Ciencia y Tecnología
Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación
CICY

Centro de Investigación Científica de Yucatán, A.C.

Posgrado en Energía Renovable

# ANÁLISIS Y DISEÑO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO PASIVOS PARA OPTIMIZACIÓN DE EFICIENCIA ELÉCTRICA DE PANELES SOLARES

Tesis que presenta

ELIEL ISAI CHAN DZIB

En opción al título de:

DOCTOR EN CIENCIAS EN ENERGÍA RENOVABLE

Mérida, Yucatán, México

2025

## DECLARACIÓN DE PROPIEDAD

Declaro que la información contenida en las secciones de: Materiales y Métodos, Resultados y Discusión de este documento, proviene de las actividades de investigación realizadas durante el período que se me asignó para desarrollar mi trabajo de tesis, en las Unidades y Laboratorios del Centro de Investigación Científica de Yucatán, A.C., y que, a razón de lo anterior, y en contraprestación de los servicios educativos o de apoyo que me fueron brindados, dicha información, en términos de la Ley Federal del Derecho de Autor y la Ley Federal de Protección a la Propiedad Industrial, le pertenece patrimonialmente a dicho Centro de Investigación. Por otra parte, en virtud de lo ya manifestado, reconozco que de igual manera los productos intelectuales o desarrollos tecnológicos que deriven o pudieran derivar de lo correspondiente a dicha información, le pertenecen patrimonialmente al Centro de Investigación Científica de Yucatán, A.C., y se regirán, en todo caso, por lo dispuesto por la Ley Federal del Derecho de Autor y la Ley Federal de Protección a la Propiedad Industrial, en el tenor de lo expuesto en la presente Declaración.

Firma:_____

Nombre: Eliel Isaí Chan Dzib

*CENTRO DE INVESTIGACIÓN CIENTÍFICA DE YUCATÁN, A. C.*

*POSGRADO EN ENERGÍA RENIVABLE*

**RECONOCIMIENTO**

Por medio de la presente, hago constar que el trabajo de tesis de Eliel Isaí Chan Dzib titulado “Análisis y diseño de sistemas de enfriamiento pasivos para optimización de eficiencia eléctrica de paneles solares”, fue realizado en la Unidad de Materiales, en la línea de investigación de Gestión, Conversión y Almacenamiento de energía, en el laboratorio de materiales del Centro de Investigación Científica de Yucatán, A.C. bajo la dirección del Dr. José Gonzalo Carrillo Baeza perteneciente al Programa de Posgrado en Energía Renovable de este Centro y co-director Dr. Ali Bassam de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Yucatán.

Atentamente

Dr. José Luis Hernández Stefanoni
Director de Docencia

Mérida, Yucatán, México, a 30 de junio de 2025

## AGRADECIMIENTOS

A la Secretaría de Ciencias, Humanidades y Tecnología, por el apoyo otorgado mediante la Beca Nacional No. 405462, que hizo posible la realización de mis estudios de doctorado durante los cuatro años del posgrado de igual forma al Centro de Investigación Científica de Yucatán.

Al Dr. José Gonzalo Carrillo Baeza, por su dirección, tiempo y compromiso invaluable con este trabajo, así como por su voto de confianza que fue fundamental en cada etapa del proceso.

Al Dr. Ali Bassam, por su co-dirección, sus aportes y asesoría, siempre orientados a elevar la calidad del presente trabajo.

Al Dr. Luis David Patiño, por sus observaciones y su valiosa contribución a mi formación académica.

Al Dr. Manuel Israel Flota Bañuelos, por su apoyo y tiempo dedicados a la revisión de este documento.

Al Dr. Gliserio Romeli Barbosa Pool y Dr. Jorge Ovidio Aguilar Aguilar, revisores de esta tesis, por sus aportes significativos que enriquecieron la calidad del trabajo final.

A mi esposa Marisol, a mi hija Ximena, y a mi madre Juanita, quienes han sido mi motor, mi inspiración y mi fuente constante de motivación a lo largo de este camino.

