco y vapor de agua para diferentes humedades relativas al variar la temperatura, calculado según la ecuación (16). La densidad del aire húmedo disminuye al aumentar la temperatura manteniendo constante la humedad relativa. Por otro lado, cuando se mantiene constante la temperatura, la densidad del aire húmedo disminuye al aumentar la humedad relativa.

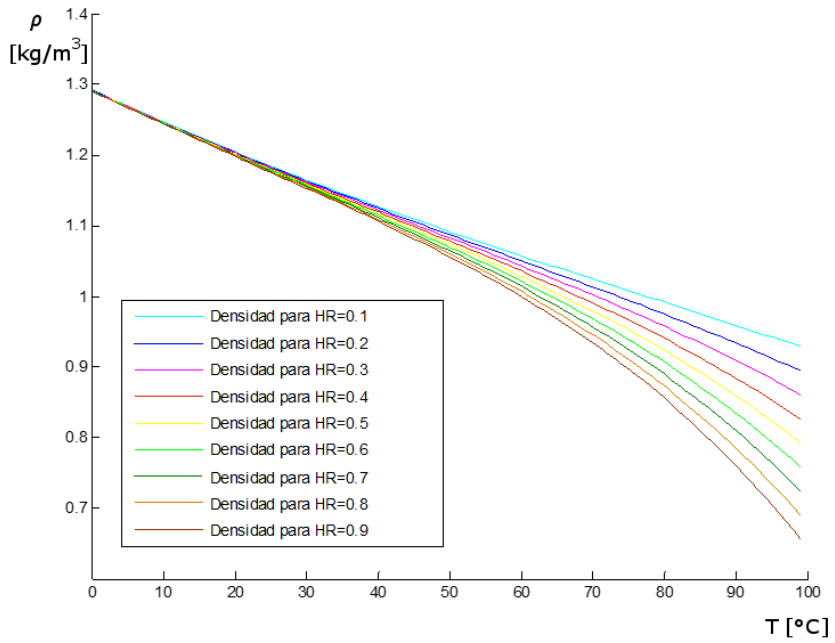

Figura 10 - Densidad (kg/m3) vs Temperatura (°C), variando HR entre 0.1 y 0.9
Fuente: Tsilingiris (2008). Elaboración: Elaboración propia

2.3.4. Viscosidad dinámica de la mezcla aire seco – vapor de agua

Basado en investigaciones extensas de la cinemática entre partículas de los gases, Reid (1988) recomienda evaluar la viscosidad resultante con la expresión de la ecuación (18) para una mezcla diluida de gases con "i" componentes, la cual está basada en previas investigaciones de Wilke (1950):

$$\mu_m(T) = \sum_{i=1}^{n} \frac{\tilde{x}_i * \mu_i(T)}{\sum_{j=1}^{n} \tilde{x}_j * \Phi_{ij}} \quad [N.s/m^2] \qquad (18)$$

Resultando finalmente:

$$\mu_m(T) = \frac{(1-\tilde{x}_v) * \mu_a(T)}{(1-\tilde{x}_v) + \tilde{x}_v * \Phi_{av}} + \frac{\tilde{x}_v * \mu_v(T)}{\tilde{x}_v + (1-\tilde{x}_v) * \Phi_{va}} \; [N.s/m^2] \qquad (19)$$

Si se introduce la expresión de la humedad relativa de la Ec (13) en la (19) se obtiene la expresión de la (20):

$$\mu_m(T) = \frac{\left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) * \mu_a(T)}{\left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) + HR * \frac{P_{vs}}{P_0} * \Phi_{av}} + \frac{HR * \frac{P_{vs}}{P_0} * \mu_v(T)}{HR * \frac{P_{vs}}{P_0} + \left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) * \Phi_{va}} \; [N.s/m^2] \qquad (20)$$

La ecuación (20) determina la viscosidad dinámica del aire húmedo para una temperatura y humedad relativa específica, en función de sus componentes: aire seco y vapor de agua. Sus componentes presentan los siguientes parámetros de interacción:

$$\Phi_{av} = \frac{\sqrt{2}}{4} * \left(1 + \frac{M_a}{M_v}\right)^{-\frac{1}{2}} * \left[1 + \left(\frac{\mu_a}{\mu_v}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{M_v}{M_a}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \quad (21)$$

$$\Phi_{va} = \frac{\sqrt{2}}{4} * \left(1 + \frac{M_v}{M_a}\right)^{-\frac{1}{2}} * \left[1 + \left(\frac{\mu_v}{\mu_a}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \quad (22)$$

2.3.5. Conductividad térmica de la mezcla aire seco – vapor de agua

De igual forma, Reid et al. (1988) y Tsilingiris (2008) recomiendan expresar la conductividad térmica en forma análoga a la viscosidad dinámica:

$$k_m(T) = \sum_{i=1}^{n} \frac{\tilde{x}_i * k_i(T)}{\sum_{j=1}^{n} \tilde{x}_j * \Phi_{ij}} \; [W/m.K] \quad (23)$$

Resultando:

$$k_m(T) = \frac{\left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) * k_a(T)}{\left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) + HR * \frac{P_{vs}}{P_0} * \Phi_{av}} + \frac{HR * \frac{P_{vs}}{P_0} * k_v(T)}{HR * \frac{P_{vs}}{P_0} + \left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) * \Phi_{va}} [W/m.K] \quad (24)$$

Y

$$\Phi_{av} = \frac{\sqrt{2}}{4} * \left(1 + \frac{M_a}{M_v}\right)^{-\frac{1}{2}} * \left[1 + \left(\frac{k_a}{k_v}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{M_v}{M_a}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \quad (25)$$

$$\Phi_{va} = \frac{\sqrt{2}}{4} * \left(1 + \frac{M_v}{M_a}\right)^{-\frac{1}{2}} * \left[1 + \left(\frac{k_v}{k_a}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \quad (26)$$

2.3.6. Calor específico a presión constante de la mezcla aire seco – vapor de agua

Para este parámetro Tsilingiris (2008) recomienda utilizar la ecuación (27):

$$c_{pm}(T) = c_{pa}(T) * \tilde{x}_a * \frac{M_a}{M_m} + c_{pv}(T) * \tilde{x}_v * \frac{M_v}{M_m} \quad [J/K.kg] \qquad (27)$$

Considerando HR y el factor de corrección se obtiene la expresión:

$$c_{pm}(T) = \frac{c_{pa}(T) * \left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) * M_a + c_{pv}(T) * \left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) * M_v}{M_a * \left(1 - HR * \frac{P_{vs}}{P_0}\right) + M_v * HR * \frac{P_{vs}}{P_0}} \; [J/K.kg] \qquad (28)$$

De acuerdo a los datos de las tablas Tabla 5, Tabla 6 y Tabla 7 y las ecuaciones de interacción (20), (24) y (28), evaluadas anteriormente, se puede determinar el comportamiento de la viscosidad dinámica, conductividad térmica y calor específico a presión constante de la mezcla de aire seco y vapor de agua para diferentes humedades relativas al variar la temperatura. En Figura 11, Figura 12 y Figura 13 se muestran el comportamiento resultante para la viscosidad dinámica, conductividad térmica y calor específico a presión constante, respectivamente.

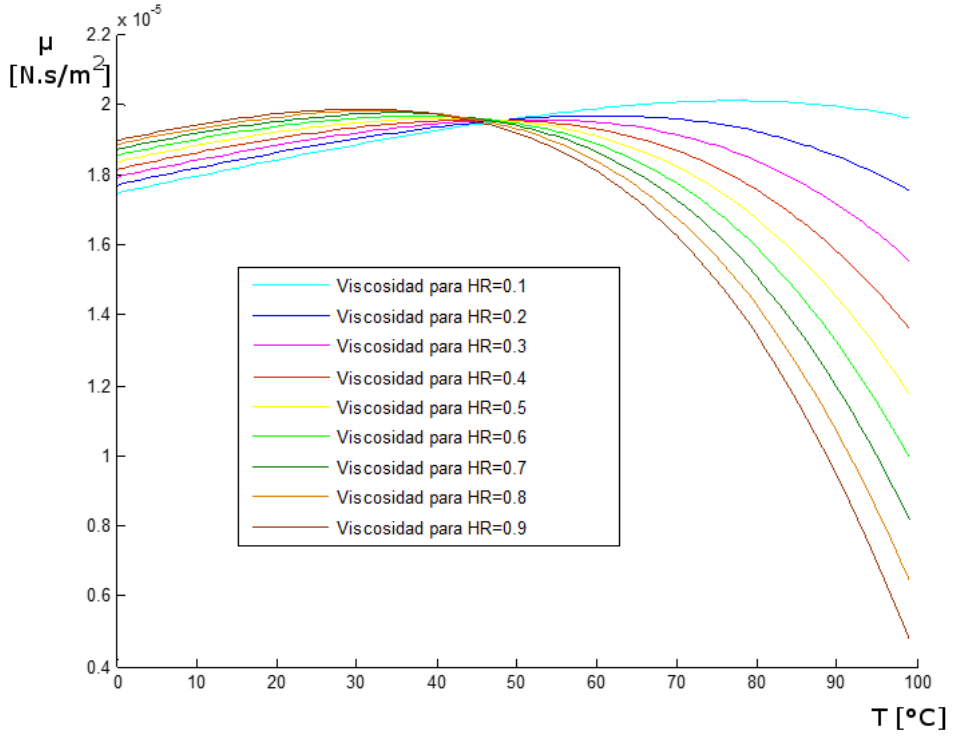

Figura 11 - Viscosidad dinámica (N.s/m2) vs Temperatura (°C), variando HR entre 0.1 y 0.9
Fuente: Tsilingiris (2008). Elaboración: Elaboración propia

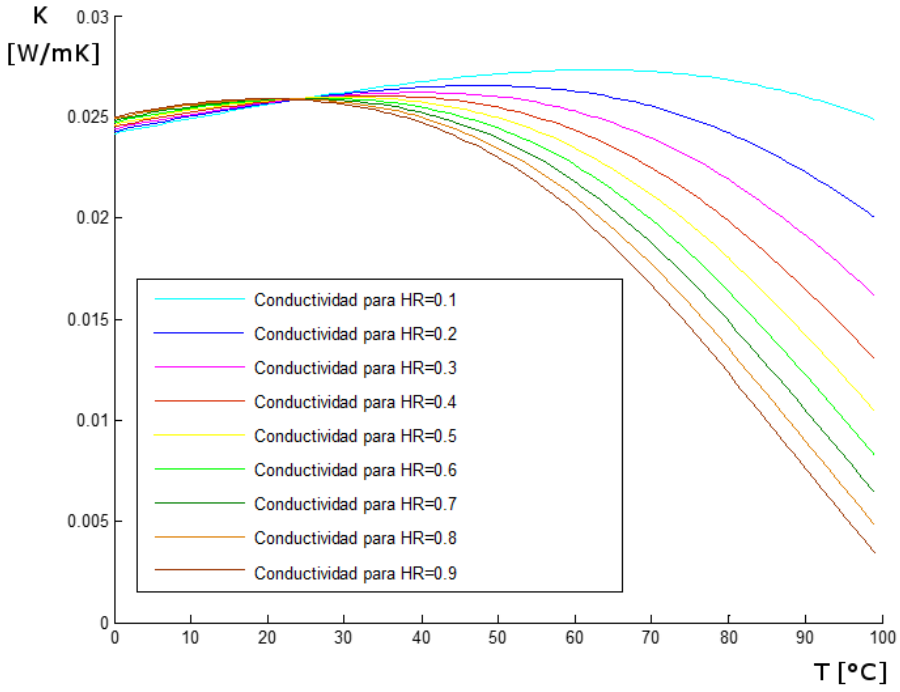

Figura 12 - Conductividad térmica (W/m.K) vs Temperatura (°C) para HR entre 0.1 y 0.9
Fuente: Tsilingiris (2008). Elaboración: Elaboración propia

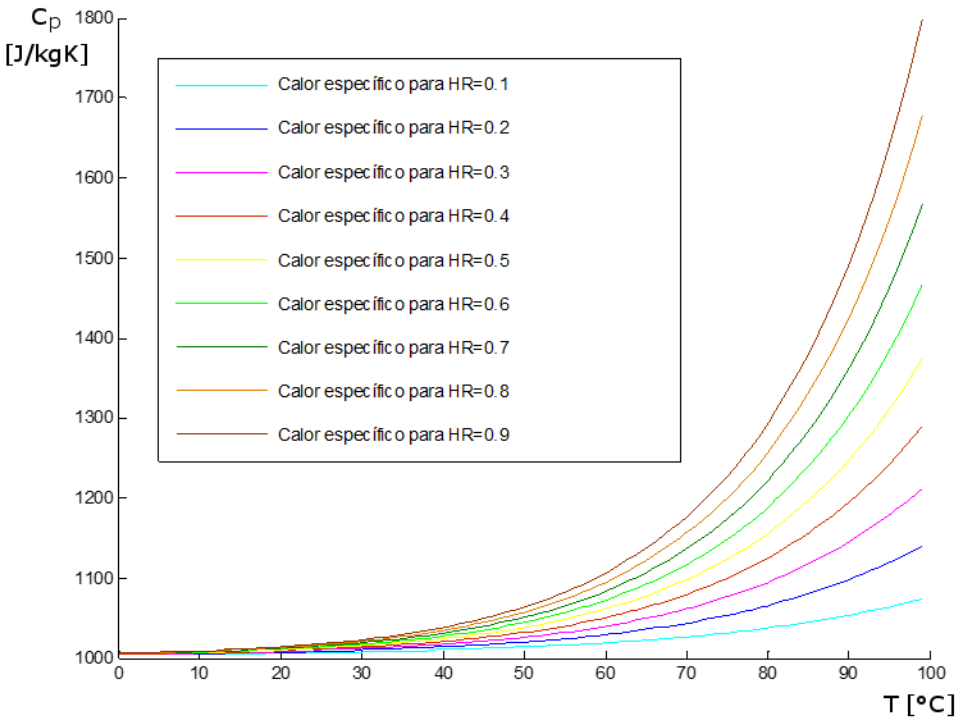

Figura 13 - Calor específico a presión constante (J/kg.K) vs Temperatura (°C) para HR entre 0.1 y 0.9
Fuente: Tsilingiris (2008). Elaboración: Elaboración propia

2.3.7. Número de Reynolds

Es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido. Se define como el cociente entre las fuerzas de inercia y las viscosas y se expresa como:

$$Re = \frac{\rho * v_f * D_h}{\mu} \quad (29)$$

donde ρ es la densidad (kg/m^3), v_f es la velocidad del fluido y D_h es el diámetro hidráulico, el cual se define como:

$$D_h = 4 * \frac{Área}{Perímetro} = d_h = \frac{2.h.b}{h+b} \ [m] \quad (30)$$
(según $geometría\ del\ colector$)

siendo b el ancho y h el alto, de la sección por la fluye el aire.

* El área y perímetro para el cálculo del diámetro hidráulico corresponden a la sección perpendicular al paso del fluido, donde “b” es el ancho y “d” es la altura de la sección de paso. Para calcular el número de Reynolds se debe asumir una velocidad del fluido constante sobre la sección perpendicular al flujo del aire, para este caso se ha considerado v_f=1 m/s ya que es un valor intermedio con respecto a las velocidades de experimentación utilizadas en la literatura que suelen ser valores entre 0.5 m/s y 2.5 m/s.

2.3.8. Número de Prandtl

El número de Prandtl (Pr) es un número adimensional igual al cociente entre la difusividad de movimiento (viscosidad) y la difusividad térmica:

$$\mathrm{Pr} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu * c_p}{k} \quad (31)$$

Si se conoce la viscosidad dinámica, conductividad térmica y el calor específico a presión constante se puede determinar el número de Reynolds y Prandtl. En Figura 14 y Figura 15 se muestran el comportamiento del número de Reynolds y Prandtl, respectivamente, para diferentes humedades relativas al variar la temperatura.

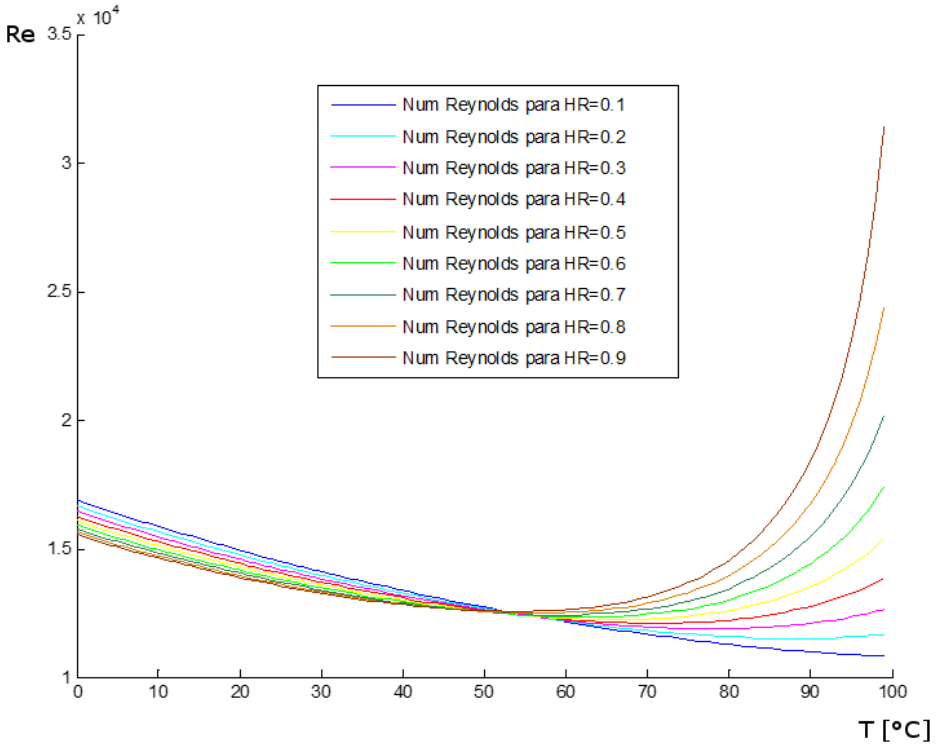

Figura 14 - Número de Reynolds, variando HR entre 0.1 y 0.9
Fuente: Tsilingiris (2008). Elaboración: Elaboración propia

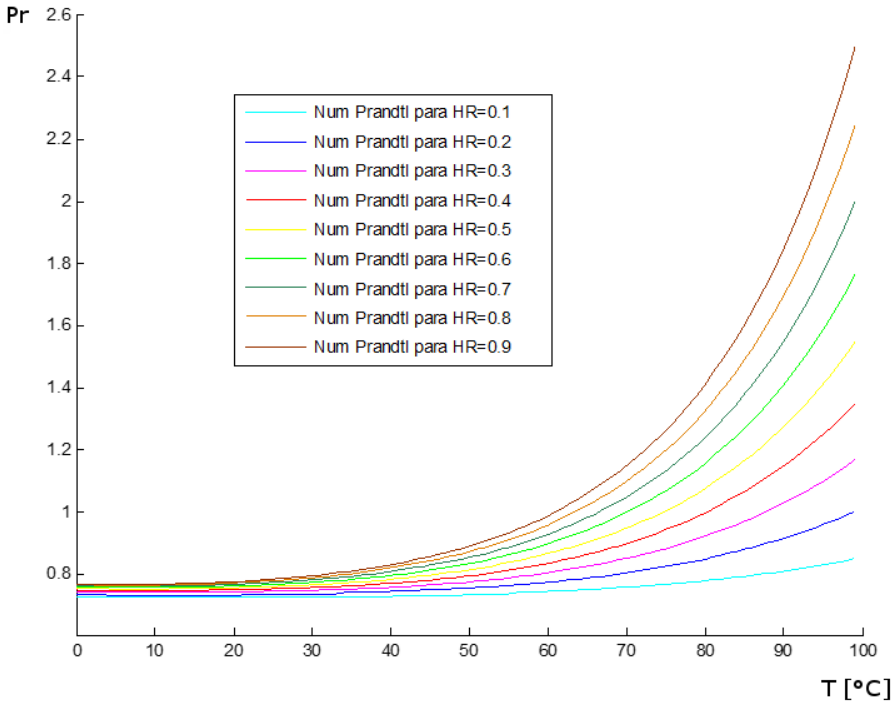

Figura 15 - Número de Prandtl, variando HR entre 0.1 y 0.9
Fuente: Tsilingiris (2008). Elaboración: Elaboración propia

2.3.9. Número de Nusselt

Mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción. Se define como:

$$Nu = \frac{h_{cpf} * D_h}{k_m} \quad (32)$$

* El número de Nusselt depende del coeficiente de transferencia de calor por convección, que es el parámetro desconocido que se desea calcular, por lo que se utilizará una interrelación entre Reynolds y Prandtl para determinar su valor.

Interrelación entre los números adimensionales característicos

La relación entre los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl se puede representar como la ecuación (33), la cual varía sus constantes según el tipo y diseño del sistema estudiado.

$$Nu = C * Re^m Pr^n \quad (33)$$

siendo “C”, “m” y “n” valores constantes que se ajustan a la ecuación según el tipo y diseño del sistema estudiado.

Del estudio realizado por Singh & Kumar (2012), se determina una estimación apropiada del coeficiente proporcional y los exponentes para relacionar Nusselt, Reynolds y Prandtl:

- Mediante varios experimentos, realizados para secadores solares fijos tipo directo, indirecto y mixto, se evaluaron los datos de los coeficientes de transferencia de calor por convección placa-fluido (h_{cpf}) obtenidos. Con dichos valores de convección antes desconocidos se hace posible calcular los coeficientes necesarios por regresión lineal usando el algoritmo de optimización Levenberg-Marquardt. Finalmente, se presenta una ecuación independiente del diseño del colector, como un promedio de varios datos variando temperatura y flujo de aire en relación a los números adimensionales característicos. El resultado es una ecuación capaz de representar la interacción de los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl para colectores solares planos de cualquier tipo de diseño con una precisión aceptable, considerando un factor de corrección para no considerar la variación de las propiedades del aire con respecto a la temperatura.

$$Nu = 0.812 * Re^{0.463} Pr^{0.4} \ (Circulación\ forzada, secado\ indirecto) \quad (34)$$

$$Nu = 0.116 * Re^{0.648} Pr^{0.4} * (f)^{6.028} \ (Circulación\ forzada, secado\ indirecto \text{ con factor de corrección, } f) \quad (35)$$

Dado que ya se ha considerado la variación de las propiedades termodinámicas del aire con respecto a la temperatura, no se considera el factor de corrección. Se utiliza ecuación (36) que es independiente del diseño del colector:

$$Nu = 0.812 * Re^{0.463} Pr^{0.4} \ (Circulación\ forzada, secado\ indirecto) \qquad (\ 36\ )$$

De acuerdo a la ecuación seleccionada se obtiene el número de Nusselt, y con ello el coeficiente de transferencia de calor por convección que se desea calcular. En la Figura 16 y Figura 17 se muestran el comportamiento del número de Nusselt y del coeficiente de transferencia de calor por convección, respectivamente.

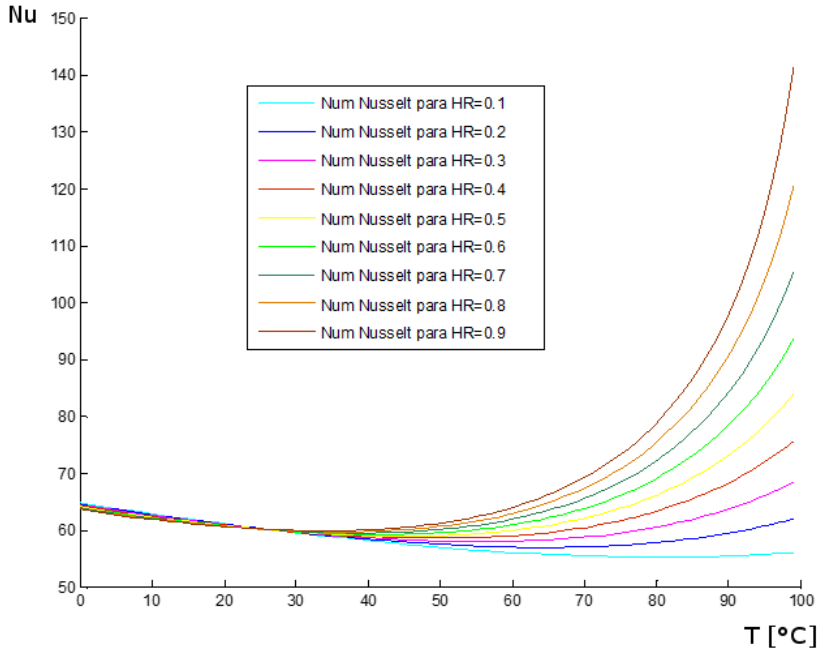

Figura 16 - Número de Nusselt, variando HR entre 0.1 y 0.9
Fuente: Tsilingiris (2008). Elaboración: Elaboración propia

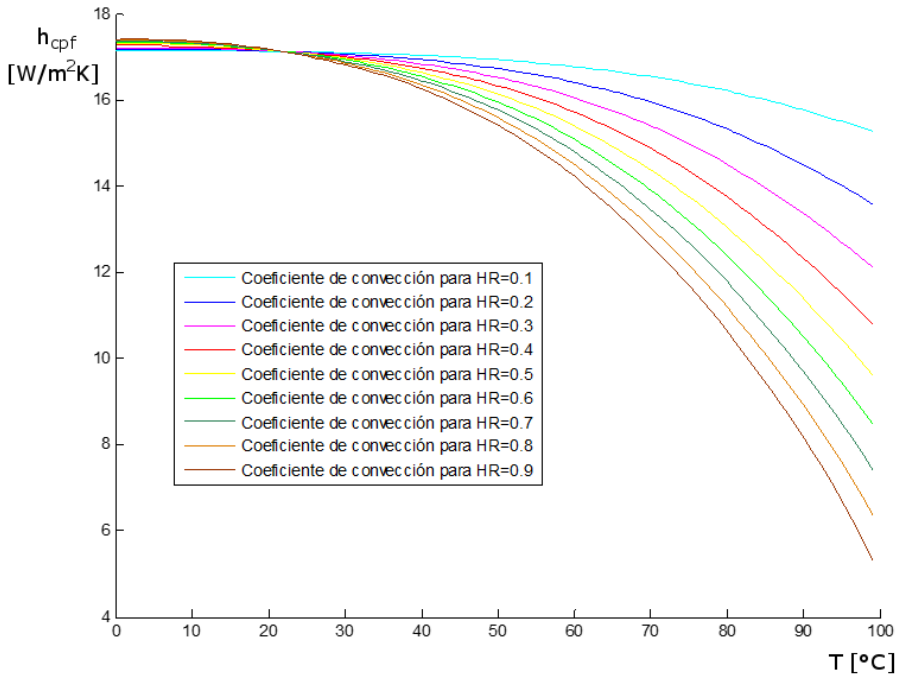

Figura 17 - Coeficiente de transferencia de calor por convección resultante, variando HR entre 0.1 y 0.9
Fuente: Singh & Kumar (2012) Elaboración: Elaboración propia

2.3.10. Variación de radiación incidente

La radiación solar incide en la superficie terrestre con un ángulo determinado que varía con respecto al lugar y tiempo en la que se mida (ver Figura 18 y Figura 19). La variación con respecto al lugar es debido a la forma esférica de la Tierra y depende de la latitud del lugar en que se quiera medir. La variación con respecto al tiempo se debe a la traslación de la Tierra alrededor del sol formando un ciclo repetitivo a lo largo de un año.

De lo expresado anteriormente se definen los ángulos de incidencia de la radiación solar según el esquema de la Figura 19, donde α es el ángulo de elevación solar con respecto al horizonte, $\emptyset$ es el ángulo de elevación complementario a α, medido desde la perpendicular al horizonte, y "z" es el ángulo de azimut solar, el cual se refiere al ángulo que forma la proyección del ángulo de elevación solar con respecto a la recta imaginaria de norte a sur. Soteris A. (2014) muestra la expresión matemática del ángulo de elevación solar:

$$sen(\alpha) = \cos(\emptyset) = \sin(L)\sin(\delta) + \cos(L)\cos(\delta)\cos(h) \qquad (37)$$

donde L es la latitud local, δ es el ángulo de declinación solar que expresa la variación debida a la traslación de la tierra alrededor del sol según la Figura 20, y "h" es el ángulo horario que expresa la variación con respecto a la rotación de la tierra sobre su propio eje. El valor de "h" es 0 al mediodía, y variando para cada hora ± 15°, correspondiendo los valores negativos a las horas de la mañana y los positivos a las horas de la tarde.

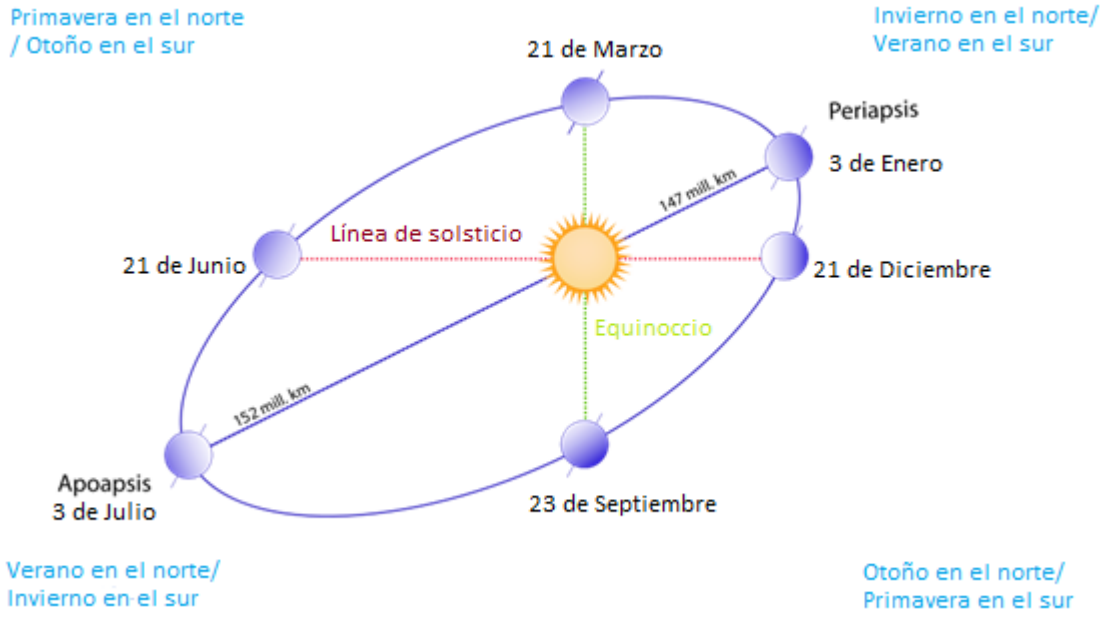

Figura 18 – Traslación de la tierra alrededor del sol
Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Traslacion_de_la_Tierra

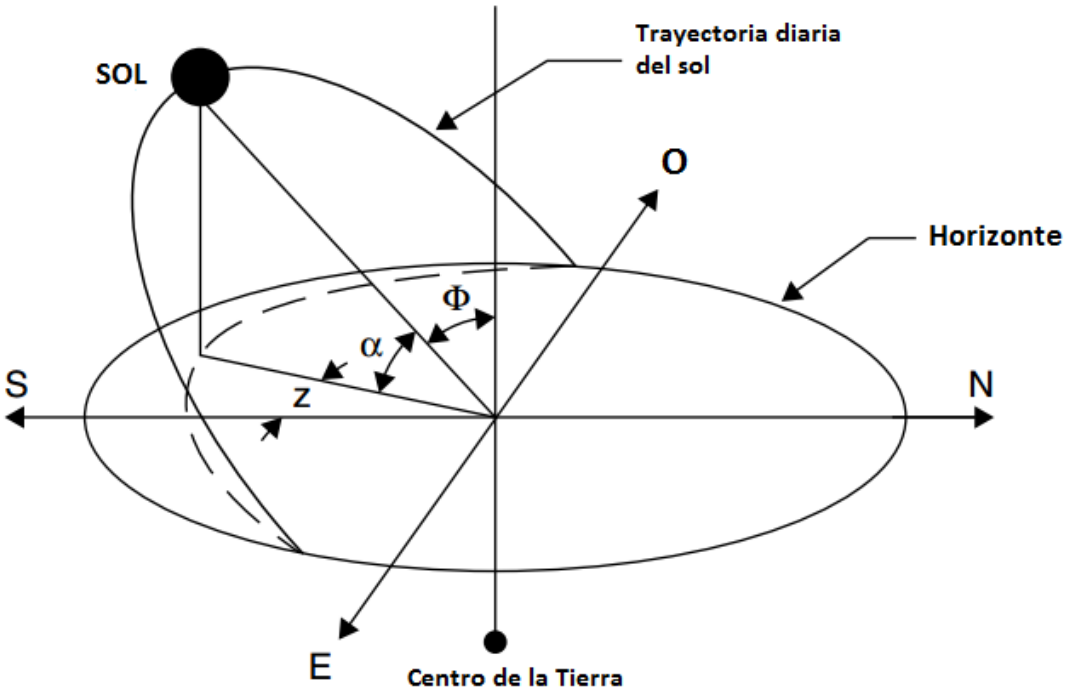

Figura 19 – Ángulos de incidencia de la radiación solar en la superficie terrestre
Fuente: Soteris A. (2014)

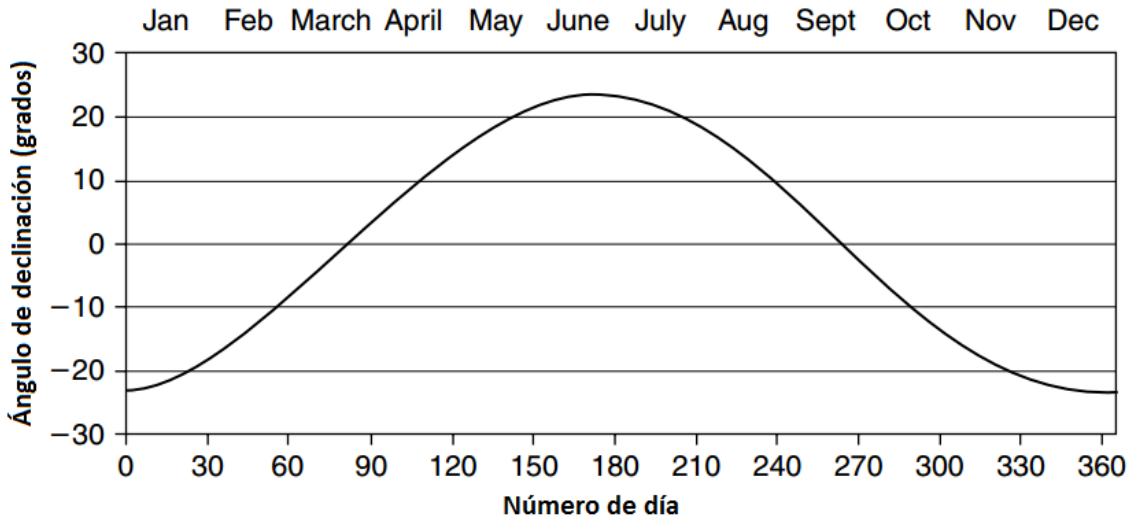

Figura 20 – Variación del ángulo de declinación solar a lo largo del año
Fuente: Soteris A. (2014)

Las mediciones se realizarán en la Universidad de Piura en la ciudad de Piura, Perú, por lo que la latitud correspondiente es L = $-5°$ (sur). Además las simulaciones se realizarán con los datos del mes de enero, por lo tanto, $\delta = -22\,°$. Con estos datos se puede evaluar el ángulo de inclinación solar según la variación del ángulo horario "h" a lo largo de un día promedio de enero:

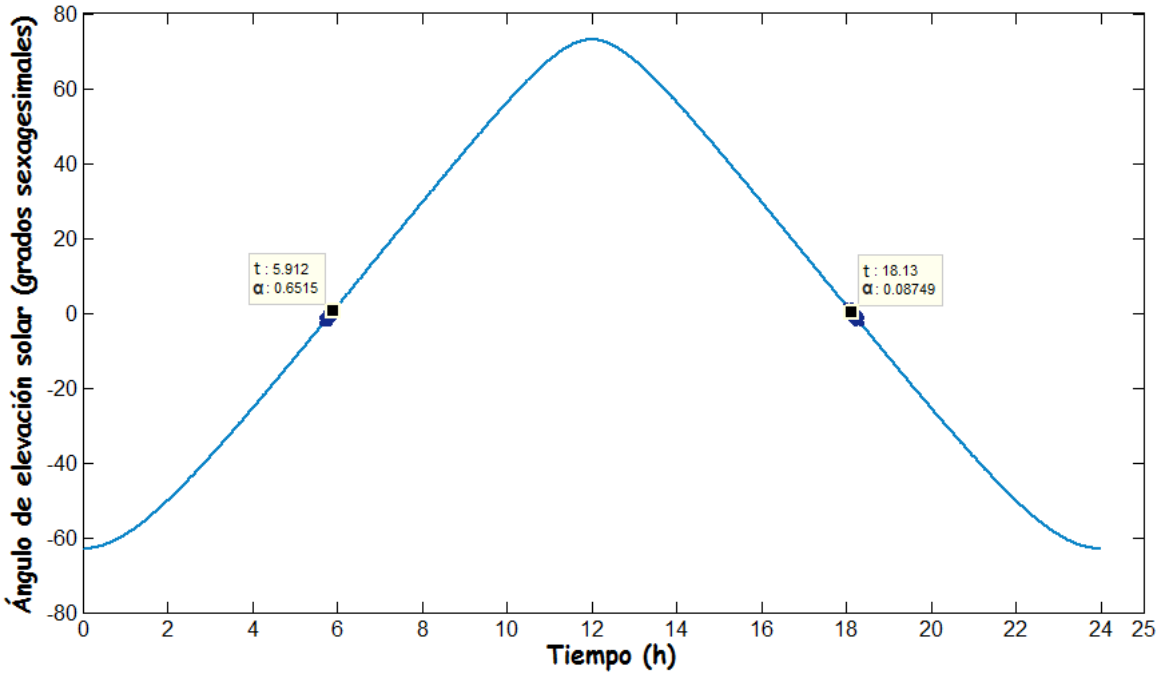

Figura 21 – Variación del ángulo de elevación solar a lo largo de un día promedio en enero para una latitud de -5°
Fuente: Soteris A. (2014). Elaboración: Elaboración propia

Los ángulos calculados muestran en la Figura 21 que el periodo de radiación solar es entre las 5:55 am y las 6:10 pm aproximadamente, que es donde el ángulo de elevación solar es positivo. Cuando el ángulo de elevación es negativo no hay radiación solar.

Con el ángulo de elevación solar con respecto a la superficie horizontal (α) y su valor de intensidad de radiación (I_H), se puede determinar la relación para determinar la intensidad de la radiación incidente en el colector solar de acuerdo a la inclinación del mismo con respecto a la superficie (β):

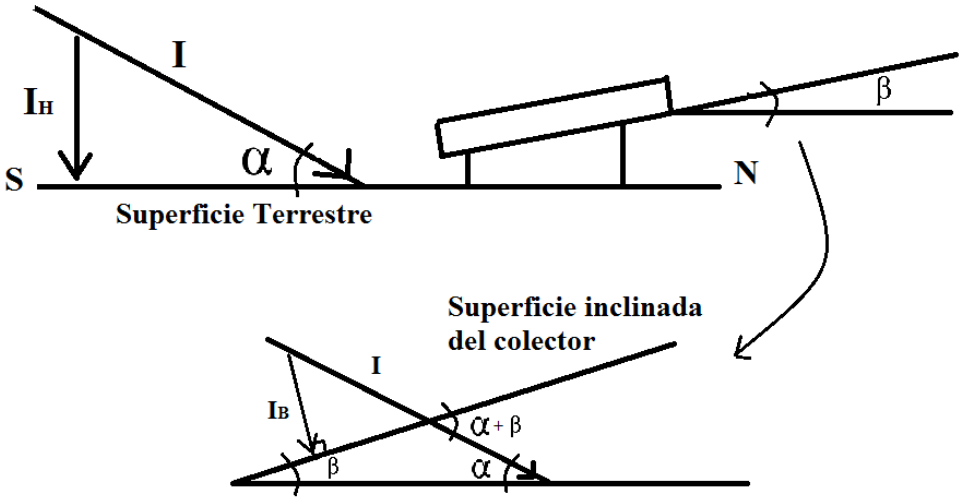

Figura 22 – Determinación radiación incidente
Fuente: Elaboración propia

Tal como se puede observar en la Figura 22 el ángulo que forma los rayos solares (I) con la superficie terrestre se le denomina α, correspondiente al ángulo de elevación solar anteriormente explicado. Así también el ángulo de inclinación del colector se ha dispuesto en una dirección de norte a sur con un ángulo denominado β. Para calcular su componente incidente (I_B) se determina la proyección perpendicular a la superficie evaluada obteniendo lo siguiente:

$$\text{sen}(\alpha) = \frac{I_H}{I}$$

$$\text{sen}(\alpha + \beta) = \frac{I_B}{I}$$

Igualando I se obtiene:

$$\frac{I_B}{\text{sen}(\alpha + \beta)} = \frac{I_H}{\text{sen}(\alpha)}$$

$$\therefore I_B = I_H * \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\text{sen}(\alpha)} \quad [W/m^2] \qquad (38)$$

2.3.11. Variación de humedad relativa

Al pasar el aire atmosférico por el colector solar se va calentando, y por lo tanto su humedad relativa disminuye. Para evaluar dicha variación se considera que no hay aporte de vapor de agua en la mezcla aire-vapor entrante, por lo tanto la humedad absoluta del sistema representada en la ecuación (39) se mantiene constante:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = cte \qquad (39)$$

siendo ω la humedad absoluta.

En Cengel (2012) se propone otra equivalencia para la humedad específica en relación a las presiones del vapor de agua y la presión total del aire atmosférico.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0.622\ \frac{P_v}{P_0 - P_v} \qquad (40)$$

siendo P_v la presión parcial del vapor de agua y P_0 la presión total de la mezcla aire-vapor.

Al ser el colector solar un sistema abierto de libre flujo, la presión total de la mezcla aire-vapor se asume igual a la presión atmosférica del lugar. Por lo tanto, la presión parcial de vapor no varía.

$$\omega = cte\ , P_0 = 101.325\ kPa\ \rightarrow P_{v_{(snm)}} = cte$$

Al inicio del apartado 2.3 se definió la humedad relativa en la ecuación (12) como:

$$HR = \frac{n_v}{n_{vs}} = \frac{\tilde{x}_v}{\tilde{x}_{vs}} = \frac{P_v}{P_{vs}}$$

y la presión de saturación fue ajustada a un polinomio en relación a la temperatura según la ecuación (14):

$$P_{vs} = E_0 + E_1 * T + E_2 * T^2 + E_3 * T^3 + E_4 * T^4 \quad [kPa]$$

Por lo tanto para calcular la humedad relativa resultante a la salida se puede emplear la ecuación (41) considerando:

$$P_v = cte\ \Lambda\ HR = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad \rightarrow\ P_v =\ HR_e *\ P_{vse}(T) =\ HR_s *\ P_{vss}(T)$$

$$HR_s = \frac{HR_e *\ P_{vse}\ (T)}{P_{vss}\ (T)} \qquad (41)$$

siendo HR_e, HR_s las humedades relativas del aire a la entrada y la salida del colector, respectivamente; y P_{vse}, P_{vss} las presiones de saturación del aire a la entrada y la salida del colector, respectivamente. Cabe destacar que para este caso HR_e es igual a la humedad relativa del aire atmosférico.