## NOMENCLATURA

| | | | |
|---|---|---|---|
| $\rho$ | Densidad, kg/m$^3$ | CC | Corriente contínua |
| $\boldsymbol{U}$ | velocidad, m/s | $\mathrm{h^{conv}}$ | Coeficiente de convección, W/m$^2$ °C |
| $\mathrm{T}$ | Temperatura, °C | $t$ | Tiempo, s |
| $PV$ | Photovoltaico | $\tau$ | Tensor de esfuerzo, Pa |
| $EVA$ | Ethylene Vinyl Acetate | $h_{tot}$ | Entalpía, J |
| $R_p$ | Resistencia paralela de celda PV, Ohm | $K$ | Energía cinética de turbulencia, m$^2$ s$^{-2}$ |
| $R_s$ | Resistencia en serie de celda PV, Ohm | PCM | Material de cambio de fase |
| $p$ | Presión, Pa | $\mathrm{V}$ | Velocidad de viento, m/s |
| $Cp$ | Calor específico, J kg$^{-1}$ K$^{-1}$ | $CFD$ | Dinámica computacional de fluídos |
| $e_i$ | Espesor de capa, mm | $h_{bottom}$ | Coeficiente de convección cara inferior, W/m$^2$ °C |
| $\mathrm{G_t}$ | Irradiancia solar, W/m$^2$ | $h_{top}$ | Coeficiente de convección cara superior, W/m$^2$ °C |
| $RMS$ | Error medio cuadrático | $Isc$ | Corriente de corto circuito |
| $SE$ | Sureste | $\lambda$ | Conductividad térmica, W m$^{-1}$K$^{-1}$ |
| $Sim$ | Simulación | $Voc$ | Voltaje en circuito abierto |
| $\mathrm{\dot{Q}_{conv}}$ | calor transferido por unidad de tiempo | $3D$ | Tridimensional |
| A | Área | $\mathrm{P_{max}}$ | Potencia máxima |
| Ts | Temperatura superficial | $\mathrm{T_{ref}}$ | Temperatura de referencia |
| $K_B$ | Constante de Boltzmann (1.3806503x10$^{-23}$ J/K) | p | Parámetro de Laplace |
| $q$ | Carga del electron (-1.60217646x10$^{-19}$ C) | $\mathrm{N_s}$ | Número de celdas de panel |
| $\theta_{in}$ | Temperatura de la cara superior del vidrio en dominio Laplace | $\varphi_{out_i}$ | flujo de calor en la capa i |
| $\theta_{out}$ | temperatura de la cara inferior de panel en dominio Laplace | $\mathrm{x_{scaled}}$ | Variables de entrada normalizadas |
| $\theta_a$ | temperatura ambiente en dominio Laplace | $\mathrm{x_{min}}$ | Valores mínimos de variables de entrada |
| X_train | Variables de entrada para entrenamiento | $\mathrm{x_{max}}$ | Valores máximos de variables de entrada |
| X_test | Variables de entrada para prueb | $P(T,G)$ | Potencia en función de temperatura e irradiancia solar (W) |

# ÍNDICE

DECLARACIÓN DE PROPIEDAD ..... iv
RECONOCIMIENTO ..... v
AGRADECIMIENTOS ..... vi
RESUMEN ..... xi
INTRODUCCIÓN ..... 1
**CAPÍTULO 1- ANTECEDENTES** ..... 3
1.1 Enfriamiento por aspersión ..... 3
1.2 Enfriamiento por convección forzada ..... 4
1.3 Enfriamiento por agua ..... 5
1.4 Enfriamiento mediante tubos conductores ..... 6
1.5 Enfriamiento por convección natural ..... 7
**MARCO TEÓRICO** ..... 11
1.6 Transferencia de calor en superficies con aletas ..... 11
1.7 Herramientas CFD (computer fluid dynamics) ..... 12
1.8 Tecnologías fotovoltaicas ..... 14
1.9 Estructura de módulo FV ..... 16
1.10 Efecto eficiencia/temperatura ..... 18
1.11 Modelado mediante quadripolos térmicos ..... 21
1.12 Modelado mediante Aprendizaje automático ..... 23
1.12.1 Redes Neuronales Densas ..... 23
1.12.2 Random Forest ..... 24
1.12.3 LSTM (Long-Short Term Memory) ..... 25
1.12.4 GRU (Gated Recurrent Unit) ..... 26
**JUSTIFICACIÓN** ..... 27
**HIPOTESIS** ..... 28
**OBJETIVOS** ..... 29
1.13 Objetivo general ..... 29
1.14 Objetivos específicos ..... 29
1.15 Etapas del proyecto ..... 29
**CAPÍTULO 2 – MATERIALES Y MÉTODOS** ..... 32
2.1 Determinación de modelo de respuesta electrica para panel ..... 32
2.2 Modelado 3D de sistemas propuestos ..... 35