2.3.12. Eficiencia del colector solar

Para determinar la eficiencia del colector solar se evalúa la energía recibida a lo largo de un día, obteniendo una relación entre energía recibida y aquella aportada al flujo de aire.

$$\eta = \frac{Energía_{aprovechada}}{Energía_{suministrada}} \qquad (42)$$

La energía aprovechada se refiere a la energía aportada al flujo de aire, la cual está relacionada directamente con el aumento de entalpía en el aire fluyendo.

$$Energía_{aprovechada} = \int_{t=0}^{t=24\ h} \left[(\dot{m}_a * \Delta H)_{f1} + (\dot{m}_a * \Delta H)_{f2}\right] dt \qquad (43)$$

* A bajas presiones los gases reales se comportan como un gas ideal, y si el cambio de temperatura es moderado se puede considerar al gas real como perfecto.

$$dH = c_p * dT$$
$$\Delta H =\ c_p * \Delta T$$

$$Energía_{aprovechada} = \int_{t=0}^{t=24\ h} \begin{bmatrix} \dot{m}_a * c_{pm1}\left(T_{f1_{final}} - T_a\right) \\ + \dot{m}_a * c_{pm2}(T_{f2_{final}} - T_{f1_{final}}) \end{bmatrix} dt \qquad (44)$$

La energía suministrada se refiere a la energía que recibe el colector solar, la cual es en su totalidad suministrada por la radiación solar en un área determinada. Por lo tanto se utilizará la ecuación (46) para determinar un valor aproximado de la eficiencia en el colector solar durante todo un día.

$$E_{suministrada} = \int_{t=0}^{t=24\ h} I_b * A\ dt \qquad (45)$$

$$\therefore\ \eta = \frac{\sum_{t=0}^{t=24\ h}\left[\dot{m}_a * c_{pm1}\left(T_{f1_{final}} - T_a\right) + \dot{m}_a * c_{pm2}\left(T_{f2_{final}} - T_{f1_{final}}\right)\right]\Delta t}{\sum_{t=0}^{t=24\ h} I_b * A * \Delta t} \qquad (46)$$

2.4. Determinación de constantes

Las constantes que se requiere para simular el modelo matemático se han obtenido de la literatura técnica. A continuación se muestra la fuente de determinación de cada una de las constantes consideradas en el modelo matemático:

Coeficiente de conducción a través del aislamiento (U_b)

Se ha obtenido la conductividad térmica de la hoja de datos característicos del material, en este caso lana de fibra de vidrio.

$$U_b = 0.08\ \left[\frac{W}{K}.m\right]$$

Coeficiente de conducción entre placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica (U_s)

Se ha obtenido la conductividad térmica de la hoja de datos característicos del material, en este caso cemento utilizado como almacenamiento de energía térmica.

$$U_s = 0.75\ \left[\frac{W}{K}.m\right]$$

Coeficiente aproximado de radiación de la cubierta superior de vidrio al ambiente (h_{rga})

Para calcular el coeficiente de radiación se necesita considerar la emisividad de los cuerpos entre los que se transmite radiación, según la siguiente ecuación recomendada por Cengel (2012):

$$h_{rxy} = \frac{\sigma(\overline{T_x}^2 + \overline{T_y}^2)(\overline{T_x} + \overline{T_y})}{\left[\frac{1}{\varepsilon_x} + \frac{1}{\varepsilon_y} + 1\right]}\ \left[\frac{W}{K}.m^2\right] \qquad (47)$$

$$\sigma: Constante\ de\ Stefan - Boltzman = 5.670373 * 10^{-8}\ \left[\frac{W}{m^2 * K^4}\right]$$

Siendo x, y, dos cuerpos cualquiera entre los cuales se transmite calor por radiación.

Por lo tanto:

$$h_{rga} = \frac{\sigma(\overline{T_g}^2 + \overline{T_{sky}}^2)(\overline{T_g} + \overline{T_{sky}})}{\left[\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_a} + 1\right]} \ [W/K.m^2] \qquad (48)$$

La emisividad del vidrio y la del aire se obtienen de sus propiedades características. $\varepsilon_g = 0.05$ y $\varepsilon_a = 0.02$. El valor de $\overline{T_g}$ y $\overline{T_{sky}}$ varían en el tiempo. Por lo tanto el valor de h_{rga} variará también en el tiempo.

Coeficiente aproximado de radiación de la placa metálica al vidrio (h_{rpg})

Aplicando la ecuación(47) se obtiene:

$$h_{rpg} = \frac{\sigma(\overline{T_p}^2 + \overline{T_g}^2)(\overline{T_p} + \overline{T_g})}{\left[\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} + 1\right]} \ \left[\frac{W}{K}.m^2\right] \qquad (49)$$

La emisividad del vidrio y la de la placa absorbente se obtienen de sus propiedades características. $\varepsilon_p = 0.12$ y $\varepsilon_g = 0.05$. El valor de $\overline{T_p}$ y $\overline{T_g}$ varían en el tiempo, por consiguiente, el valor de h_{rpg} también lo hará.

Coeficiente de convección desde las cubiertas de vidrio hacia el flujo de aire y hacia el ambiente ($h_{cga},\ h_{cg1f1}, h_{cf1g2}, h_{cg2f2}$)

Para estos parámetros se asume arbitrariamente valores constantes aproximados que luego deberán ser ajustados durante la validación experimental. Se estima un coeficiente bajo de transferencia de calor por convección en el vidrio debido al efecto invernadero que se genera. Así también se considera que el valor de convección hacia el ambiente es mayor que hacia el flujo de aire debido al flujo continuo del viento en el ambiente a campo abierto.

Magnitud	Valor y/o unidad
Coeficiente de transferencia de calor por convección entre las cubiertas de vidrio y el flujo de aire (h_{cgf}, h_{cfg})	$\cong 8 - 10 \ \left[\frac{W}{K}.m^2\right]$,
Coeficiente de transferencia de calor por convección del vidrio hacia el ambiente (h_{cga})	$12 \ \left[\frac{W}{K}.m^2\right]$,

Otras constantes

Los valores de absorbancia del vidrio y la placa metálica (α_g, α_p), así como la transmitancia del vidrio (τ_g) se obtienen de las propiedades características del material. Así también se obtienen los calores específicos de ambos materiales (c_{pp}, c_{pg}).

Magnitud	**Valor y/o unidad**
Calor específico a presión constante de la placa absorbente (c_{pp})	$385\,\frac{J}{kg.K}$
Absortancia de la placa absorbente (α_p)	0.75
Calor específico a presión constante de las cubiertas de vidrio (c_{pg})	$800\,\frac{J}{kg.K}$
Transmisividad del vidrio (τ_g)	0.75
Absortancia del vidrio (α_g)	0.2

Capítulo 3
Modelación y simulación numérica de distintas configuraciones de colectores solares

Para realizar la simulación numérica del funcionamiento de un colector solar es necesario ingresar las ecuaciones que describen su comportamiento a un solucionador de ecuaciones diferenciales, dando como entrada, principalmente, los datos de radiación solar, humedad relativa y temperatura ambiental, obteniéndose la temperatura y humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector. Tanto la humedad relativa como la temperatura ambiente dependen de la radiación solar incidente que va cambiando a lo largo del día debido al movimiento de rotación de la Tierra, y a lo largo de los meses debido a la traslación alrededor del sol. Sin embargo, muchos solucionadores sólo permiten utilizar una variable independiente, el tiempo, para la resolución de ecuaciones diferenciales ordinarias (ODE). Para la resolución completa es necesario desarrollarlo por parámetros distribuidos subdividiendo el paso del flujo del aire húmedo a lo largo del colector en pequeñas partes asemejando a considerar su diferencial en el espacio como variable independiente adicional al tiempo.

Una forma de resolución recomendada por Jain, D. & Jain, R.K (2004), la cual se utilizó para este trabajo de investigación, es utilizar el programa Easy Java Simulations que de igual manera facilita la resolución de ecuaciones diferenciales con una sola variable independiente, pero además da la opción de programar un código de iteración adicional para así poder desarrollar un sistema de ecuaciones diferenciales con más variables independientes.

Los parámetros ambientales de entrada al sistema se muestran resumidos en Tabla 8, Tabla 9 y Tabla 10, así también se compara su distribución en Figura 23, Figura 24 y Figura 25; los datos han sido obtenidos de la estación meteorológica ubicada en la zona del radar en la Universidad de Piura, Piura. Se obtienen valores cada 30 minutos para un día completo. En el presente trabajo se ha considerado los valores horarios promedios mensual de los últimos cinco años (2010-2014). Debido a que la producción de cacao orgánico es estacional, los meses de producción y por lo tanto de interés mayor, son: noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo.
Para el cálculo de la simulación se consideró los valores de entrada correspondientes al mes de enero, siendo este mes el que posee los menores valores horarios promedios mensual de los últimos cinco años de radiación solar, además es un mes intermedio de la temporada de producción y procesamiento de cacao que suele realizarse entre noviembre y marzo.

Tabla 8 – Datos horarios promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014) de la humedad relativa (%)

	Noviembre	**Diciembre**	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**
0:00	80.2	77.3	73.3	73.2	74.3
0:30	80.9	78.1	74	73.9	74.9
1:00	81.3	78.7	74.7	74.7	75.8
1:30	81.8	79.3	75.5	75.6	76.6
2:00	82.3	80	76.2	76.3	77.4
2:30	82.7	80.6	76.8	77.1	78.2
3:00	83	81	77.4	77.7	78.9
3:30	83.2	81.4	77.9	78.4	79.7
4:00	83.4	81.7	78.3	79.1	80.4
4:30	83.6	82	78.8	79.7	81
5:00	83.8	82.3	79.1	80.3	81.4
5:30	84	82.7	79.6	80.8	81.8
6:00	84.2	83	80	81.3	82.3
6:30	84.4	83.4	80.5	81.7	82.7
7:00	84	83	80.6	82.2	83
7:30	82.9	81.9	79.7	81.7	82.1
8:00	81	79.9	77.7	80	80.1
8:30	78.7	77.5	75.2	77.5	77.2
9:00	76.3	74.5	72.3	74.3	73.9
9:30	73.5	71.4	69	70.4	70
10:00	70.6	68	65.6	65.9	66.2
10:30	67.6	64.8	62.2	61.8	62.6
11:00	64.8	61.8	58.9	58.2	59.2
11:30	62.4	59.1	56.4	55.1	56.1
12:00	59.9	56.6	53.9	52.6	53.5
12:30	57.7	54.6	52	50.7	51.6
13:00	55.8	52.6	50.4	49.1	50.3
13:30	53.7	50.9	49	47.8	48.8
14:00	52.2	49.6	48	46.8	47.9
14:30	51.1	48.6	47.5	46	47.2
15:00	51.1	48.6	47.4	46	47
15:30	51.8	49.2	48.1	46.7	47.7
16:00	53.2	50.2	49.2	47.7	48.5
16:30	55.1	51.7	50.7	49	49.7
17:00	57.2	53.6	52.2	50.7	51.4
17:30	60.1	56	54.1	52.9	53.3
18:00	63.2	58.7	56.3	55.1	55.9
18:30	66.2	61.5	58.7	57.6	58.7
19:00	68.7	64.3	60.8	60.2	61.2
19:30	71	66.7	62.8	62.5	63.4
20:00	72.9	69	64.8	64.6	65.5
20:30	74.6	70.9	66.8	66.5	67.3
21:00	75.9	72.3	68.4	68.2	68.8
21:30	76.8	73.3	69.4	69.5	70
22:00	77.6	74.2	70.2	70.6	71.1
22:30	78.4	75	70.9	71.3	71.8
23:00	79.1	75.8	71.7	71.8	72.6
23:30	79.7	76.5	72.5	72.5	73.4

Fuente: Estación meteorológica UDEP, Piura

Tabla 9 - Datos horarios promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014) de la radiación solar (W/m2)

	Noviembre	**Diciembre**	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**
0:00	0	0	0	0	0
0:30	0	0	0	0	0
1:00	0	0	0	0	0
1:30	0	0	0	0	0
2:00	0	0	0	0	0
2:30	0	0	0	0	0
3:00	0	0	0	0	0
3:30	0	0	0	0	0
4:00	0	0	0	0	0
4:30	0	0	0	0	0
5:00	0	0	0	0	0
5:30	0	0	0	0	0
6:00	1	0	0	0	0
6:30	34	24	8	1	2
7:00	93	82	54	42	50
7:30	170	165	130	113	134
8:00	270	265	223	215	243
8:30	393	386	329	341	368
9:00	512	496	446	463	493
9:30	622	610	565	599	629
10:00	743	703	668	700	751
10:30	817	782	774	810	837
11:00	880	844	853	894	923
11:30	920	905	918	961	983
12:00	953	951	992	997	1010
12:30	993	973	1006	1019	1028
13:00	964	968	1009	1005	1037
13:30	956	965	992	1000	1039
14:00	917	903	931	950	998
14:30	850	845	861	883	933
15:00	775	761	765	778	852
15:30	662	663	646	683	740
16:00	555	576	558	596	635
16:30	446	474	457	485	506
17:00	328	354	356	376	384
17:30	217	238	249	260	264
18:00	113	134	154	164	145
18:30	28	49	72	80	64
19:00	0	4	14	18	7
19:30	0	0	0	0	0
20:00	0	0	0	0	0
20:30	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0
21:30	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0
22:30	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0
23:30	0	0	0	0	0

Fuente: Estación meteorológica UDEP, Piura

Tabla 10 – Datos horarios promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014) de la temperatura ambiente (°C)

	Noviembre	**Diciembre**	**Enero**	**Febrero**	**Marzo**
0:00	19.06	21.09	23.58	24.76	24.54
0:30	18.88	20.85	23.37	24.57	24.42
1:00	18.75	20.71	23.19	24.4	24.24
1:30	18.63	20.56	23.02	24.21	24.07
2:00	18.52	20.43	22.86	24.05	23.91
2:30	18.42	20.3	22.73	23.9	23.8
3:00	18.33	20.2	22.6	23.74	23.6
3:30	18.27	20.11	22.48	23.61	23.45
4:00	18.22	20.02	22.38	23.47	23.32
4:30	18.18	19.95	22.28	23.35	23.19
5:00	18.13	19.87	22.2	23.25	23.07
5:30	18.09	19.79	22.11	23.13	22.97
6:00	18.06	19.73	22.04	23.02	22.85
6:30	18.12	19.72	21.96	22.92	22.74
7:00	18.39	19.96	22.07	22.93	22.81
7:30	18.79	20.37	22.42	23.23	23.23
8:00	19.3	20.91	22.95	23.74	23.84
8:30	19.95	21.62	23.58	24.4	24.61
9:00	20.7	22.42	24.34	25.19	25.48
9:30	21.51	23.29	25.22	26.16	26.46
10:00	22.4	24.21	26.15	27.2	27.46
10:30	23.28	25.12	27.09	28.22	28.4
11:00	24.2	26.02	28.03	29.13	29.3
11:30	25.01	26.85	28.87	29.97	30.16
12:00	25.86	27.71	29.71	30.75	30.93
12:30	26.65	28.4	30.41	31.38	31.61
13:00	27.31	29.12	31	31.92	32.07
13:30	27.96	29.69	31.49	32.4	32.54
14:00	28.45	30.09	31.85	32.74	32.91
14:30	28.78	30.42	32.05	33	33.12
15:00	28.69	30.37	32.09	33.01	33.17
15:30	28.3	30.07	31.81	32.83	32.93
16:00	27.62	29.61	31.41	32.45	32.51
16:30	26.83	28.92	30.78	31.85	31.9
17:00	25.95	28.04	30.1	31.12	31.15
17:30	24.92	27.09	29.27	30.26	30.33
18:00	23.83	26.14	28.42	29.39	29.4
18:30	22.87	25.21	27.56	28.49	28.46
19:00	22.12	24.4	26.87	27.71	27.7
19:30	21.48	23.72	26.28	27.13	27.11
20:00	20.94	23.14	25.72	26.66	26.63
20:30	20.51	22.68	25.24	26.25	26.21
21:00	20.18	22.34	24.89	25.91	25.85
21:30	19.92	22.08	24.59	25.64	25.57
22:00	19.71	21.85	24.37	25.43	25.31
22:30	19.52	21.64	24.16	25.26	25.14
23:00	19.35	21.45	23.98	25.09	24.94
23:30	19.21	21.28	23.78	24.91	24.73

Fuente: Estación meteorológica UDEP, Piura

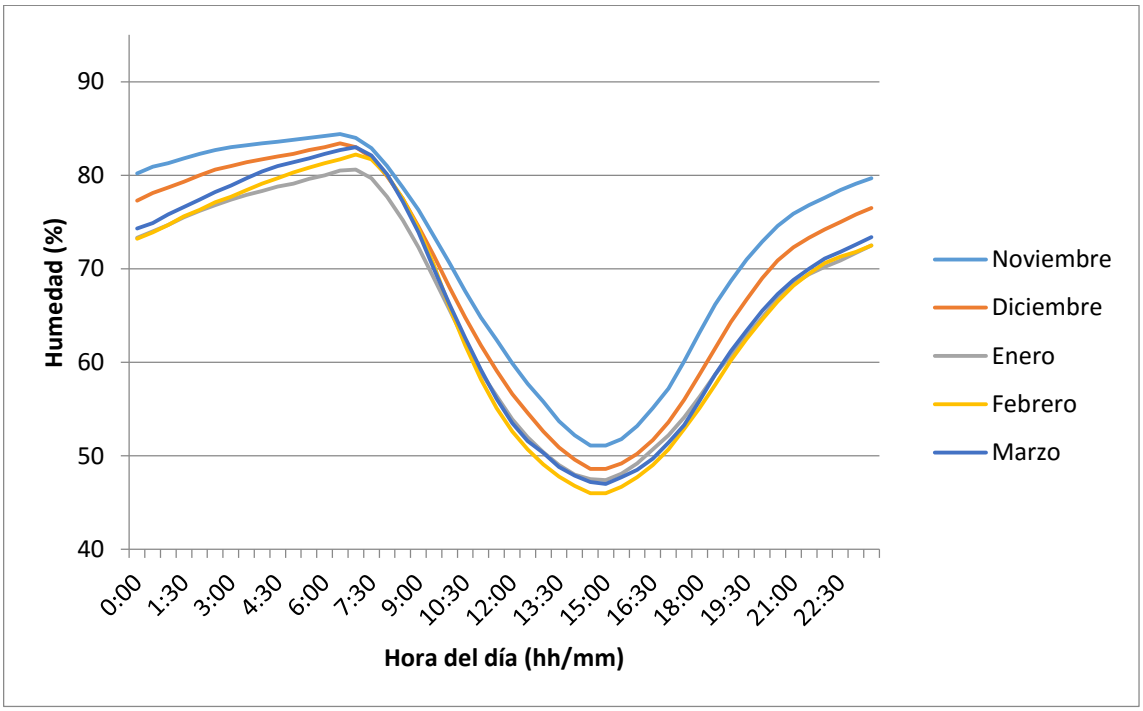

Figura 23 – Humedad relativa horaria promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014)
Fuente: Estación meteorológica UDEP, Piura

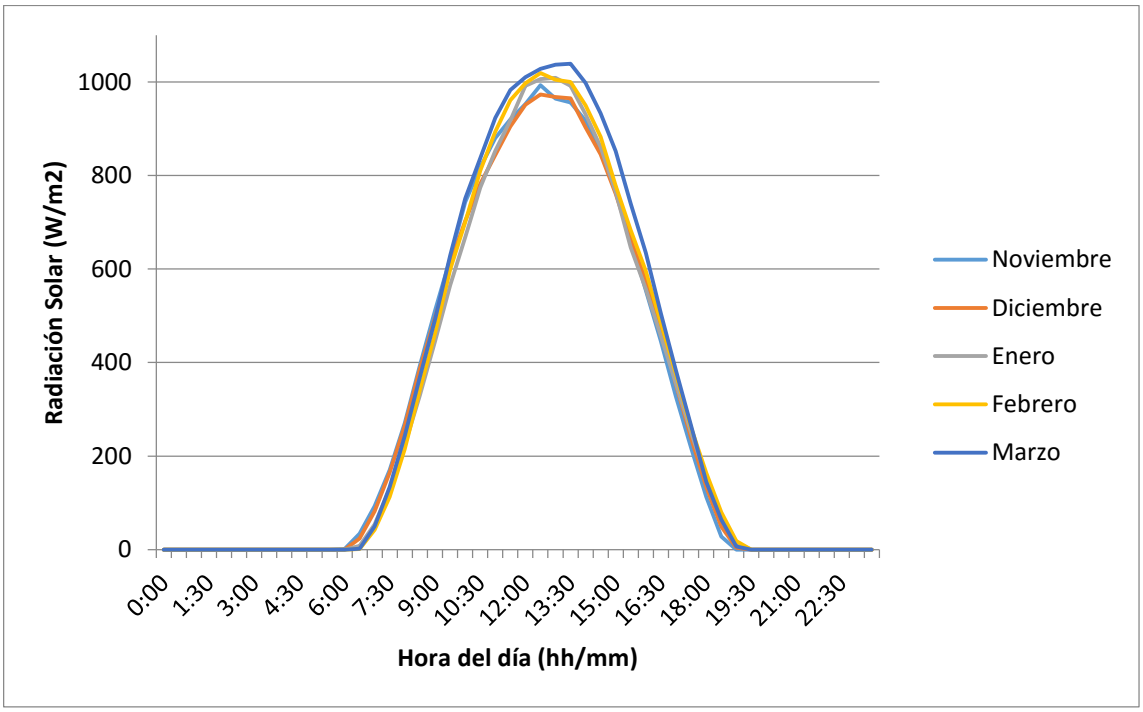

Figura 24 – Radiación solar horaria promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014)
Fuente: Estación meteorológica UDEP, Piura

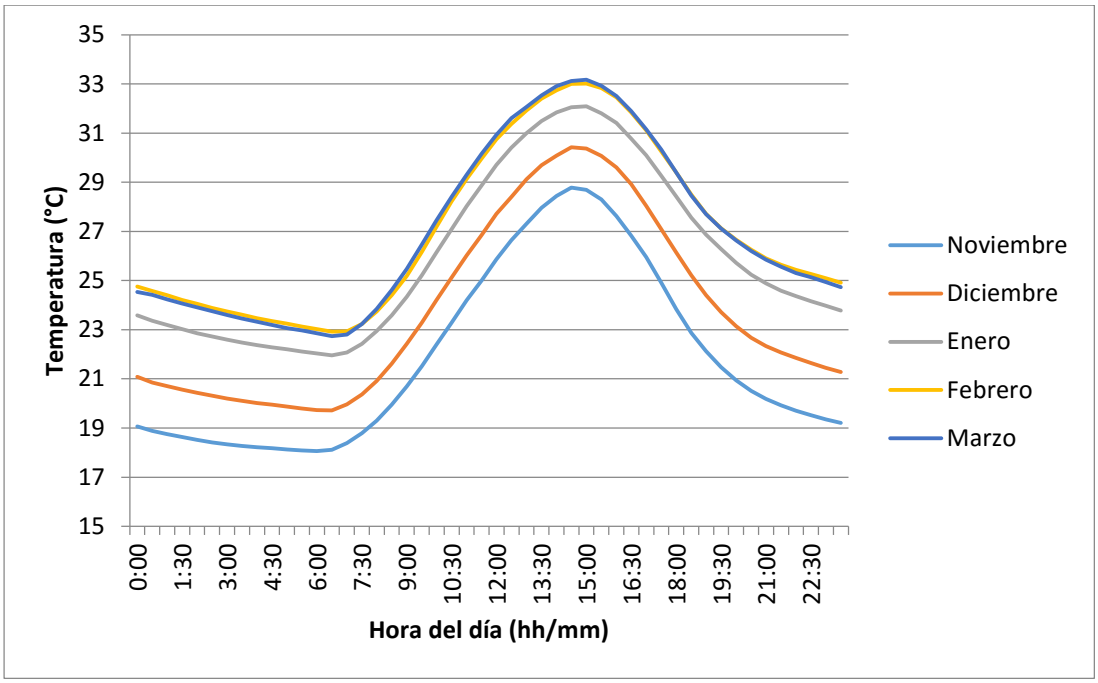

Figura 25 – Temperatura ambiente horaria promedio mensual de los últimos cinco años (2010-2014)
Fuente: Estación meteorológica UDEP, Piura

3.1. Estructura del programa de cálculo

A continuación se detallará las etapas del programa de cálculo necesarias para la resolución del problema:

3.1.1. Etapa de pre-proceso

En este apartado se presentan las variables de entrada que deben ser inicializadas con sus valores correspondientes previo al cálculo de la simulación.

Tabla 11 – Datos meteorológicos

Símbolo	Descripción	Unidades
I_{eff}	Irradiancia total horaria promedio mensual sobre una superficie horizontal del mes en estudio	W/m^2
T_a	Temperatura del aire atmosférico horaria promedio mensual del mes en estudio	°C
HR	Humedad relativa del aire atmosférico horaria promedio mensual del mes en estudio	%
P_0	Presión atmosférica	kPa

Fuente: Elaboración propia

Tabla 12 – Parámetros de dimensionamiento

Símbolo	Descripción	Unidades
l	Largo del colector solar plano	m
b	Ancho del colector solar plano	m
e_p	Espesor de la placa absorbente	m
e_s	Espesor del material de almacenamiento de energía térmica	m
e_g	Espesor de las cubiertas de vidrio	m
e_b	Espesor del aislamiento térmico	m
h_1	Altura del ducto en el primer paso de flujo de aire	m
h_2	Altura del ducto en el segundo paso de flujo de aire	m
h_{Al}	Altura de las aletas	m
n	Número de aletas	-

Fuente: Elaboración propia

Tabla 13 – Parámetros de los materiales

Símbolo	Descripción	Unidades
α_g	Absortividad de las cubiertas de vidrio	-
τ_g	Transmisividad de las cubiertas de vidrio	-
ρ_g	Densidad de las cubiertas de vidrio	kg/m^3
c_{pg}	Calor específico a presión constante de la cubierta de vidrio	J/K.kg
α_p	Absortividad de la placa absorbente	-
ρ_p	Densidad de la placa absorbente	kg/m^3
c_{pp}	Calor específico a presión constante de la placa absorbente	J/K.kg
U_s	Conductividad térmica del material de almacenamiento de energía	W/m.K
U_b	Conductividad térmica del aislamiento térmico	W/m.K
ψ	Eficiencia de las aletas	-

Fuente: Elaboración propia

Tabla 14 – Parámetros de la mezcla aire seco – vapor de agua

Símbolo	Descripción	Unidades
M_v	Masa molar del vapor de agua	g/mol
M_a	Masa molar del aire seco	g/mol
$\tilde{R}$	Constante universal de los gases ideales	J/K.mol

Fuente: Elaboración propia

Tabla 15 – Parámetros del colector solar

Símbolo	Descripción	Unidades
h_{cg1f1}	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio superior y el primer paso de flujo de aire	W/K.m^2
h_{cg2f2}	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio inferior y el segundo paso de flujo de aire	W/K.m^2
h_{cf1g2}	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el primer paso de flujo de aire y la cubierta de vidrio inferior	W/K.m^2
h_{cga}	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio superior y el ambiente	W/K.m^2
h_{rga}	Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio superior y el ambiente	W/K.m^2
h_{rg2g1}	Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio inferior y la cubierta de vidrio superior	W/K.m^2
h_{rpg2}	Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio inferior	W/K.m^2
β	Ángulo de inclinación del colector solar con respecto a la superficie en grados sexagesimales	°
f	Factor de aumento de turbulencia para los generadores de turbulencia	-
v	Velocidad del flujo de aire	m/s

Fuente: Elaboración propia

Tabla 16 – Parámetros de elevación solar

Símbolo	Descripción	Unidades
latitud	Latitud de la superficie de estudio en grados sexagesimales	°
delta	Ángulo de declinación solar en grados sexagesimales	°
H	Ángulo horario solar en grados sexagesimales	°

Fuente: Elaboración propia

Tabla 17 – Parámetros adicionales para desarrollo del programa

Símbolo	Descripción	Unidades
t	Tiempo transcurrido a lo largo de un día	s
dt	Paso temporal con respecto a cada iteración en la simulación realizada	s
q_steps	Pasos de iteración para calcular la variación de la temperatura del flujo de aire a lo largo de su recorrido por el colector solar	-

Fuente: Elaboración propia

3.1.2. Etapa de proceso

A continuación se muestra el entorno de Easy Java Simulations donde se realizó el cálculo numérico para la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales que describe el comportamiento del colector solar. En la Figura 26 se muestra el solucionador principal, y en la Figura 27 se muestra la parte donde puede agregarse el código adicional. Finalmente, el software nos facilita la creación de una interfaz gráfica en el cual mostrar los resultados en diagramas 2d o 3d tal como se puede observar en la Figura 28.

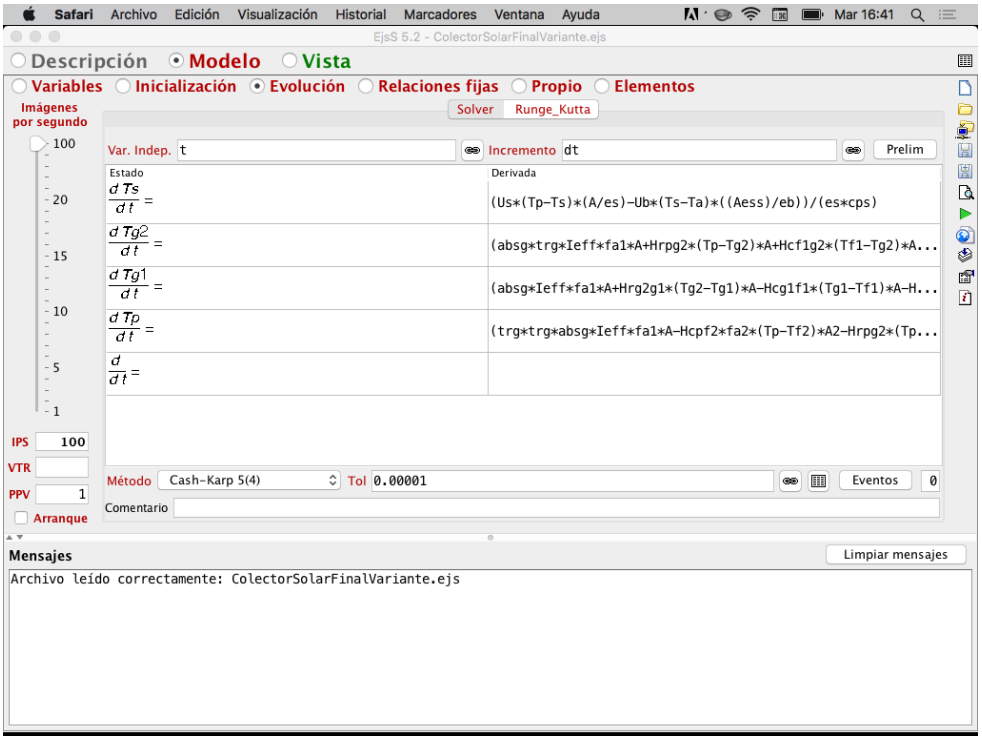

Figura 26 – Solucionador de Easy Java Simulations
Fuente: Elaboración propia

Para ingresar las ecuaciones en el solucionador hace falta despejar la derivada del parámetro respecto a la variable independiente, y su equivalencia se coloca en el recuadro de la derecha. Para su resolución se puede escoger el paso de iteración y el método de resolución disponible,

que abarca desde algoritmos muy simples como Euler o unos tan complejos como Cash-Karp o Dormand-Prince. En la Figura 26 se aprecia el ingreso de las ecuaciones correspondientes al balance de energía desarrollado.

Para el desarrollo de la variación de la temperatura del aire húmedo durante su trayecto por el colector solar se ha considerado utilizar un algoritmo Runge-Kutta de cuarto orden, el cual presenta una precisión aceptable para la simulación. Este algoritmo se integra en la simulación en la parte de ingreso para código propio que nos facilita la interfaz de Easy Java Simulations, tal como puede observarse en la Figura 27. Cabe destacar que el algoritmo será ejecutado para cada paso de iteración en el tiempo.

Otra herramienta que nos proporciona Easy Java Simulations es la pestaña de visión. En ella nos facilita la creación de una interfaz gráfica que puede interactuar con los valores del modelo matemático, haciéndolo más dinámico y manejable para un usuario externo. En la Figura 28 se muestra una interfaz para graficar la evolución de las temperaturas de los diversos componentes del colector solar, así también en otra ventana se ha creado para la interpretación gráfica en tres dimensiones de las variaciones en el colector solar, utilizando para ello una escala de colores especificada en la leyenda.

Conforme a los datos y fórmulas ingresados, según los pasos descritos, el programa de simulación requiere de una secuencia de pasos descritos en el diagrama de flujo mostrado en la Figura 29. A manera descriptiva el código para programar la secuencia de ejecución del solucionador se detalla en el Anexo 1, así también en el Anexo 2 se detalla el algoritmo Runge-Kutta para el desarrollo de la variación de temperaturas conforme fluye el aire a lo largo del colector solar.

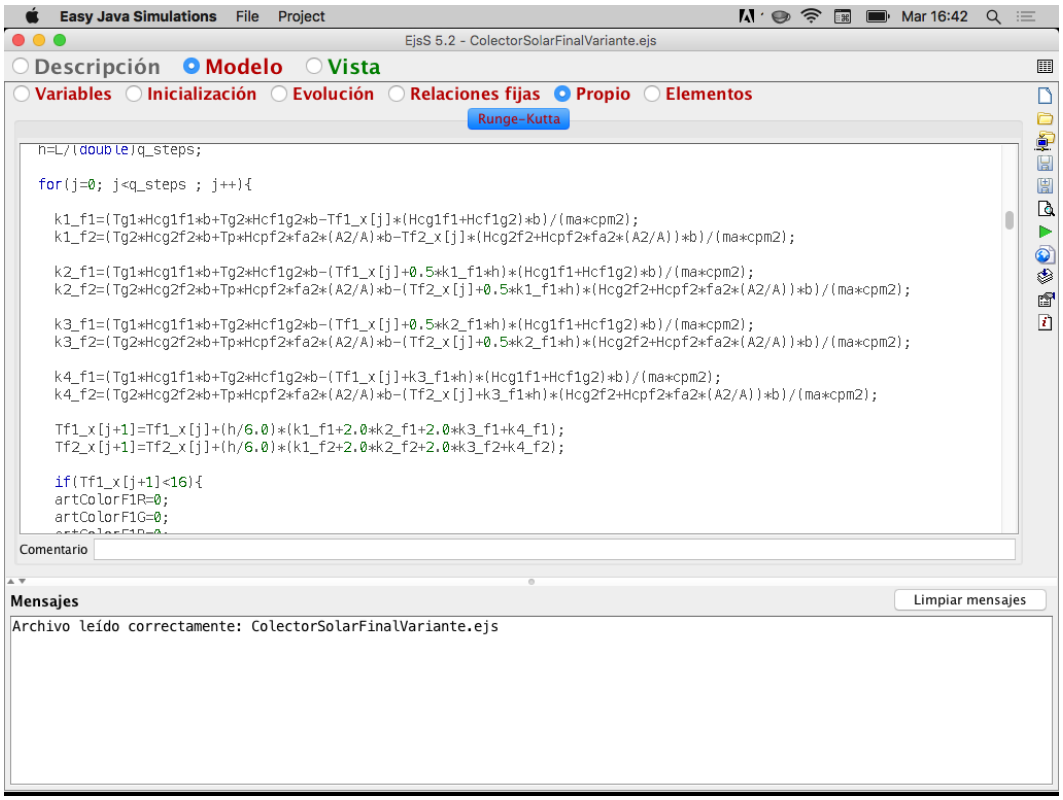

Figura 27 – Algoritmo de resolución adicional al solver de Easy Java Simulations
Fuente: Elaboración propia

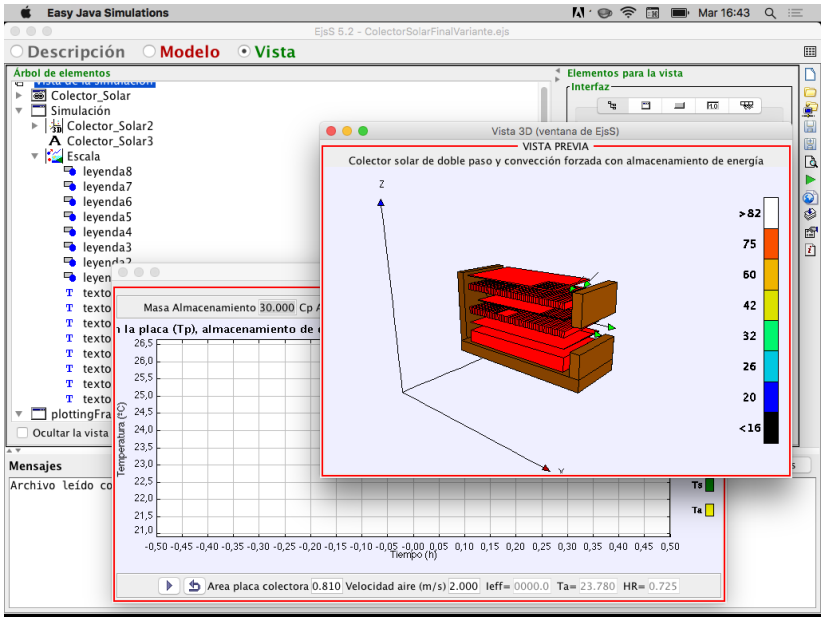

Figura 28 – Diseño de interfaz en Easy Java Simulations
Fuente: Elaboración propia

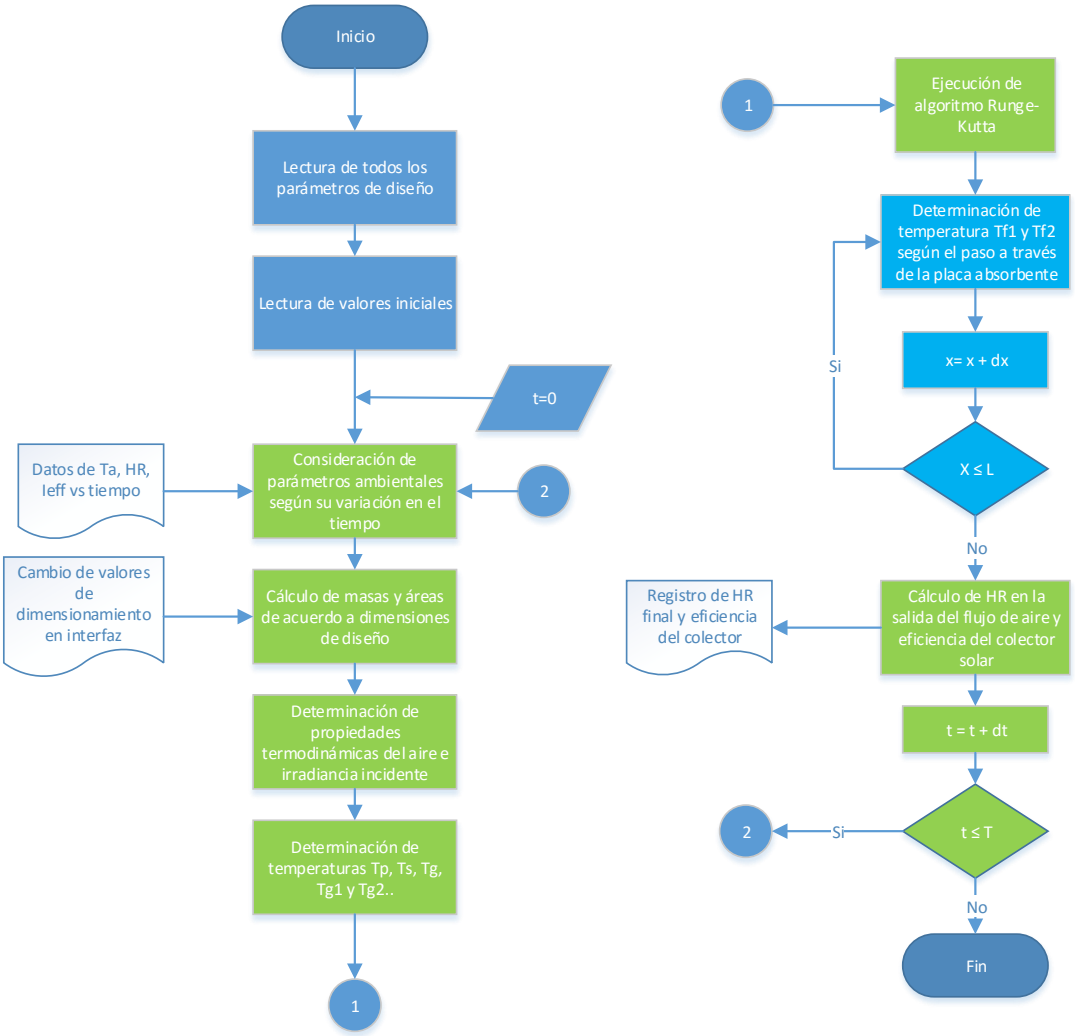

Figura 29 – Diagrama de flujo del programa de cálculo
Fuente: Elaboración propia

3.1.3. Etapa de post-proceso

El resultado final se empaqueta en un solo archivo creado por código java con la extensión .jar tal como se muestra en Figura 30. Esta interfaz puede ser ejecutada en cualquier computador que tenga el intérprete de Java.

Los valores resultantes que se desean evaluar e interpretar son las temperaturas de los diversos componentes del colector solar a lo largo de un día promedio, utilizando para su simulación los valores ambientales de entrada antes mencionados. En la Figura 30 se puede observar en el gráfico Temperatura vs Tiempo: los valores de temperatura en la placa absorbente (Tp) en color naranja, de la cubierta inferior de vidrio (Tg2) en color gris, de la cubierta superior de vidrio (Tg1) en color celeste, al término del primero paso de flujo de aire (Tf1) en color rosa, al término del segundo paso de flujo de aire (Tf2) en color rojo, en el material de almacenamiento de energía térmica (Ts) en color verde y ambiente (Ta) en color amarillo. Así también en la parte inferior y superior se pueden observar recuadros en gris y en blanco que permiten visualizar y alterar, respectivamente, los parámetros del modelo matemático para comparar diferentes casos de estudio. Finalmente, en el gráfico en tres dimensiones se puede apreciar la interacción entre los valores de temperatura y el cambio de color de los componentes según la escala de colores establecida.

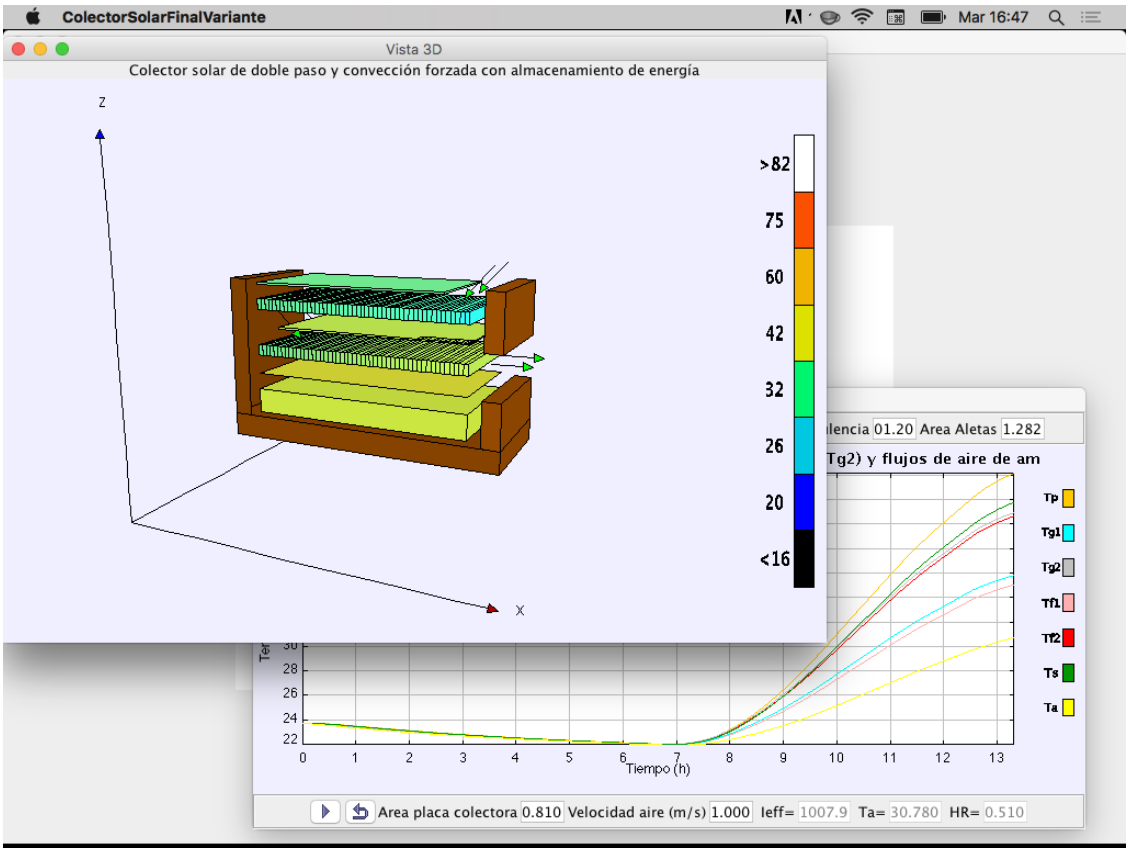

Figura 30 – Programa de simulación empaquetado en archivo .jar
Fuente: Elaboración propia

3.2. Datos del programa

A continuación se presentan los valores de las variables listadas en el Pre-proceso del programa para poder realizar la simulación numérica, así también se relaciona el símbolo del modelo matemático con la variable computacional utilizada en el programa. Cabe destacar que los valores con * no se especifican, debido a que dependen de otros parámetros o se calculan en base a las ecuaciones del modelo matemático.