2.3 Metodología general del estudio para selección de diseño ..... 36
2.4 Configuración geométrica de modelos ..... 38
2.5 Simulaciones CFD ..... 41
2.6 Independencia de malla ..... 45
2.7 Selección de modelo geométrico de aletas con mejor rendimiento térmico ..... 47
2.7.1 Variación de ancho de aleta ..... 48
2.7.2 Variación de longitud de aleta ..... 52
2.7.3 Variación de ángulo de giro de aleta ..... 53
2.7.4 Variación de diámetros de orificios ..... 57
2.7.5 Variación de dirección de aire ..... 59
2.7.6 Variación de área de convección ..... 61
2.7.7 Selección de modelo propuesto y comparación con aletas rectangular y sin sistema de enfriamiento-Justificación: ..... 62
2.8 . Simulación en estado transitorio mediante cuadripolos térmicos ..... 64
2.9 Modelo de simulación mediante cuadripolos con una capa ..... 70
2.10 Calibración de modelo cuadripolos térmicos 1 capa ..... 71
2.11 Modelo de cuadripolos térmicos 6 capas ..... 72
2.12 Calibración modelo CFD vs. cuadripolos térmicos 6 capas ..... 75
2.13 Construcción experimental ..... 77
2.14 Pruebas de laboratorio ..... 79
2.15 Modelos Subrogados basados en Algoritmos de Aprendizaje Automático ..... 80
2.15.1 Redes neuronales densas (DNN) ..... 82
2.15.2 Random Forest ..... 82
2.15.3 Modelo LSTM ..... 83
2.15.4 Modelo GRU ..... 83
**CAPÍTULO 3 – RESULTADOS Y DISCUSIÓN** ..... 84
3.1 Simulación CFD Orientación Inclinada ..... 84
3.2 Resultados de implementación experimental de laboratorio ..... 86
3.2 Resultados de pruebas a la intemperie ..... 89
3.3 Comparación experimental vs. cuadripolos térmicos. ..... 95
3.4 Efecto de dirección de viento en energía acumulada ..... 97
3.5 Resultados de la producción de energética ..... 98
3.6 Variación de la carga resistiva. ..... 99

3.7 Resultados de modelos de redes neuronales. ..... 102
3.7.1 Evaluación comparativa de los modelos de aprendizaje automático ..... 103
3.7.2 Predicción de producción energética en distintas zonas climáticas de México mediante Inteligencia Artificial ..... 109
3.8 Tiempo de recuperación de la inversión ..... 113
**CONCLUSIONES** ..... 121
**PERSPECTIVAS** ..... 125
**BIBLIOGRAFÍA** ..... 127
**ANEXO** ..... 132

## RESUMEN

El presente trabajo estudia la optimización de la eficiencia de paneles solares mediante el diseño e implementación de sistemas de enfriamiento pasivos. Se realizaron mediciones de variables ambientales de temperatura, velocidad de viento, dirección de viento, irradiancia solar entre otros, de igual forma se realizaron diseños 3D usando software CAD, se evaluaron criterios de fabricación, posteriormente se realizaron simulaciones numéricas por computadora mediante CFD modelos de cuadripolos térmicos para posteriormente construir prototipos y realizar pruebas físicas y adicionalmente, se aplicaron técnicas de aprendizaje automático, incluyendo redes neuronales y algoritmos de ensamble, para modelar el comportamiento térmico de los sistemas de enfriamiento pasivo en distintas zonas climáticas de México. Utilizando una base de datos experimental recolectada durante pruebas experimentales, se entrenaron modelos con siete variables de entrada ambientales, siendo la temperatura del panel la variable objetivo para estimar la producción energética. El algoritmo Random Forest obtuvo el mejor desempeño superando a modelos como Dense Neural Network, LSTM y GRNN. Estos resultados evidencian el potencial de los enfoques basados en inteligencia artificial para la evaluación y optimización de tecnologías solares pasivas, facilitando la toma de decisiones en proyectos de eficiencia energética.

Por último, se desarrollaron estudios económicos para la selección de propuestas factibles de construcción, así como su proyección en distintos países dependiendo del costo de la energía, de la inflación y del costo de la materia prima en cada uno para determinar el tiempo de recuperación de inversión.