Tabla 18 – Datos meteorológicos con detallado

Símbolo	Descripción	Unidades	Variable computacional	Valor y/o unidad
I_{eff}	Irradiancia total horaria promedio mensual sobre una superficie horizontal del mes en estudio	W/m^2	Ieff	*
T_a	Temperatura del aire atmosférico horaria promedio mensual del mes en estudio	°C	Ta	*
HR	Humedad relativa del aire atmosférico horaria promedio mensual del mes en estudio	%	HR	*
P_0	Presión atmosférica	kPa	P0	101.3251

Fuente: Elaboración propia

Tabla 19 – Parámetros de dimensionamiento detallado

Símbolo	Descripción	Unidades	Variable computacional	Valor y/o unidad
l	Largo del colector solar plano	m	L	1.52
b	Ancho del colector solar plano	m	B	0.49
e_p	Espesor de la placa absorbente	m	ep	0.002
e_s	Espesor del material de almacenamiento de energía térmica	m	es	0.078
e_g	Espesor de las cubiertas de vidrio	m	eg	0.006
e_b	Espesor del aislamiento térmico	m	eb	0.051
h_1	Altura del ducto en el primer paso de flujo de aire	m	h1	0.048
h_2	Altura del ducto en el segundo paso de flujo de aire	m	h2	0.042
h_{Al}	Altura de las aletas	m	hAl	0.05
n	Número de aletas	-	n	3

Fuente: Elaboración propia

Tabla 20 – Parámetros de materiales detallado

Símbolo	Descripción	Unidades	Variable computacional	Valor y/o unidad
α_g	Absortividad de las cubiertas de vidrio	-	absg	0.2
τ_g	Transmisividad de las cubiertas de vidrio	-	trg	0.75
ρ_g	Densidad de las cubiertas de vidrio	kg/m^3	dg	2500
c_{pg}	Calor específico a presión constante de la cubierta de vidrio	J/K.kg	cpg	837
α_p	Absortividad de la placa absorbente	-	absp	0.75
ρ_p	Densidad de la placa absorbente	kg/m^3	dp	8547
c_{pp}	Calor específico a presión constante de la placa absorbente	J/K.kg	xpp	385
U_s	Conductividad térmica del material de almacenamiento de energía	W/m.K	Us	0.75
U_b	Conductividad térmica del aislamiento térmico	W/m.K	Ub	0.08
ψ	Eficiencia de las aletas	-	efAl	0.8

Fuente: Elaboración propia

Tabla 21 – Parámetros de la mezcla aire seco – vapor de agua detallado

Símbolo	Descripción	Unidades	Variable computacional	Valor y/o unidad
M_v	Masa molar del vapor de agua	g/mol	Mv	18.02
M_a	Masa molar del aire seco	g/mol	Ma	28.97
$\tilde{R}$	Constante universal de los gases ideales	J/K.mol	R	8.31441

Fuente: Elaboración propia

Tabla 22 – Parámetros del colector solar detallado

Símbolo	Descripción	Unidades	Variable computacional	Valor y/o unidad
h_{cg1f1}	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio superior y el primer paso de flujo de aire	W/K.m^2	Hcg1f1	8
h_{cg2f2}	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio inferior y el segundo paso de flujo de aire	W/K.m^2	Hcg2f2	9.5
h_{cf1g2}	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el primer paso de flujo de aire y la cubierta de vidrio inferior	W/K.m^2	Hcf1g2	9.5
h_{cga}	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio superior y el ambiente	W/K.m^2	Hcga	12
h_{rga}	Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio superior y el ambiente	W/K.m^2	Hrga	0.083
h_{rg2g1}	Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio inferior y la cubierta de vidrio superior	W/K.m^2	Hrg2g1	0.05
h_{rpg2}	Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio inferior	W/K.m^2	Hrpg2	0.093
β	Ángulo de inclinación del colector solar con respecto a la superficie en grados sexagesimales	°	beta	13
f	Factor de aumento de turbulencia para los generadores de turbulencia	-	fturb	1
v	Velocidad del flujo de aire	m/s	Va	2.5

Fuente: Elaboración propia

Tabla 23 – Parámetros de elevación solar detallado

Símbolo	Descripción	Unidades	Variable computacional	Valor y/o unidad
latitud	Latitud de la superficie de estudio en grados sexagesimales	°	latitud	-5.17

delta	Ángulo de declinación solar en grados sexagesimales	°	delta	-22
H	Ángulo horario solar en grados sexagesimales	°	h	*

Fuente: Elaboración propia

Tabla 24 – Parámetros adicionales para desarrollo del programa detallado

Símbolo	Descripción	Unidades	Variable computacional	Valor y/o unidad
t	Tiempo transcurrido a lo largo de un día	s	t	0
dt	Paso temporal con respecto a cada iteración en la simulación realizada	s	dt	30
q_steps	Pasos de iteración para calcular la variación de la temperatura del flujo de aire a lo largo de su recorrido por el colector solar	-	q_steps	49

Fuente: Elaboración propia

3.3. Configuración 1: Colector solar de doble paso y placa absorbente

Para este caso no se considera almacenamiento de energía térmica. En Figura 31 se muestra un esquema de un colector solar de doble paso y placa absorbente.

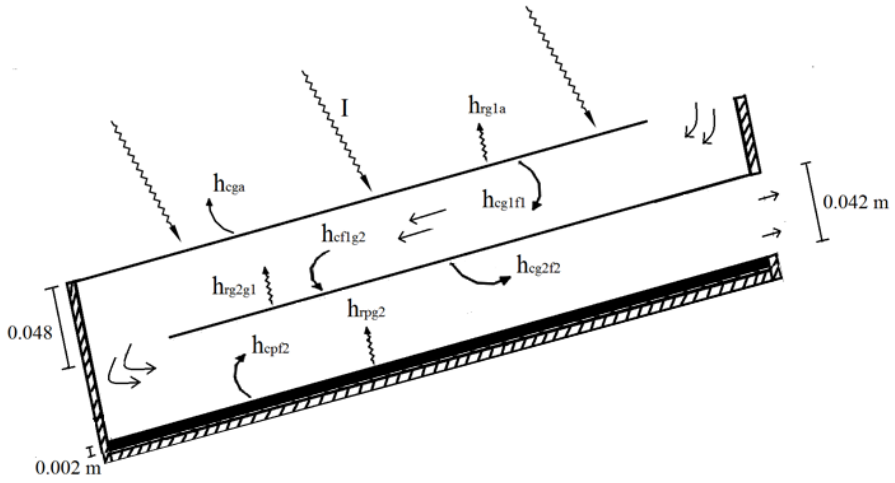

Figura 31 – Esquema de un colector solar de doble paso y placa absorbente
Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, el nuevo balance de energía en los componentes será:

Segundo paso (flujo de aire):

$$h_{cg2f2}(T_{g2} - T_{f2})b * dx + h_{cpf2}(T_p - T_{f2})b * dx = \dot{m}_a c_{pa2} \frac{dT_{f2}}{dx} dx \quad (50)$$

* El valor inicial de T_{f2} es el valor final de T_{f1}.

Primer paso (flujo de aire):

$$h_{cg1f1}(T_{g1} - T_{f1})b * dx = \dot{m}_a c_{pa1} \frac{dT_{f1}}{dx} dx + h_{cf1g2}(T_{f1} - T_{g2})b * dx \quad (51)$$

* El valor inicial de T_{f1} es el valor de entrada, T_a.

Cubierta de vidrio superior:

$$m_{g1} c_{pg} \frac{dT_{g1}}{dt} = \alpha_g I_{eff} A_{g1} + h_{rg2g1}(T_{g2} - T_{g1})A_{g2} - h_{cg1f1}(T_{g1} - \overline{T_{f1}})A_{g1} - h_{cg1a}(T_{g1} - T_a)A_{g1} - h_{rg1a}(T_{g1} - T_{sky})A_{g1} \quad (52)$$

$T_{sky} = T_a - 6$ °C; Jain, D & Jain, R.K. (2004)

Cubierta de vidrio inferior

$$m_{g2} c_{pg} \frac{dT_{g2}}{dt} = \tau_g \alpha_g I_{eff} A_{g2} + h_{rpg2}(T_p - T_{g2})A_{g2} + h_{cf1g2}(\overline{T_{f1}} - T_{g2})A_{g2} - h_{cg2f2}(T_{g2} - \overline{T_{f2}})A_{g2} - h_{rg2g1}(T_{g2} - T_{g1})A_{g2} \quad (53)$$

Placa de Absorción

$$m_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt} = {\tau_g}^2 \alpha_p I_{eff} A_p - h_{cpf_2}(T_p - \overline{T_{f2}})A_p - h_{rpg2}(T_p - T_{g2})A_{g2} - U_b(T_p - T_a)(A/e_b) \quad (54)$$

Con respecto a los demás parámetros del modelo matemático permanecen iguales. A continuación se muestran las temperaturas resultantes para el mes de Enero considerando los datos ambientales de entrada mostrados anteriormente y una velocidad de flujo forzado del aire de 2.5 m/s.

Como resultado, las temperaturas en los componentes del colector solar permanecen similares a la temperatura ambiente cuando no hay radiación. Así también las temperaturas se elevan o reducen de acuerdo al aumento o disminución de la radiación solar. En la Figura 32 se puede

observar la dinámica de la simulación del colector solar de doble paso y placa absorbente. En la Figura 33 se muestra la humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo. Por último, la eficiencia lograda con ésta configuración es del 61.36%.

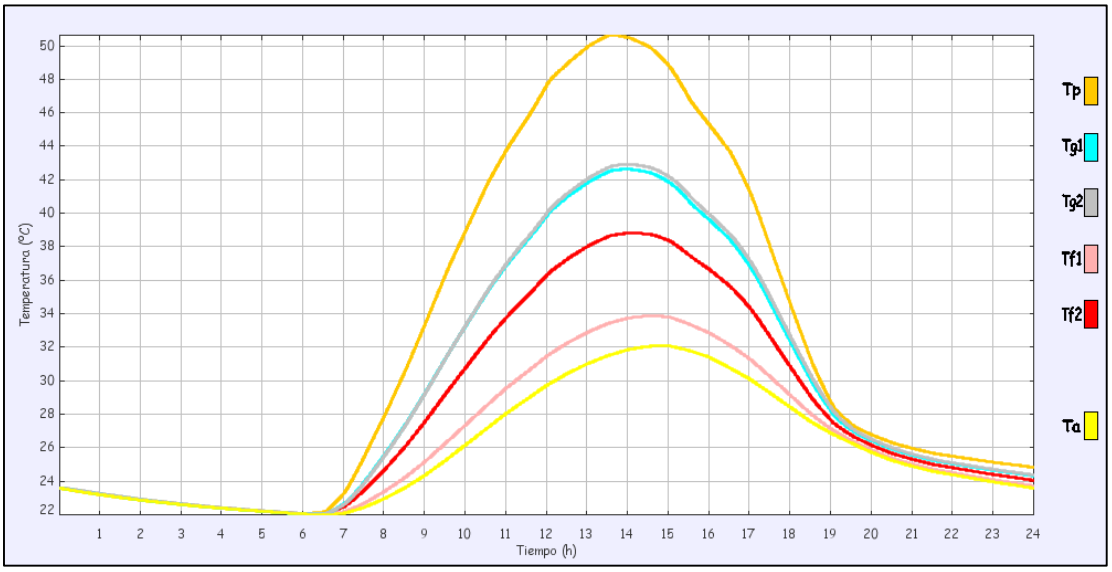

Figura 32 – Distribución de temperaturas de los componentes de un colector solar de doble paso y placa absorbente
Fuente: Elaboración propia

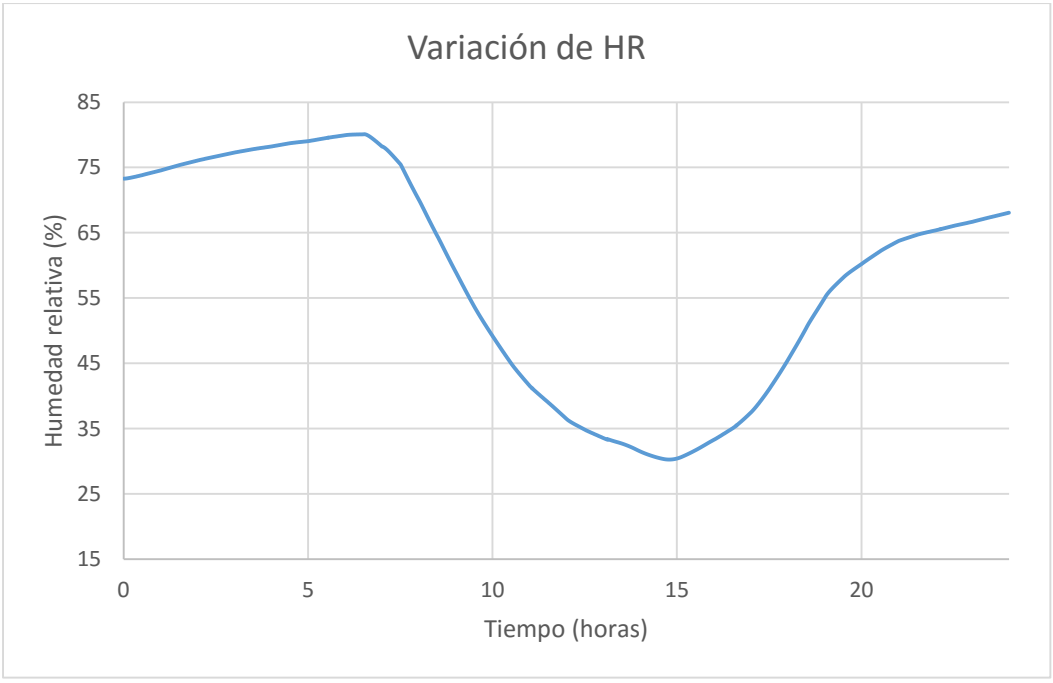

Figura 33 – Humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo
Fuente: Elaboración propia

3.4. Configuración 2: Colector solar de doble paso con placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica

Este caso es el original del prototipo, planteado en la sección 2. Por lo que se utilizan todas las ecuaciones del modelo explicadas en dicha sección. En la Figura 34 se muestra un esquema del colector solar de doble paso con placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica.

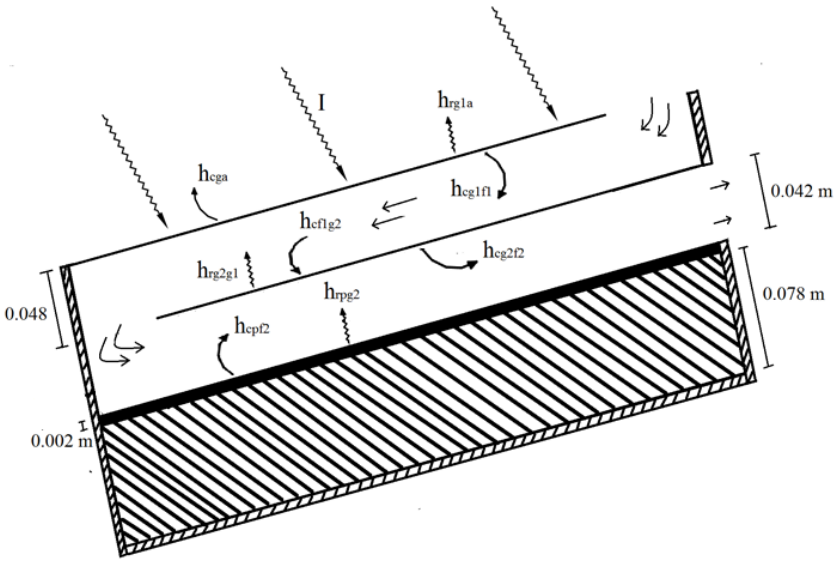

Figura 34 – Esquema de un colector solar de doble paso con placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia

Puede observarse en la Figura 35 la simulación resultante, donde se aprecia que el material de almacenamiento de energía térmica presenta un calentamiento o enfriamiento más lento con respecto a los otros componentes del colector solar, es decir, tarda más en calentarse o enfriarse. Así también se aprecia una disminución de la temperatura en la placa absorbente con respecto al primer caso, ya que parte del calor que recibía está siendo absorbido por el material de almacenamiento de energía térmica.

El material de almacenamiento de energía térmica considerado, en este caso cemento, se encuentra en contacto directo con la placa absorbente y tiene una transferencia de calor por conducción lenta. Por lo que recogerá una parte del calor de la placa colectora durante el incremento de la radiación solar en las primeras horas del día y luego se la devolverá cuando baje la temperatura de la placa debido a la disminución en la radiación solar llegada la noche.

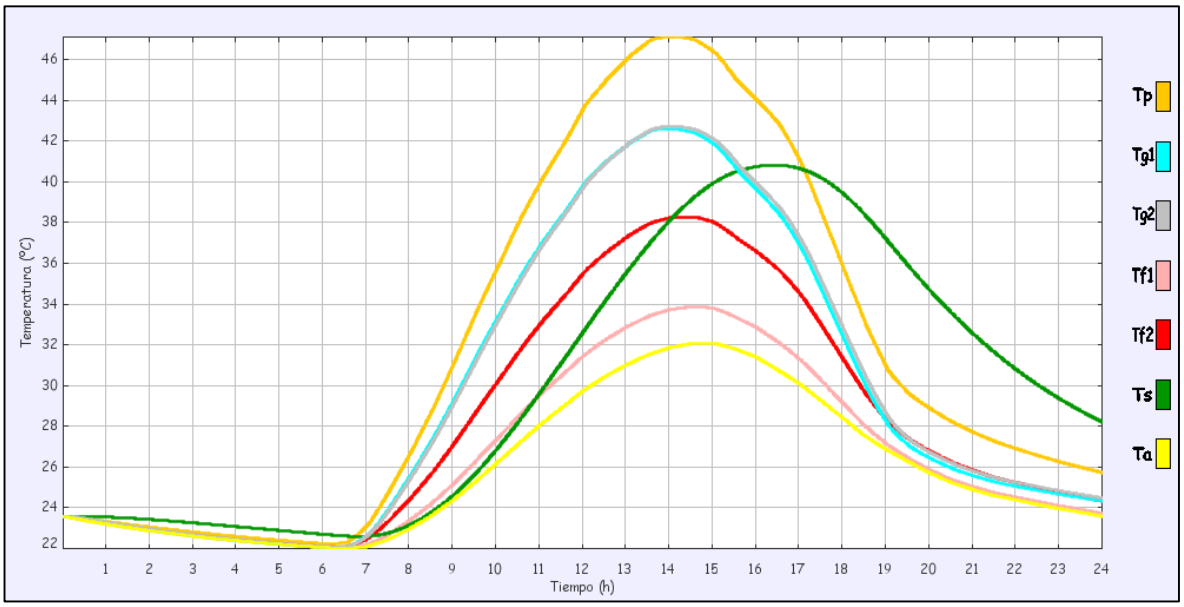

Figura 35 – Distribución de temperaturas de los componentes de un colector solar de doble paso con placa absorbente y almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia

Si bien puede apreciarse un aumento de la temperatura al final del día en la placa absorbente, para el caso de la temperatura de salida del flujo de aire no es muy notable dicho aumento. Esto es razonable debido a que el concreto considerado como material de almacenamiento de energía tiene un calor específico de 1000 $J/kg.K$, el cual es muy bajo en comparación con otros elementos de almacenamiento como el agua con calor específico de 4190 $J/kg.K$. Así también, la energía almacenada como calor sensible en el material de almacenamiento de energía térmica es reducida para temperaturas bajas. Con un área de colector mayor las temperaturas alcanzadas serían mayores y, por lo tanto, el efecto del almacenamiento de energía térmica sería más notorio.

Un estudio profundo en la literatura ha sido realizado por Atul Sharma et al. (2007) en el que, por ejemplo, se presenta los materiales de almacenamiento por cambio de fase (PCM) que trabajan con el calor latente alcanzando valores de almacenamiento de 100 a 200 veces mayores en comparación a los valores de materiales que trabajan con el calor sensible por variación de temperatura.

Atul Sharma et al. (2007) advirtió que los materiales de almacenamiento por calor sensible, debido a que sus valores de calor específico son tan bajos, pueden requerir grandes cantidades de masa para ser efectivos y en algunos casos ser desproporcionado, especialmente para temperaturas bajas.

En la Figura 36 puede apreciarse la humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo. Por último, la eficiencia lograda con ésta configuración es del 60.27%.

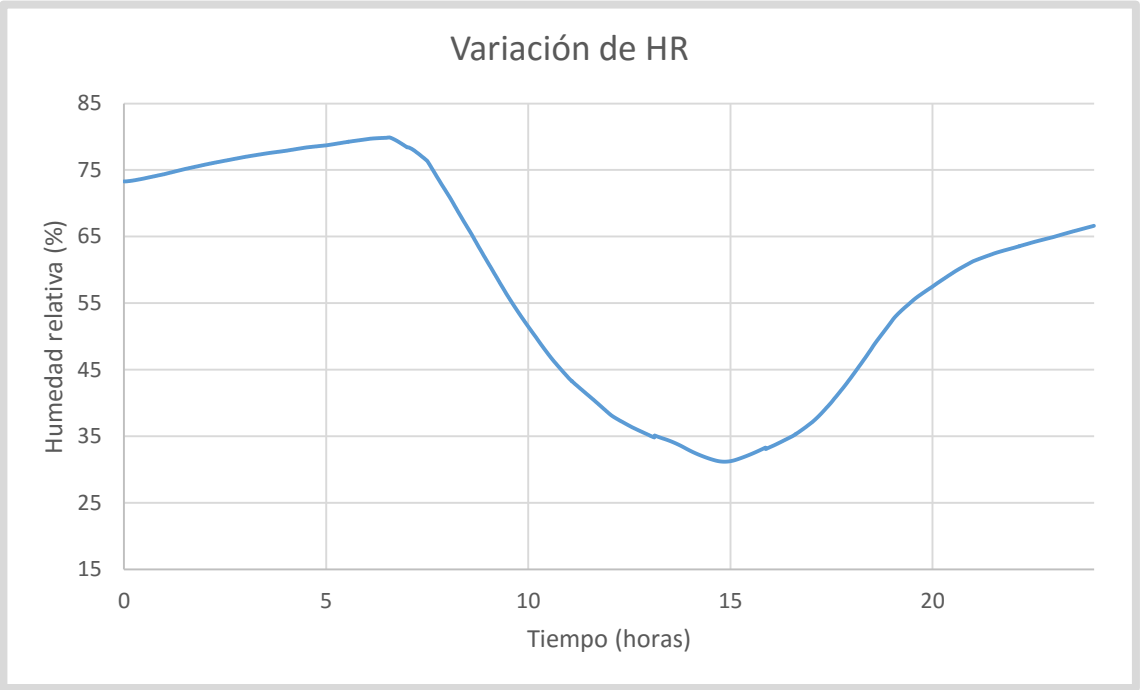

Figura 36 – Humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo
Fuente: Elaboración propia

3.5. Configuración 3: Colector solar de doble paso y placa absorbente con material de almacenamiento de energía térmica y aletas

El efecto de las aletas es aumentar el área en contacto entre la placa absorbente y el aire para así lograr una mayor transferencia del calor irradiado (ver Figura 7). El área irradiada se considera la misma debido a que el aumento de área irradiada se compensa con la sombra que generan las aletas. Si se realiza este cambio en las ecuaciones (2) y (6) se debe considerar un nuevo valor para el área de contacto tal como se muestra en las ecuaciones (55) y (56).

$$hc_{g2f2}(T_{g2} - T_{f2})b * dx + hc_{pf2}(T_p - T_{f2})b * \left(\frac{A2}{A}\right) * dx = \dot{m}_a cp_{a2} \frac{dT_{f2}}{dx} dx \qquad (55)$$

$$m_p cp_p \frac{dT_p}{dt} = \tau_g{}^2 \alpha_p I_{eff} A - h_{cpf_2}(T_p - T_{f2})A2 - h_{rpg1}(T_p - T_{g1})A - h_{rpg2}(T_p - T_{g2})A - U_c(T_p - T_c)A/e_c \qquad (56)$$

$Donde\ A2 = A + \psi.n.c.l.h$

A: área de la placa metálica absorbente

n: número de aletas = 3

c: caras en contacto por aleta = 2

l: largo de cada aleta = 1.52 m

h: altura de cada aleta = 0.04 m

ψ: eficiencia de las aletas

Se puede apreciar en la Figura 37 una disminución de la temperatura en la placa absorbente debido a que mayor calor se transfiere al flujo de aire por la consideración de aletas. Sin embargo, para el diseño seleccionado se puede apreciar que el aumento de temperatura en el flujo de aire es muy leve, siendo la diferencia unas décimas de grado centígrado. Para que el aumento sea notable se deberá trabajar con temperaturas más elevadas y un área mayor de las aletas.

En la Figura 38 se muestra la humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo. Por último, la eficiencia lograda con ésta configuración es del 61.14%.

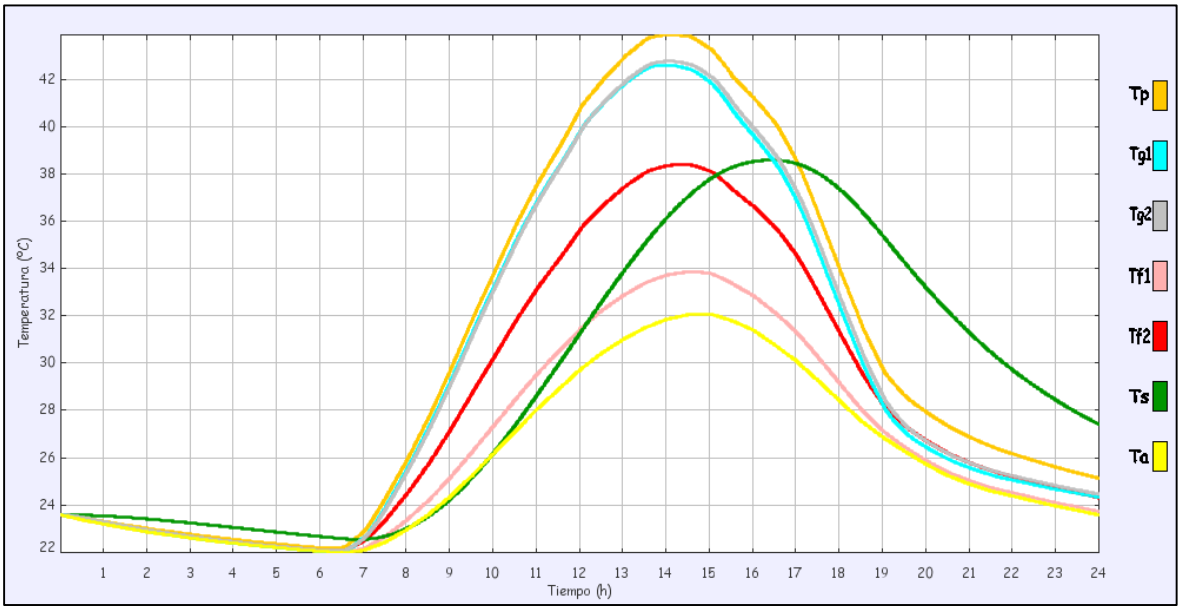

Figura 37 - Distribución de temperaturas de los componentes de un colector solar de doble paso y placa absorbente con almacenamiento de energía térmica y aletas
Fuente: Elaboración propia

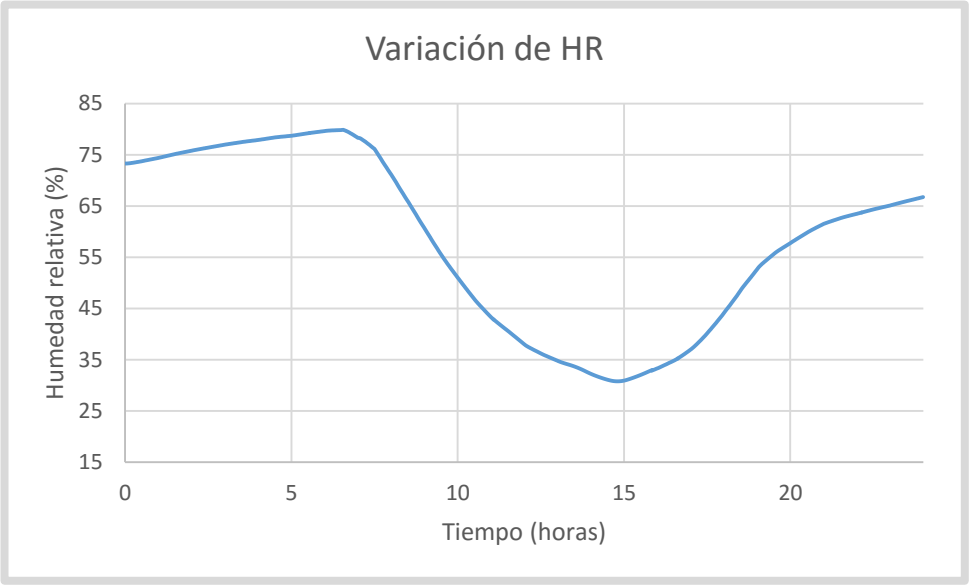

Figura 38 – Humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo
Fuente: Elaboración propia

3.6. Configuración 4: Colector solar de doble paso con placa absorbente, material de almacenamiento de energía térmica y generadores de turbulencia.

El efecto de los generadores de turbulencia es aumentar la turbulencia, por lo que afecta directamente al valor del número de Reynolds, es decir que es multiplicado por un factor f. Para los generadores de turbulencia de tipo álabe, el aumento en la turbulencia se aproxima a $f = 3$. La ecuación considerando la modificación es:

$$Re = f * \frac{\rho * v_s * D_h}{\mu}$$

Al aumentar la turbulencia se quiere obtener un coeficiente de convección más elevado, entre la placa absorbente y el flujo de aire en contacto. En la Figura 39 se puede observar en la simulación que las temperaturas entre la placa absorbente y el flujo de aire del segundo paso son muy cercanas debido al aumento de transferencia de calor entre ellos. Además, se puede apreciar una disminución de la temperatura de la placa absorbente, sin embargo, en comparación con resultados anteriores no se puede apreciar un aumento notable en la temperatura del flujo de aire. Nuevamente, para que dicho aumento en la temperatura del flujo de aire sea notable se deberá trabajar con temperaturas más elevadas.

En la Figura 40 se muestra la humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo. Por último, la eficiencia lograda con ésta configuración es del 61.82%.

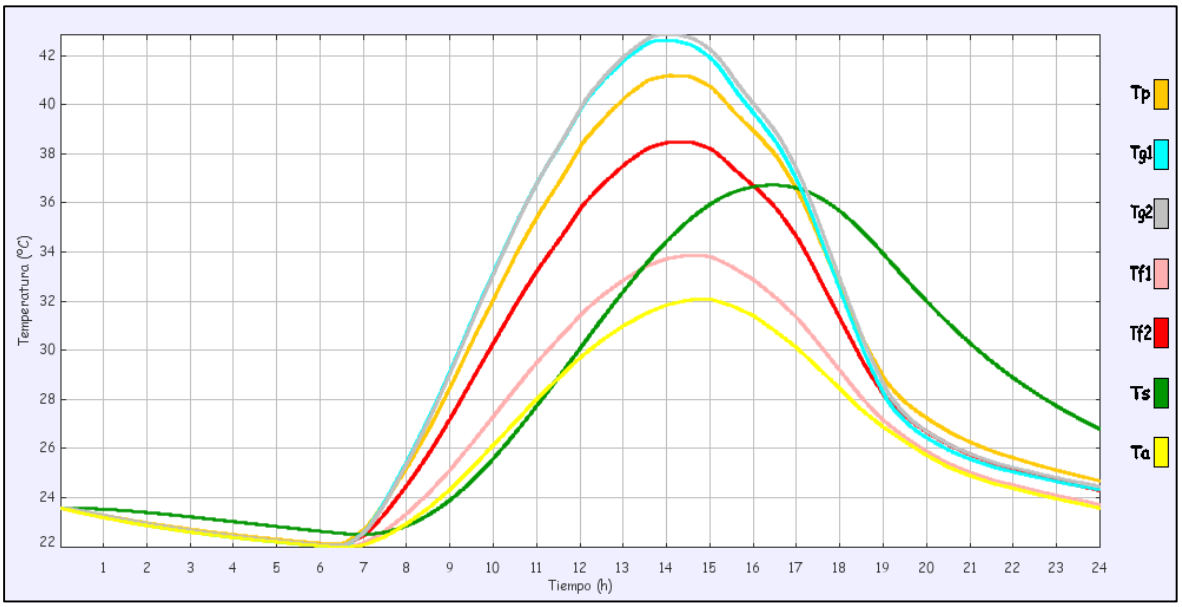

Figura 39 - Distribución de temperaturas de los componentes de un colector solar de doble paso y placa absorbente con almacenamiento de energía térmica, aletas y generadores de turbulencia.
Fuente: Elaboración propia

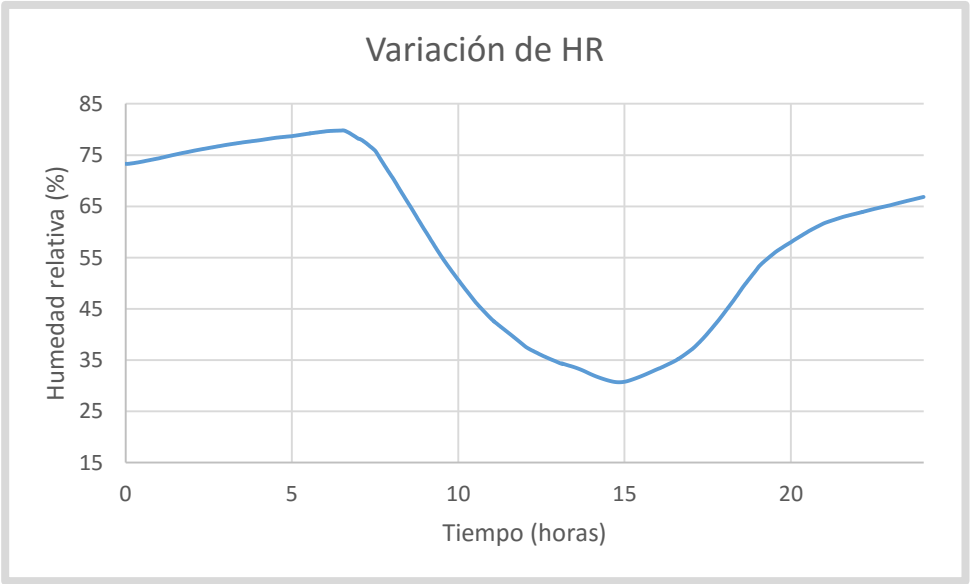

Figura 40 – Humedad relativa del aire atmosférico a la salida del colector solar en función del tiempo
Fuente: Elaboración propia

Capítulo 4
Análisis de sensibilidad de distintas configuraciones de colectores solares

Para evaluar la influencia de los parámetros geométricos (largo, ancho, altura de aletas) así como otros parámetros de operación: flujo másico, ángulo de inclinación e implementación de generadores de turbulencia, en cada configuración se realizará un análisis paramétrico donde se determinará las curvas de temperatura final y humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo, y la eficiencia general del colector durante el día.

En todos los casos el colector solar es de dos pasos con placa absorbente y material de almacenamiento de energía térmica.

4.1. Variando el ancho del colector solar y manteniendo constante el largo, flujo másico y ángulo de inclinación

A continuación se muestra en Figura 41 y Figura 42 los resultados de temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo según la variación del parámetro:

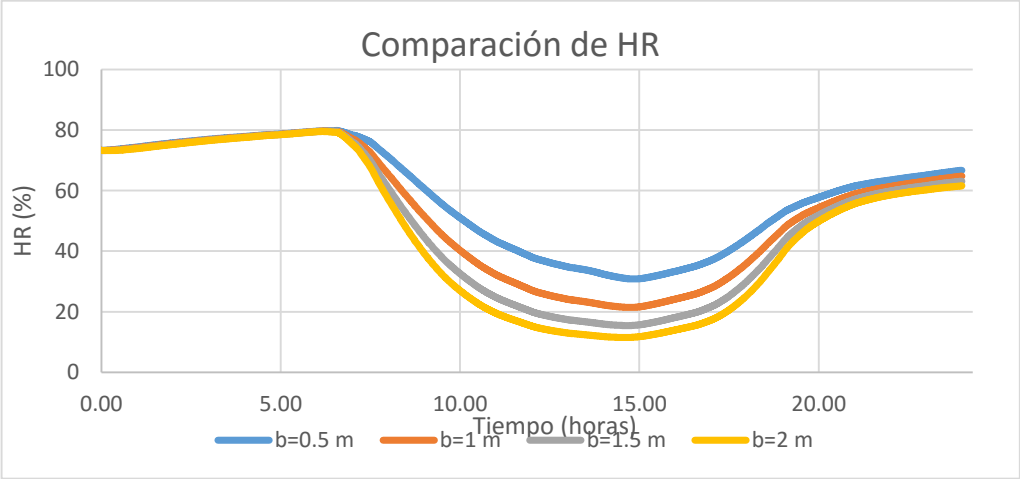

Figura 41 – Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el ancho, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes
Fuente: Elaboración propia

Variación del ancho

b = 0.5 m b = 1.0 m b = 1.5 m b = 2.0 m

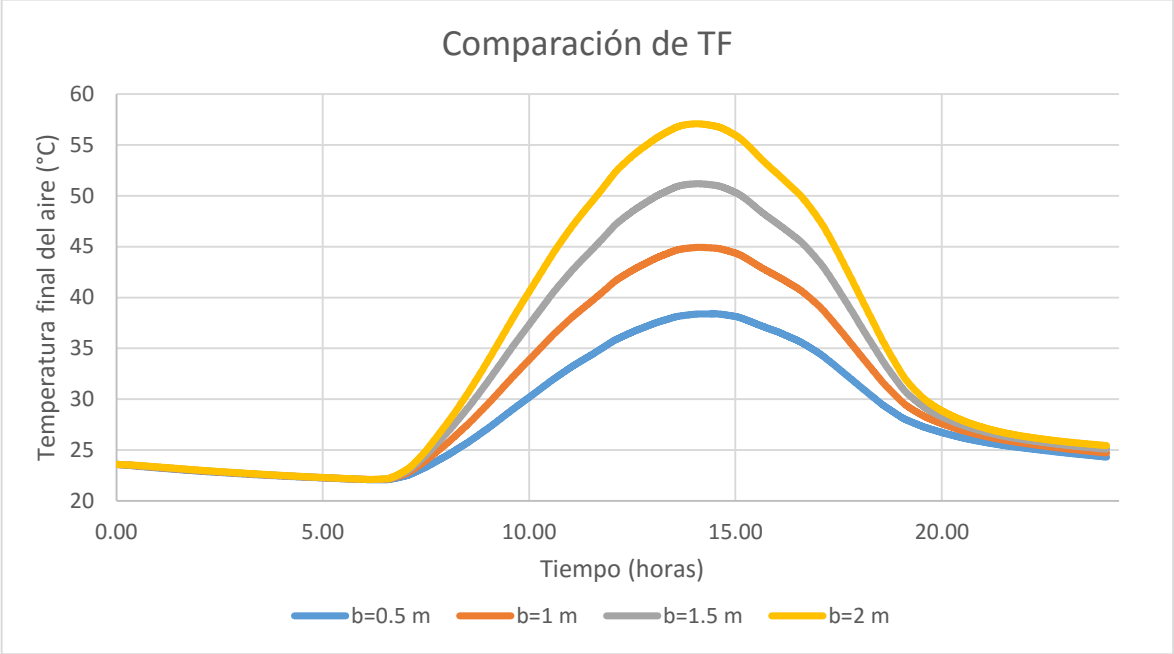

Figura 42 - Comparación de temperatura final del aire a la salida del colector solar variando el ancho, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes
Fuente: Elaboración propia

Según los resultados obtenidos se puede observar que la temperatura del aire a la salida del colector solar se incrementa al aumentar el ancho del colector solar, manteniendo los demás parámetros constantes. Esto se debe a una mayor área de captación y de la placa absorbente. Así también el área de sección de paso por la que atraviesa el flujo de aire aumenta debido al incremento del ancho del colector, por lo que si se tiene el flujo másico constante, la velocidad del aire (en m/s) a través del área transversal disminuye.

Si se evalúa la opción de flujo másico variable buscando mantener la velocidad constante, entonces se obtiene que la temperatura del aire se mantendrá casi igual para todos los valores del ancho debido al incremento de flujo másico. Las eficiencias se comparan a continuación:

Tabla 25 – Comparación de eficiencia variando el ancho del colector solar

Ancho (m)	0.5	1	1.5	2
Eficiencia (%)	61.14	59.91	58.28	56.6

Fuente: Elaboración propia

Cabe destacar que a mayores temperaturas la brecha entre la temperatura de la placa absorbente y la temperatura del aire aumenta, ya que el coeficiente de convección se reduce a mayores temperaturas tal como se mostró en la Figura 2.10.

4.2. Variando el largo del colector solar y manteniendo constante el ancho, flujo másico y ángulo de inclinación

A continuación se muestra en Figura 43 y Figura 44 los resultados de temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo según la variación del parámetro:

Variación del largo

L = 1.5 m L = 2.0 m L = 3.0 m L = 4.0 m

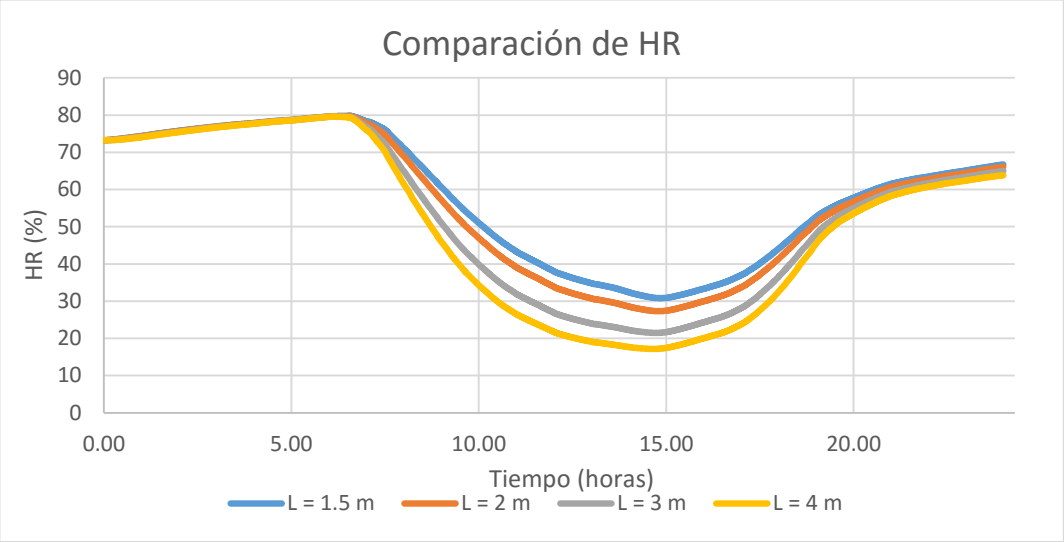

Figura 43 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el largo, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes
Fuente: Elaboración propia

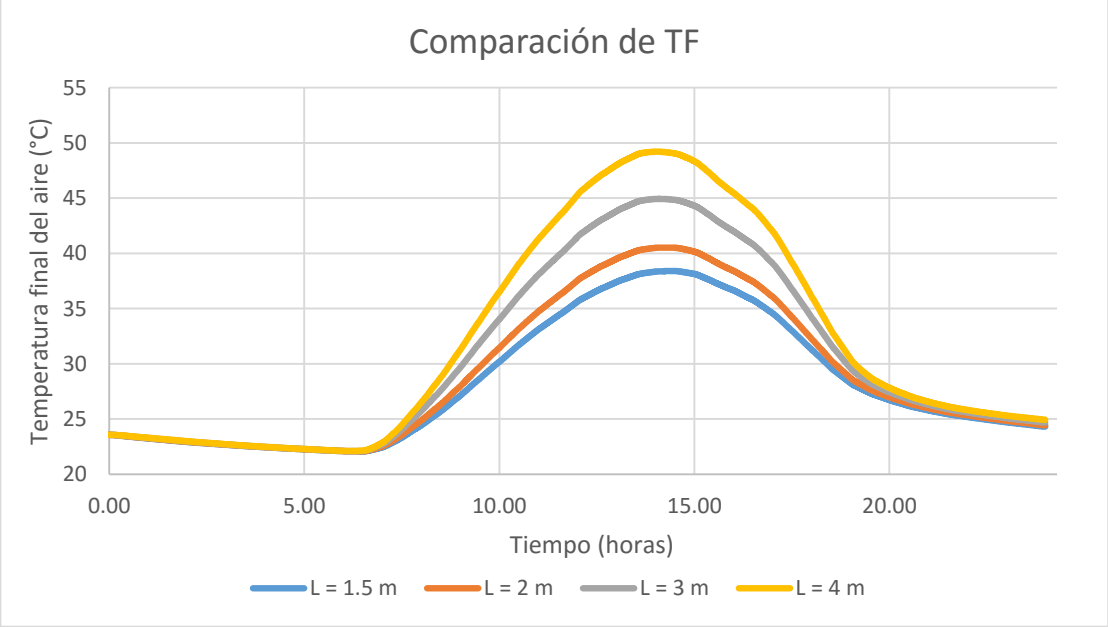

Figura 44 - Comparación de temperatura a la salida del colector solar variando el largo, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes
Fuente: Elaboración propia

Según los resultados obtenidos se puede observar que la temperatura del aire a la salida del colector solar se incrementa al aumentar el largo del colector debido a una mayor área de captación y de la placa absorbente, lo que ocasiona que el aire tenga un recorrido mayor a través del colector solar, y por lo tanto, un tiempo de permanencia mayor en contacto con la placa absorbente. Las eficiencias se comparan a continuación:

Tabla 26 - Comparación de eficiencia variando el largo del colector solar

Largo (m)	1.5	2	3	4
Eficiencia (%)	61.14	61.17	60.58	59.64

Fuente: Elaboración propia

4.3. Variando el flujo másico y manteniendo constante el largo, ancho y ángulo de inclinación

A continuación se muestra en Figura 45 y Figura 46 los resultados de temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo según la variación del parámetro:

Variación del flujo másico

$\dot{m}_a = 0.028\ kg/s$ $\dot{m}_a = 0.042\ kg/s$ $\dot{m}_a = 0.056\ kg/s$ $\dot{m}_a = 0.07\ kg/s$