Respecto a los recursos materiales se usaron las instalaciones del Centro de Investigación Científica de Yucatán (CICY) en colaboración con el Laboratorio de Modelado y Optimización de Procesos Energéticos y Ambientales de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Yucatán, donde se probaron distintos modelos y propuestas geométricas de sistemas de enfriamiento pasivo.

# INTRODUCCIÓN

En los últimos años, en todo el mundo se ha observado un auge de fuentes de energía limpias y factibles de sustituir a las actuales convencionales esto, debido a los grandes cambios ambientales que ha experimentado la comunidad global producto de la contaminación por el uso excesivo de hidrocarburos y la emisión de sustancias nocivas a la atmósfera que afectan directamente a la calidad del aire. Adicionalmente la demanda de energía continúa con un significativo incremento con la creciente actividad humana con base en el consumo de combustibles fósiles en forma de carbón, aceite y gas natural [1]. Sin embargo a pesar de este auge, la distribución y producción de energía mediante fuentes alternativas ecológicas no son comparables ni están en el mismo nivel de producción que las fuentes de energía tradicionales (fósiles), existen muchos factores claves para esto; entre los más importantes radican en el costo de los sistemas, la capacidad de producción y la eficiencia de estos sistemas, por ejemplo la tecnología solar fotovoltaica a nivel mundial a finales de 2020 ha logrado una producción de 760 GW de capacidad instalada [2], como se puede observar en la Figura 1, la capacidad instalada basada en energía solar es aproximadamente 1/3 del total de capacidad instalada de energías renovables en el mundo.

Se sabe que estos sistemas de captación de energía solar tienen un bajo valor de eficiencia que ronda alrededor del 18-24 % [3,4] en comparación con las fuentes de energía basadas en combustibes fósiles. Este porcentaje de eficiencia puede variar dependiendo de algunos factores ambientales o intrínsecos a ellos mismos. Numerosos estudios mencionan la viabilidad de incrementar la eficiencia de los sistemas fotovoltaicos mediante el control de temperatura y enfriando las celdas usando sistemas de transferencia de calor [5,6]. Según Pradhan [7] la eficiencia de sistemas fotovoltaicos se degrada 0.5% por cada grado Celsius que se incrementa la temperatura en la superficie de dicho sistema y según Housammo et al. [8] por cada grado de incremento de temperatura de las celdas se observa una pérdida de eficiencia de 0.4%, por lo que el presente estudio se enfoca en la optimización de la

eficiencia fotovoltaica, mediante el enfriamiento de celdas solares con sistemas pasivos; fundamentalmente usando aletas de lámina de aluminio.

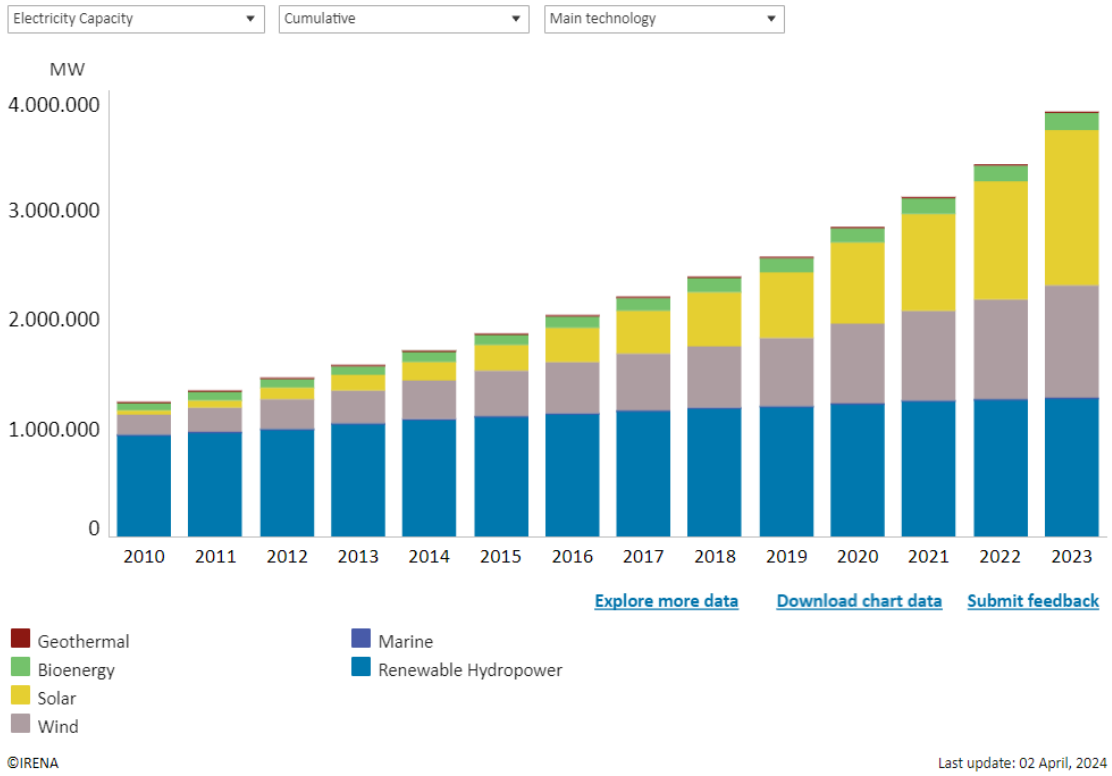



Figura 1. Capacidad energética instalada en todo el mundo [2].

En relación con los sistemas de enfriamiento es posible mencionar dos principales grupos de clasificación: sistemas activos y sistemas pasivos. El primer grupo correspondiente a los sistemas activos son generalmente más eficientes en cuanto a transferencia de calor y por lo tanto de enfriamiento, sin embargo, tienen la desventaja de consumir de energía usando sistemas complejos en su implementación como ventiladores, motores, bombas, etc., lo que los hace más costosos que los del segundo grupo, por lo que no será de nuestro interés en el presente estudio. El segundo grupo corresponde a los sistemas pasivos los cuales son el objetivo de nuestro estudio, son usados debido a su confiabilidad, durabilidad y bajo costo [9], lo que los coloca como las mejores opciones para producción.

# CAPÍTULO 1

# ANTECEDENTES

La dependencia de la eficiencia de celdas solares en función de la temperatura es un tema importante sobre el cual se han hecho algunas propuestas en la literatura con la finalidad de determinar el nivel de optimización de la conversión de energía mediante diferentes estrategias de enfriamiento y cada una cuenta con características particulares, ventajas y desventajas. A continuación, se presentan los más representativos:

## 1.1 Enfriamiento por aspersión

Un ejemplo de sistema de enfriamiento por aspersión es el desarrollado por Shenyi Wu [10], que se puede observar de forma conceptual en la Figura 2 y que consiste en un sistema de enfriamiento pasivo enfriado por agua reciclada de precipitaciones pluviales y por expansión térmica de gas que mueve un sístema de émbolo; esa propuesta tiene la ventaja de una mejora en la eficiencia, sin embargo entre sus desventajas se encuentran un consumo continuo de agua y un nivel alto de corrosión de los componentes metálicos que conforman el sistema. En la Figura 3a es posible observar la mejora en el enfriamiento superficial del panel.

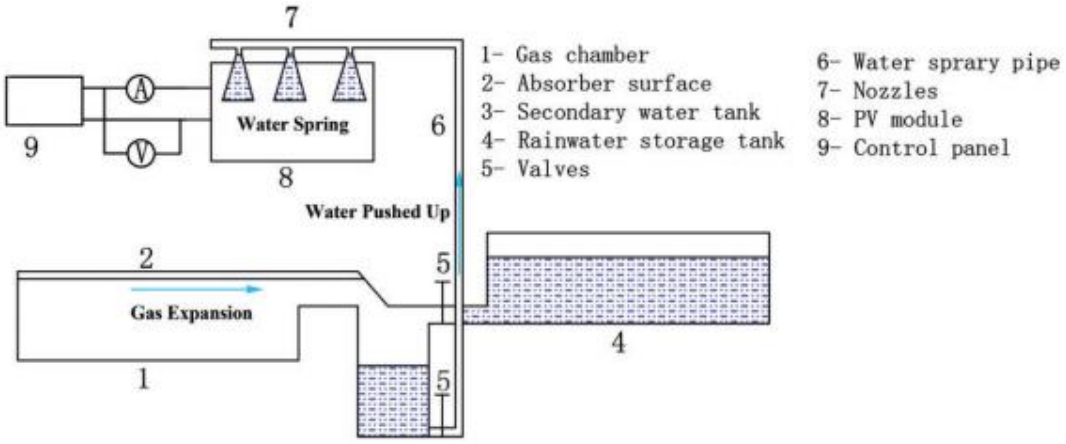



Figura 2. Sistema de enfriamiento por aspersión de agua [10].