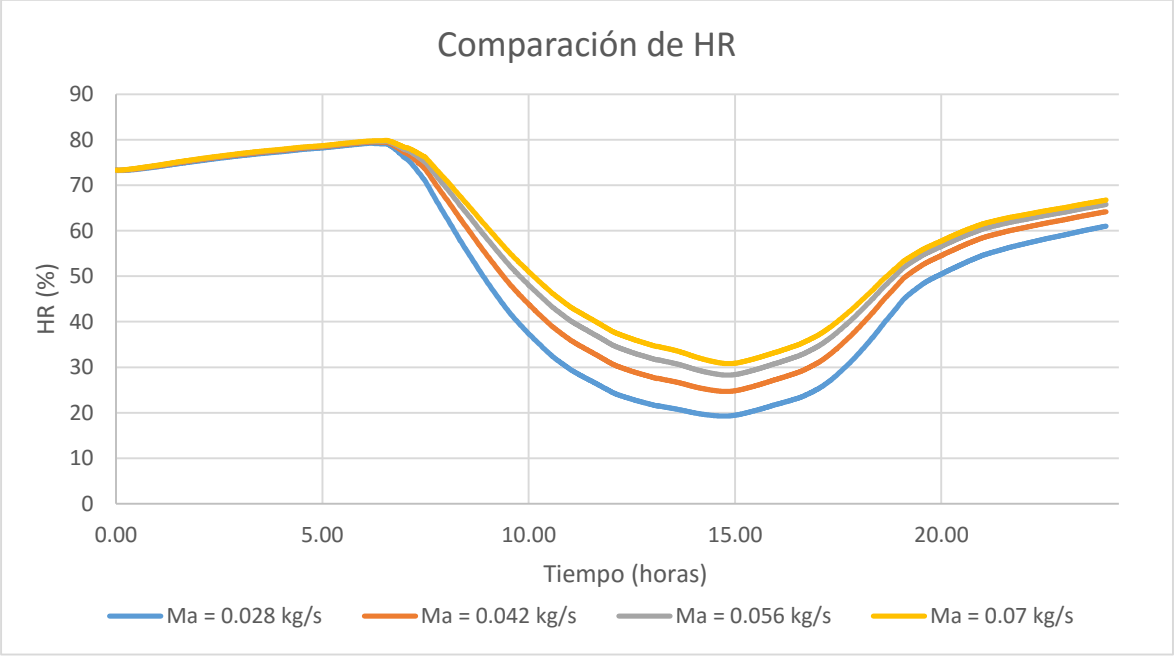

Figura 45 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el flujo másico, y manteniendo los demás parámetros constantes
Fuente: Elaboración propia

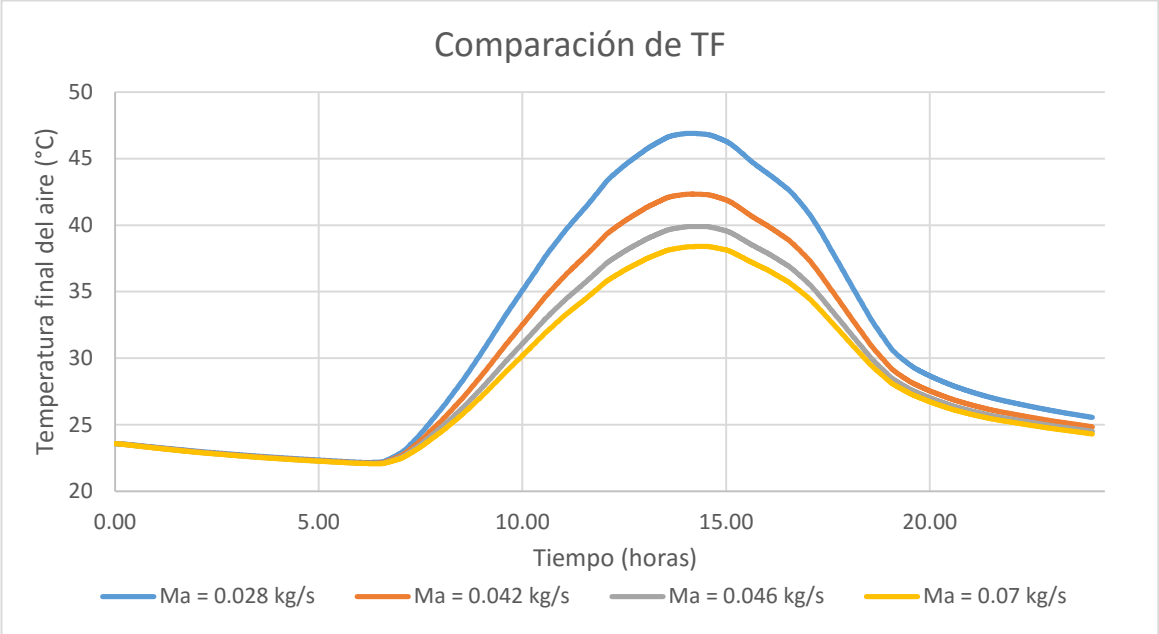

Figura 46 - Comparación de temperatura final del aire a la salida del colector solar variando el flujo másico, y manteniendo los demás parámetros constantes
Fuente: Elaboración propia

Según los resultados obtenidos se puede observar que la temperatura del aire a la salida del colector solar disminuye al aumentar el flujo másico. Esto se debe a que a mayor flujo másico manteniendo constante el área de captación y la de la placa absorbente se tiene mayor masa de aire que calentar, además el flujo másico esta en relación directa con la velocidad del aire a través del colector solar. Por lo tanto, al aumentar la velocidad del aire se tiene un tiempo de permanencia menor para transmitir el calor desde la placa absorbente hacia el aire. Las eficiencias se comparan a continuación:

Tabla 27 - Comparación de eficiencia variando el flujo másico

Flujo másico (kg/s)	0.028	0.042	0.046	0.07
Velocidad del aire (m/s)	1	1.5	2	2.5
Eficiencia (%)	57.68	59.56	60.54	61.14

Fuente: Elaboración propia

Cabe destacar que a mayor flujo másico aumenta el número de Reynolds, y de igual manera aumenta el coeficiente de convección entre la placa absorbente y el aire, por lo que, se logra un aumento en la eficiencia.

4.4. Variando el ángulo de inclinación y manteniendo constante el ancho, largo y flujo másico.

A continuación se presenta en Figura 47 y Figura 48 los resultados de temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo según la variación del parámetro:

Variación del ángulo de inclinación del colector

$\beta = 5º$ $\beta = 10°$ $\beta = 15°$ $\beta = 20º$

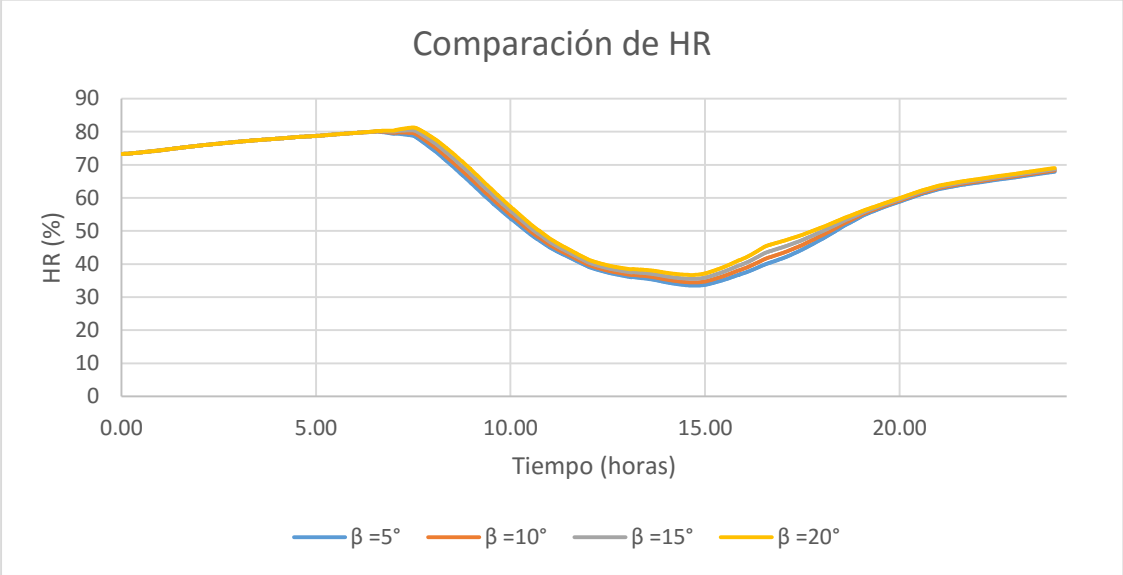

Figura 47 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el ángulo de inclinación, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes
Fuente: Elaboración propia

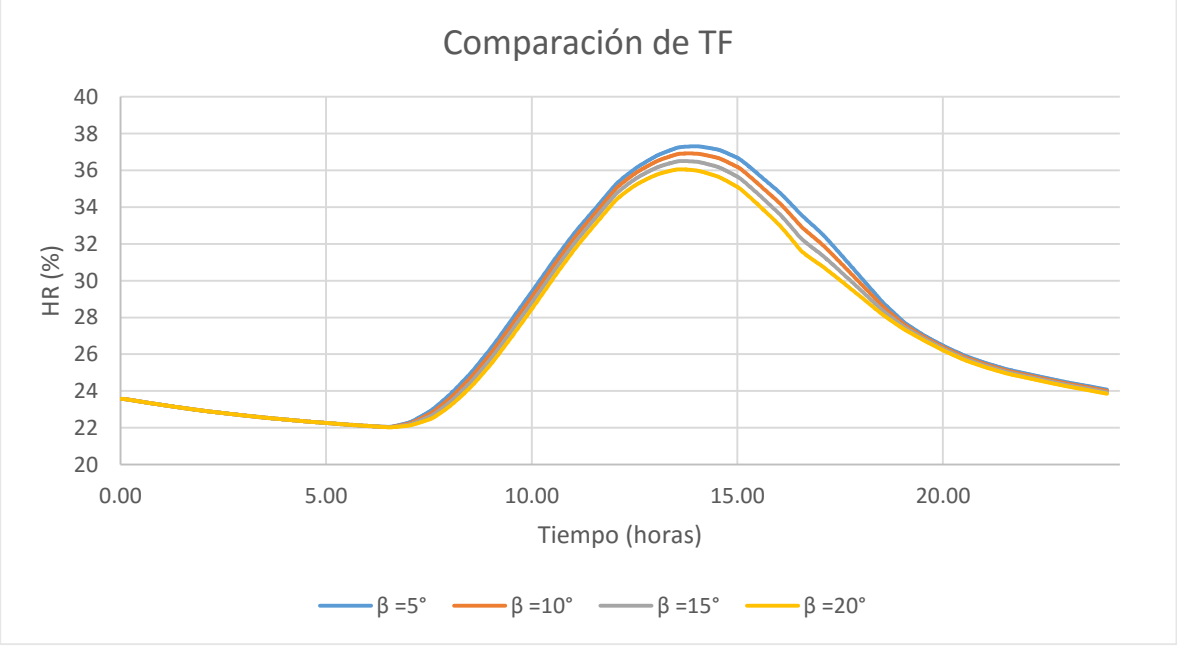

Figura 48 - Comparación de temperatura final del aire variando el ángulo de inclinación del colector solar, y manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento constantes
Fuente: Elaboración propia

Según los resultados obtenidos se puede observar que la temperatura del aire disminuye discretamente al aumentar el ángulo de inclinación del colector solar mientras que la humedad relativa aumenta en forma moderada. Las eficiencias se comparan a continuación:

Tabla 28 - Comparación de eficiencia variando el ángulo de inclinación del colector solar

Ángulo de inclinación (°)	5 ° Norte	10° Norte	15° Norte	20° Norte
Eficiencia (%)	61.08	61.04	60.99	60.88

Fuente: Elaboración propia

4.5. Variando la altura de las aletas, manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento del colector constante

En el apartado 3 del capítulo 3 se puede observar que el efecto de las aletas en el aumento de la temperatura del aire es muy leve, especialmente para las dimensiones del colector solar diseñado.

A mayores temperaturas, la brecha entre la temperatura de la placa absorbente y la temperatura del aire es mayor debido a su disminución de eficiencia, de ello que el efecto de las aletas se hace más notorio al contrarrestar dicha pérdida de eficiencia. Por lo tanto, para evaluar la sensibilidad en variar la altura de las aletas, la cual está en proporción directa con el área de las mismas, se ha considerado utilizar una configuración de colector que trabaje con temperaturas más elevadas: cambiando el largo de 1.5 m a 3 m, y el flujo de trabajo de 0.048 kg/s a 0.0112 kg/s.

A continuación se muestra en Figura 49 y Figura 50 los resultados de temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo según la variación del parámetro:

Variación de la altura de las aletas

hAl = 0.0 m hAl = 0.05 m hAl = 0.1 m hAl = 0.15 m

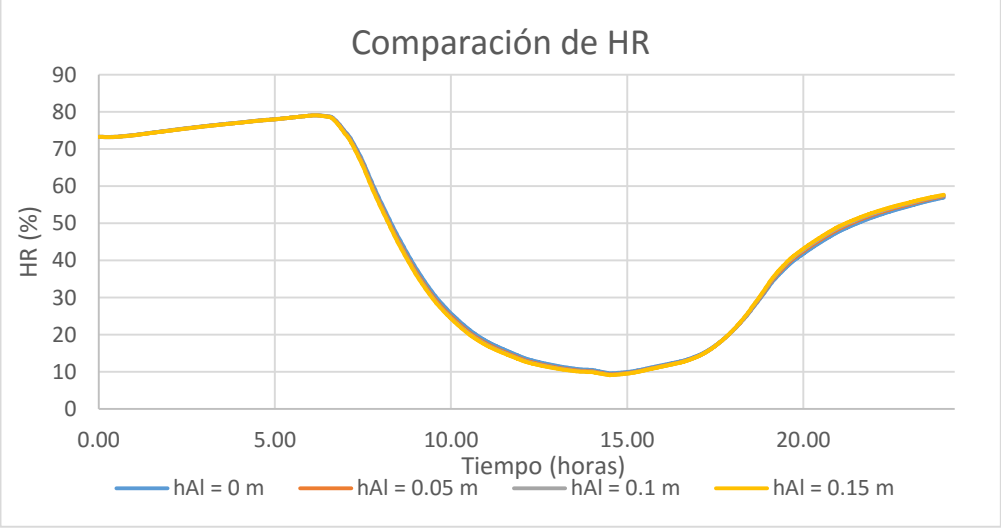

Figura 49 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando la altura de las aletas, y manteniendo los demás parámetros constantes
Fuente: Elaboración propia

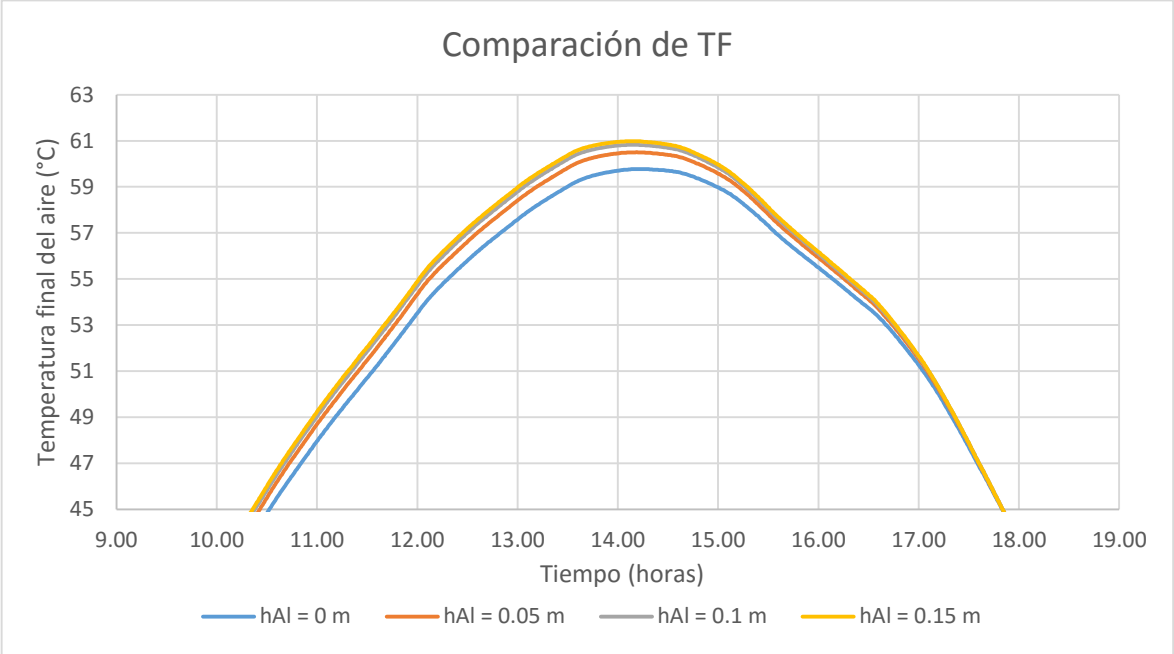

Figura 50 - Comparación de temperatura del aire a la salida del colector solar variando la altura de las aletas, y manteniendo los demás parámetros constantes
Fuente: Elaboración propia

Aunque no se logra un aumento notable a lo largo de todo el día, si lo hace entre las 11 y 16 horas logrando un aumento de 1 °C para dicho periodo. Puede notarse que la sensibilidad en la variación de alturas es reducida. Las eficiencias se comparan a continuación:

Tabla 29 - Comparación de eficiencia variando la altura de las aletas

Altura de aletas (m)	0	0.05	0.1	0.15
Eficiencia (%)	53.42	54.47	54.93	55.15

Fuente: Elaboración propia

4.6. Implementación de generadores de turbulencia, manteniendo los demás parámetros de dimensionamiento del colector constante

Al igual que las aletas, los generadores de turbulencia buscan aumentar el intercambio de calor entre la placa absorbente y el aire que fluye a través de él. Sin embargo, de igual forma el impacto en el aumento de temperatura es reducido por lo que se trabajará con la misma configuración de colector solar que el apartado anterior para obtener temperaturas de trabajo elevadas. La variación se produce según el tipo de generadores de turbulencia implementados, así pues, si se utiliza de tipo triangular el factor de turbulencia será de 1.5 y si se utiliza de tipo álabes el factor de turbulencia será de 2.5.

A continuación se muestra en Figura 51 y Figura 52 los resultados de temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo según la variación del parámetro:

Variación el factor de turbulencia

fturb = 1 fturb = 1.5 fturb = 2 fturb = 2.5

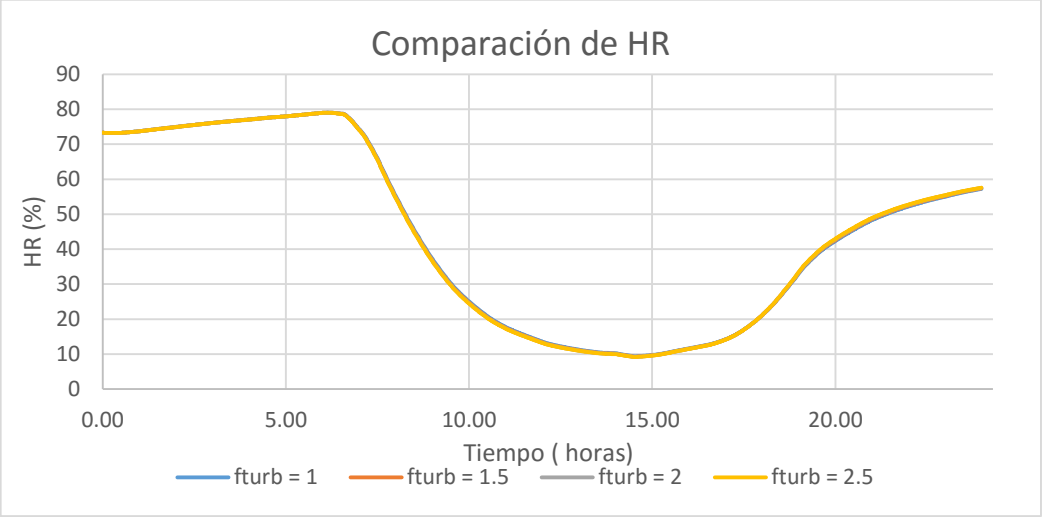

Figura 51 - Comparación de humedad relativa a la salida del colector solar variando el tipo de generadores de turbulencia, y manteniendo los demás parámetros constantes
Fuente: Elaboración propia

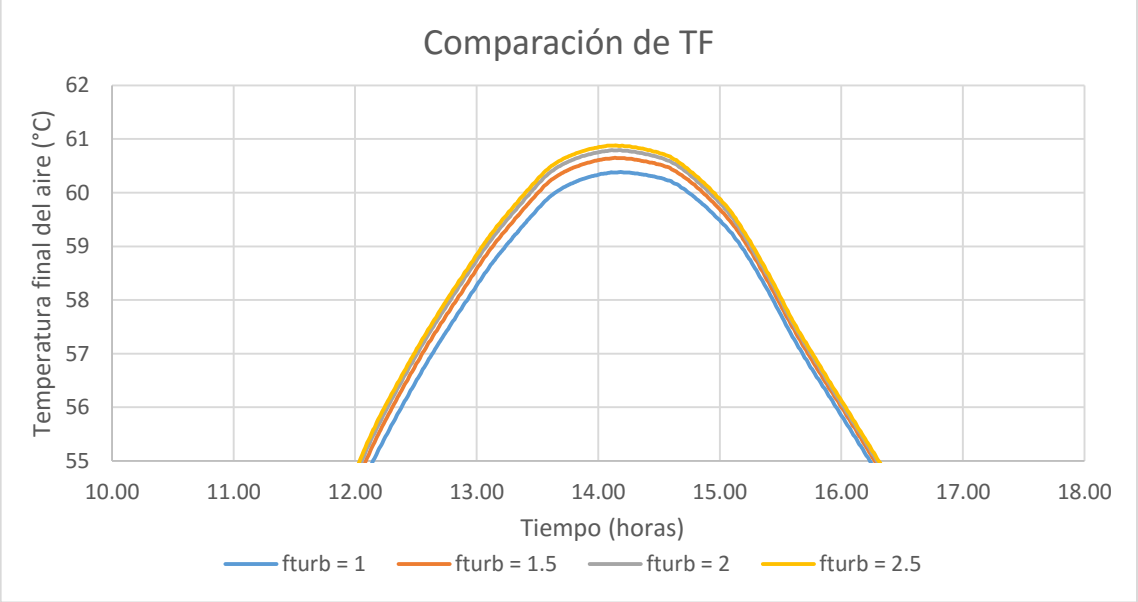

Figura 52 - Comparación de temperatura final del aire a la salida del colector solar variando el tipo de generadores de turbulencia, y manteniendo los demás parámetros constantes
Fuente: Elaboración propia

Sólo se puede observar un aumento de 0.5 °C durante las horas pico de radiación, entre las 13 y 15 horas. Puede notarse que la sensibilidad en la variación del factor de turbulencia es reducida. Las eficiencias se comparan a continuación:

Tabla 30 - Comparación de eficiencia variando el factor de turbulencia

Factor de turbulencia	1	1.5	2	2.5
Eficiencia (%)	54.3	54.68	54.88	55

Fuente: Elaboración propia

Conclusiones

- Se ha demostrado a través del análisis paramétrico que el modelo matemático del colector solar responde a las variaciones de los parámetros ingresados de radiación solar, temperatura y humedad relativa del aire atmosférico, de manera adecuada.

- Con el modelo desarrollado puede variarse los coeficientes correspondientes a los materiales utilizados para la construcción del colector o también los valores de radiación, humedad relativa o temperatura ambiente dependiendo del lugar donde se vaya a instalar el colector solar con la finalidad de poder tener una aproximación cercana de la respuesta que tendría del sistema.

- El almacenamiento de energía reduce la temperatura máxima de la placa absorbente y del flujo de aire debido a que absorbe calor que luego será entregado con una dinámica lenta al reducirse la radiación solar incidente o en ausencia de la misma, de modo que atenúe la caída de la temperatura en el flujo de aire de salida del colector. Se evidencia la necesidad de aumentar la capacidad calorífica del material de almacenamiento de energía térmica del prototipo desarrollado, debido a que se prolonga muy poco la reducción de temperatura de salida. En la literatura se propone utilizar un tanque con agua aislada térmicamente y un intercambiador de calor, o también utilizar elementos de almacenamiento por cambio de fase aprovechando el calor latente requerido.

- La temperatura del aire depende directamente de la energía suministrada por el sol en forma de radiación, pudiendo ser muy pobre o muy elevado para el secado de un determinado producto. Por lo tanto se evidencia la necesidad de controlar la temperatura, que es posible mediante la manipulación del flujo másico, por consiguiente de la velocidad del aire en un proceso de ventilación forzada.

- El aumento o disminución del ancho y largo del colector solar modifica el área de la placa absorbente expuesta a la radiación solar, lo que incide en la temperatura final de la placa absorbente y la temperatura del aire de manera directamente proporcional. Si el ancho o el

largo del colector aumentan, la temperatura del aire a la salida se incrementa y su humedad relativa disminuye y viceversa.

- La inclinación del colector solar modifica el ángulo de incidencia de los rayos solares en el colector, para seleccionar la orientación (norte o sur) e inclinación más adecuada debe conocerse el ángulo de elevación solar teniendo en cuenta la latitud de la locación geográfica, siendo más favorable que la radiación solar sea perpendicular a la superficie plana del colector solar. Si el ángulo de inclinación del colector se incrementa de 5° a 20°, la temperatura del aire a la salida del colector disminuye levemente y su humedad relativa aumenta.

- El aumento en el área de la placa colectora es el factor que influye más para elevar la temperatura de salida del aire. Se requiere un aumento considerable en el área de contacto mediante aletas para evidenciar un aumento notable de temperatura en el flujo de aire de salida. Esto debido a que la energía entregada por la radiación solar incidente es mucho mayor en proporción al aumento de energía entregada que genera las aletas o generadores de turbulencia.

- Los generadores de turbulencia aumentan la eficiencia del colector, sin embargo, su efecto de aumento de temperatura sólo se presenta para las horas pico de radiación donde se cuenta con los mayores valores de temperatura de la placa absorbente y el aire.

- Con respecto a las recomendaciones de materiales en la literatura:
  - Para la construcción del colector solar es imprescindible la utilización del aislamiento térmico tanto en el fondo como en las paredes.
  - Así también en la literatura los materiales más utilizados para el cuerpo externo son madera o chapa galvanizada, para la cubierta superior en Bakari, Minja & Njau (2014) analizan la eficiencia al utilizar vidrio logrando la mayor eficiencia con un espesor de 4mm, o también se puede optar por una alternativa más económica como el caso de Condori, Durán & Echazú (2010) donde se utiliza policarbonato alveolar de 4mm para un área de colectores de 100 m2.
  - La placa absorbente de calor suele ser acero, cobre o aluminio con un recubrimiento selectivo que como se explica en Billy Anak (2010) suele ser de color oscuro y debe presentar absortancia muy elevada para la radiación solar (onda frecuencia corta) y emitancia muy reducida para la radiación de calor (infrarrojo - onda frecuencia larga).

Referencias

Abene, A., Dubois, V., Le Ray, M. & Ouagued, A. (2004). *Study of a solar air flat plate collector: use of obstacles and application for the drying of grape. Journal of Food Engineering, 65,* 15-22

Atul Sharma, Tyagi, V. V., Chen, C.R. & Buddhi. D. (2009). *Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13*, 318-345.

Anak Sup, Billy (2010). *Effect of absorber plate material on flat plate collector efficiency, Bachelor Thesis.* UMP, Universiti Malaysia Pahang, Malaysia.

Cengel Y.A & Boles M.A. (2012). Termodinámica, Séptima Edición. Nueva York: McGraw-Hill.

Condori, M. A., Durán, G. & Echazú, R. (2010). *Diseño, construcción y análisis de un secador solar industrial en Huacalera, Quebrada de Humahuaca, Argentina XVII Simposio Peruano de Energía Solar (XVII – SPES), Cusco, I-5.11.2010*.

Ebru Kavak, Akpinar & Fatih Koç (2010). *Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacles on absorber plates. International Communications in Heat and Mass Transfer, 37,* 416-421

Forson, F.K., Nazha, M. A. A. & Rajakaruna, H. (2007). *Modelling and experimental studies on a mixed-mode natural convection solar crop-dryer. Solar Energy, 81,* 346-357.

Ho-Ming, Yeh & Chii-Dong, Ho (2013). *Collector Efficiency in Downward-Type Internal-Recycle Solar Air Heaters with Attached Fins, Energies 2013, 6,* 5130-5144.

Irvine, T.F. & Liley, P. (1984). *Steam and gas tables with computer equations. San Diego: Academic Press, 1984*.

Jain, D. & Jain, R. K. (2004). *Performance evaluation of an inclined multi-pass solar air heater with in-built thermal storage on deep-bed drying application. Journal of Food Engineering, 65,* 497-509.

Jairaj, K.S., Singh, S.P. & Srikant, K. (2009*). A review of solar dryers developed for grape drying. Solar Energy, 83,* 1698-1712.

Mason, E.A. & Saxena, S.C. (1958) *Approximate Formula for the Thermal Conductivity of Gas Mixtures. The Physics of Fluids, 1,* 361-369.

Mason, L. & Monchick, E. A. (1963). *Survey of the Equations of State and Transport Properties of Moist Gases, Humidity and Moisture –Measurement and Control in Science and Industry. Int. Symp. Humidity and Moisture, Vol. 3 - Fundamentals and Standards, 3,* 257-272.

Ramadhani Bakari, Rwaichi J.A. Minja & Karoli N. Njau (2014). *Effect of glass thickness on performance of flat plate solar collectors for fruits drying. Journal of Energy, 2014,* ID 247287.

Reid RC, Prausnitz JM & Poling BE (1988). *The properties of gases and liquids, Chemical Engineering. McGraw Hill Int, Editions; 1988.*

Schlueter, M., Arellano-Garcia, H. & Ipanaque W. (2012). *Simulation of a solar air heater with built-in thermal storage, CLCA 2012 Memories.*

Singh, Shobhana & Kumar, Subodh (2012). *Development of convective heat transfer correlations for common designs of solar dryer. Energy Conversion and Management, 64,* 403-414.

Soteris A. Kalogirou (2013). Solar Energy Engineering, Second Edition: Processes and Systems. Limassol, Chipre: AP editorial.

Tsilingiris, P.T. (2008). *Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C. Energy Conversion and Management, 49,* 1098-1110.

Van Wylen GJ & Sonntag RE. (1973). *Fundamentals of classical thermodynamics. NY: Wiley, 1973.*

Wilke CR. (1950). *A viscosity equation for gas mixtures. J Chem Phys 1950, 18:517.*

Anexo 1

El programa de cálculo para la resolución general de las ecuaciones del modelo matemático se lista a continuación. El algoritmo Runge-Kutta para el cálculo de la derivada de la temperatura del aire a lo largo del paso a través de la placa absorbente se lista en el Anexo 2.

```
if (t>=86400) {
 eficiencia=sumPotNum/sumPotDen;
 try{

  File archivo = new File("simulacion.txt");
  BufferedWriter bw;
  bw = new BufferedWriter(new FileWriter(archivo,true));
  bw.newLine();
  bw.write("Eficiencia del colector:  ");
  bw.write(String.format("%.2f",eficiencia*100));
  bw.write(" % ");
  bw.newLine();
  bw.close();

 }catch(IOException e){
   e.printStackTrace();
 }
 _pause();
}

//Dimensionamiento
mp=ep*b*L*dp;
mg1=eg*b*L*dg*0.9;
mg2=eg*b*L*dg*0.9;

A=b*L;
A2=A+2*hAl*n*L*efAl;
As1=h1*b;
As2=h2*b;
D1 = 2*(b*h1)/(b+h1);
D2 = 2*(b*h2)/(b+h2);

Ali=h2*2*(b+L);
Als=h1*2*(b+L);
Aess=es*2*(b+L)+A;

//Propiedades termodinámicas de la mezcla aire seco-vapor de agua
```

```
Tak=Ta+273.15;
Tf1k = Tf1 + 273.15;
Tf2k = Tf2 + 273.15;
Tsky=Ta-6;

Pvs=0.7073034146-2.703615165*0.01*Ta+4.36088211*0.001*Ta*Ta-
4.662575642*0.00001*Ta*Ta*Ta+1.034693708*0.000001*Ta*Ta*Ta*Ta;
Rom =(P0/(R*Tak))*Ma*(1-HR*(1-(Mv/Ma))*(Pvs/P0));
ma=Rom*Va*As1;

Pvs1=0.7073034146-2.703615165*0.01*Tf1+4.36088211*0.001*Tf1*Tf1-
4.662575642*0.00001*Tf1*Tf1*Tf1+1.034693708*0.000001*Tf1*Tf1*Tf1*Tf1;

HR1=HR*Pvs/Pvs1;
Rom1=(P0/(R*Tf1k))*Ma*(1-HR*(1-(Mv/Ma))*(Pvs1/P0));

PvsF=0.7073034146-
2.703615165*0.01*Tf2+4.36088211*0.001*Tf2_x[q_steps]*Tf2_x[q_steps]-
4.662575642*0.00001*Tf2_x[q_steps]*Tf2_x[q_steps]*Tf2_x[q_steps]+1.034693708*0.000001
*Tf2_x[q_steps]*Tf2_x[q_steps]*Tf2_x[q_steps]*Tf2_x[q_steps];

ua1=(-9.8601*(0.1)+9.080125*(0.01)*Tf1k-
1.17635575*(0.0001)*(Tf1k*Tf1k)+1.2349703*(0.0000001)*(Tf1k*Tf1k*Tf1k)-
5.7971299*(0.00000000001)*(Tf1k*Tf1k*Tf1k*Tf1k))*(0.000001);
uv1=(8.058131868*10+4.000549451*(0.1)*Tf1)*(0.000001);

ka1=-2.276501*(0.001)+1.2598485*(0.0001)*Tf1k-
1.4815235*(0.0000001)*(Tf1k*Tf1k)+1.73550646*(0.0000000001)*(Tf1k*Tf1k*Tf1k)-
1.066657*(0.0000000000001)*(Tf1k*Tf1k*Tf1k*Tf1k)+2.47663035*(0.00000000000000001)*(T
f1k*Tf1k*Tf1k*Tf1k*Tf1k);
kv1=(1.761758242*10+5.558941059*(0.01)*Tf1+1.663336663*(0.0001)*(Tf1*Tf1))*(0.001);

cpa1=0.103409*10-0.284887*(0.001)*Tf1k+0.7816818*(0.000001)*(Tf1k*Tf1k)-
0.4970786*(0.000000001)*(Tf1k*Tf1k*Tf1k)+0.1077024*(0.000000000001)*(Tf1k*Tf1k*Tf1k*Tf
1k);
cpv1=1.86910989-2.578421578*(0.0001)*Tf1+1.941058941*(0.00001)*(Tf1*Tf1);

chivav1=(Math.pow(2,0.5)/4)*(1+Math.pow((Ma/Mv),-
0.5))*Math.pow((1+Math.pow((ua1/uv1),0.5)*Math.pow((Ma/Mv),0.25)),2);
chivva1=(Math.pow(2,0.5)/4)*(1+Math.pow((Ma/Mv),-
0.5))*Math.pow((1+Math.pow((uv1/ua1),0.5)*Math.pow((Ma/Mv),0.25)),2);

um1=((1-HR1*(Pvs1/P0))*ua1)/((1-
HR1*(Pvs1/P0))+HR1*(Pvs1/P0)*chivav1)+(HR1*(Pvs1/P0)*uv1)/(HR1*(Pvs1/P0)+(1-
HR1*(Pvs1/P0))*chivva1);
chikav1=(Math.pow(2,0.5)/4)*(1+Math.pow((Ma/Mv),-
0.5))*Math.pow((1+Math.pow((ka1/kv1),0.5)*Math.pow((Ma/Mv),0.25)),2);
chikva1=(Math.pow(2,0.5)/4)*(1+Math.pow((Ma/Mv),-
```

```
0.5))*Math.pow((1+Math.pow((kv1/ka1),0.5)*Math.pow((Ma/Mv),0.25)),2);

km1=((1-HR1*(Pvs1/P0))*ka1)/((1-
HR1*(Pvs1/P0))+HR1*(Pvs1/P0)*chikav1)+(HR1*(Pvs1/P0)*kv1)/(HR1*(Pvs1/P0)+(1-
HR1*(Pvs1/P0))*chikva1);

cpm1=((cpa1*(1-HR1*(Pvs1/P0))*Ma+cpv1*HR1*(Pvs1/P0)*Mv)/(Ma*(1-
HR1*(Pvs1/P0))+Mv*HR1*(Pvs1/P0)))*1000;

Re1=1.6*(Rom1*Va*D1/um1);
// El ducto aumenta el número de Reynolds
Pr1=(um1*cpm1/km1);
Nu1=0.812*Math.pow(Re1,0.463)*Math.pow(Pr1,0.4);


Pvs2=0.7073034146-2.703615165*0.01*Tf2+4.36088211*0.001*Tf2*Tf2-
4.662575642*0.00001*Tf2*Tf2*Tf2+1.034693708*0.000001*Tf2*Tf2*Tf2*Tf2;

HR2=HR*Pvs/Pvs2;
Rom2=(P0/(R*(Tf2+273.15)))*Ma*(1-HR2*(1-(Mv/Ma))*(Pvs2/P0));


ua2=(-9.8601*(0.1)+9.080125*(0.01)*Tf2k-
1.17635575*(0.0001)*(Tf2k*Tf2k)+1.2349703*(0.0000001)*(Tf2k*Tf2k*Tf2k)-
5.7971299*(0.00000000001)*(Tf2k*Tf2k*Tf2k*Tf2k))*(0.000001);
uv2=(8.058131868*10+4.000549451*(0.1)*Tf2)*(0.000001);

ka2=-2.276501*(0.001)+1.2598485*(0.0001)*Tf2k-
1.4815235*(0.0000001)*(Tf2k*Tf2k)+1.73550646*(0.0000000001)*(Tf2k*Tf2k*Tf2k)-
1.066657*(0.0000000000001)*(Tf2k*Tf2k*Tf2k*Tf2k)+2.47663035*(0.00000000000000001)*(T
f2k*Tf2k*Tf2k*Tf2k*Tf2k);
kv2=(1.761758242*10+5.558941059*(0.01)*Tf2+1.663336663*(0.0001)*(Tf2*Tf2))*(0.001);

cpa2=0.103409*10-0.284887*(0.001)*Tf2k+0.7816818*(0.000001)*(Tf2k*Tf2k)-
0.4970786*(0.000000001)*(Tf2k*Tf2k*Tf2k)+0.1077024*(0.000000000001)*(Tf2k*Tf2k*Tf2k*Tf
2k);
cpv2=1.86910989-2.578421578*(0.0001)*Tf2+1.941058941*(0.00001)*(Tf2*Tf2);


chivav1=(Math.pow(2,0.5)/4)*(1+Math.pow((Ma/Mv),-
0.5))*Math.pow((1+Math.pow((ua2/uv2),0.5)*Math.pow((Ma/Mv),0.25)),2);
chivva1=(Math.pow(2,0.5)/4)*(1+Math.pow((Ma/Mv),-
0.5))*Math.pow((1+Math.pow((uv2/ua2),0.5)*Math.pow((Ma/Mv),0.25)),2);

um2=((1-HR2*(Pvs2/P0))*ua2)/((1-
HR2*(Pvs2/P0))+HR2*(Pvs2/P0)*chivav2)+(HR2*(Pvs2/P0)*uv2)/(HR2*(Pvs2/P0)+(1-
HR2*(Pvs2/P0))*chivva2);
```

```
chikav1=(Math.pow(2,0.5)/4)*(1+Math.pow((Ma/Mv),-
0.5))*Math.pow((1+Math.pow((ka2/kv2),0.5)*Math.pow((Ma/Mv),0.25)),2);
chikva1=(Math.pow(2,0.5)/4)*(1+Math.pow((Ma/Mv),-
0.5))*Math.pow((1+Math.pow((kv2/ka2),0.5)*Math.pow((Ma/Mv),0.25)),2);

km2=((1-HR2*(Pvs2/P0))*ka2)/((1-
HR2*(Pvs2/P0))+HR2*(Pvs2/P0)*chikav2)+(HR2*(Pvs2/P0)*kv2)/(HR2*(Pvs2/P0)+(1-
HR2*(Pvs2/P0))*chikva2);

cpm2=((cpa2*(1-HR2*(Pvs2/P0))*Ma+cpv2*HR2*(Pvs2/P0)*Mv)/(Ma*(1-
HR2*(Pvs2/P0))+Mv*HR2*(Pvs2/P0)))*1000;


Re2=fturb*2*(Rom2*Va*D2/um2);
//El ducto y el cambio de paso aumentan aun más el número de Reynolds
Pr2=(um2*cpm2/km2);
Nu2=0.812*Math.pow(Re2,0.463)*Math.pow(Pr2,0.4);

Hcpf2=Nu2*km2/D2;
HRF=HR*Pvs/PvsF;

// Ángulo de elevación solar

h=-180+(t/3600)*15;
senoalfa=Math.sin(Math.toRadians(latitud))*Math.sin(Math.toRadians(delta))+Math.cos(Math.t
oRadians(latitud))*Math.cos(Math.toRadians(delta))*Math.cos(Math.toRadians(h));
alfa=Math.toDegrees(Math.asin(senoalfa));

if(alfa<=23){
  if(t>3600*16.5){

Ib=Ieff*(Math.sin(Math.toRadians(23+beta))/Math.sin(Math.toRadians(23)))*Math.pow(t/(3600*
16.5),1.5);
  }else{
  Ib=Ieff*(Math.sin(Math.toRadians(23+beta))/Math.sin(Math.toRadians(23)));
  }
}else{
   Ib=Ieff*Math.sin(Math.toRadians(alfa+beta))/Math.sin(Math.toRadians(alfa));
}

sumPotNum=sumPotNum+(ma*(cpm1*(Tf1_x[49]-Ta)+cpm2*(Tf2_x[49]-Tf1_x[49])));
sumPotDen=sumPotDen+A*Ib;
```

Anexo 2

Se lista a continuación el programa de cálculo utilizado para la resolución del algortimo de Runge-Kutta de cuarto orden.

```
public void runge_Kutta () {

  // Calcula por adelantado los valores de temperatura de los flujos de aire
  // que será input al inicio de la siguiente iteración en el tiempo

  int j;
  double k1_f1, k2_f1, k3_f1, k4_f1;
  double k1_f2, k2_f2, k3_f2, k4_f2;
  double h;

  Tf1_x[0]=Ta;

  double sumTf1=Tf1_x[0];
  double sumTf2=Tf2_x[0];

  h=L/(double)q_steps;

  for(j=0; j<q_steps ; j++){

    k1_f1=(Tg1*Hcg1f1*b+Tg2*Hcf1g2*b-Tf1_x[j]*(Hcg1f1+Hcf1g2)*b)/(ma*cpm1);
    k1_f2=(Tg2*Hcg2f2*b+Tp*Hcpf2*(A2/A)*b-Tf2_x[j]*(Hcg2f2+Hcpf2*(A2/A))*b)/(ma*cpm2);

    k2_f1=(Tg1*Hcg1f1*b+Tg2*Hcf1g2*b-
(Tf1_x[j]+0.5*k1_f1*h)*(Hcg1f1+Hcf1g2)*b)/(ma*cpm1);
    k2_f2=(Tg2*Hcg2f2*b+Tp*Hcpf2*(A2/A)*b-
(Tf2_x[j]+0.5*k1_f2*h)*(Hcg2f2+Hcpf2*(A2/A))*b)/(ma*cpm2);

    k3_f1=(Tg1*Hcg1f1*b+Tg2*Hcf1g2*b-
(Tf1_x[j]+0.5*k2_f1*h)*(Hcg1f1+Hcf1g2)*b)/(ma*cpm1);
    k3_f2=(Tg2*Hcg2f2*b+Tp*Hcpf2*(A2/A)*b-
(Tf2_x[j]+0.5*k2_f2*h)*(Hcg2f2+Hcpf2*(A2/A))*b)/(ma*cpm2);

    k4_f1=(Tg1*Hcg1f1*b+Tg2*Hcf1g2*b-(Tf1_x[jj]+k3_f1*h)*(Hcg1f1+Hcf1g2)*b)/(ma*cpm1);
    k4_f2=(Tg2*Hcg2f2*b+Tp*Hcpf2*(A2/A)*b-
(Tf2_x[j]+k3_f2*h)*(Hcg2f2+Hcpf2*(A2/A))*b)/(ma*cpm2);

    Tf1_x[j+1]=Tf1_x[j]+(h/6.0)*(k1_f1+2.0*k2_f1+2.0*k3_f1+k4_f1);
    Tf2_x[j+1]=Tf2_x[j]+(h/6.0)*(k1_f2+2.0*k2_f2+2.0*k3_f2+k4_f2);
```

```
    sumTf1=sumTf1+Tf1_x[j+1];
    sumTf2=sumTf2+Tf2_x[j+1];
  }

  Tf2_x[0]=Tf1_x[q_steps];
  Tf1=sumTf1/(q_steps+1);
  Tf2=sumTf2/(q_steps+1);

}
```