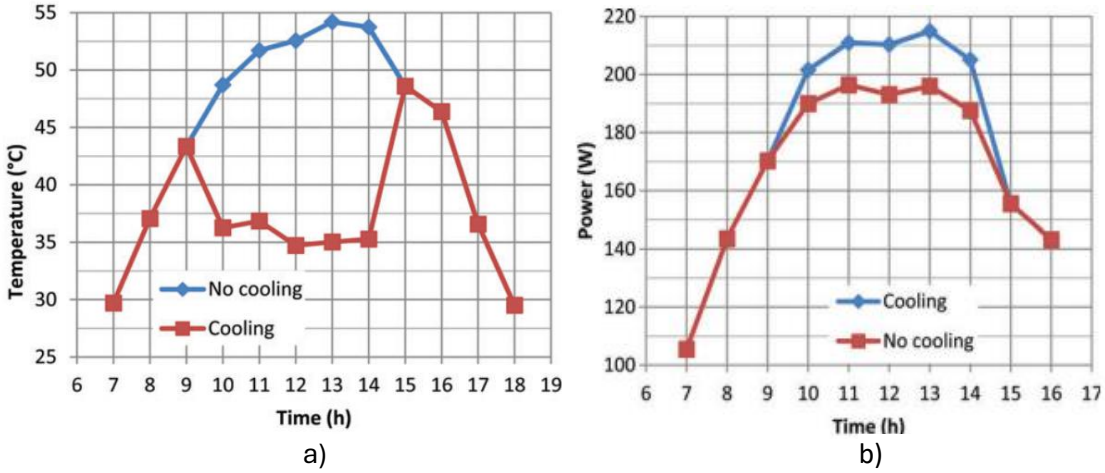



Figura 3. Resultados obtenidos por Shenyi Wu. a)Temperatura superficial, b) potencia durante el día [10].

Adicionalmente en la Figura 3b se observa un incremento en la potencia del panel efriado (210W) respecto al panel que no fue enfriado (190 W).

## 1.2 Enfriamiento por convección forzada

Mazon-Hernandez et al. [11] propusieron un sistema en el que usó convección forzada con aire (Figura 4) y se logró una mejora en la potencia del sistema a comparación del desempeño a convección libre. En la Figura 5 se puede observar una mejora cuantitativa en la potencia transferida del sistema con enfriamiento en el que se observa un incremento en la potencia transferida de 200 W a 213 W en promedio. De igual forma se observa una menor diferencia de temperatura superficial del panel respecto a la temperatura ambiente esto implica un mejor enfriamiento del mismo.

Figura 4. Sistema con convección forzada [11].

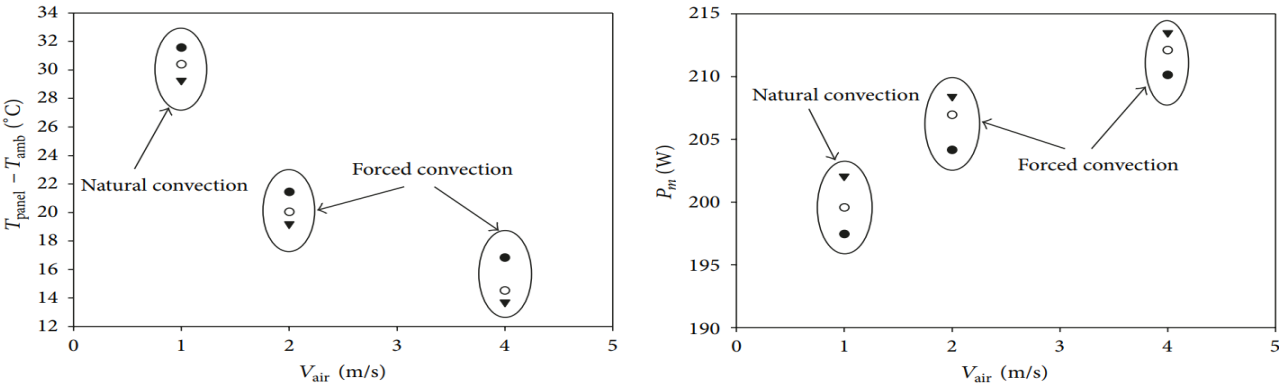
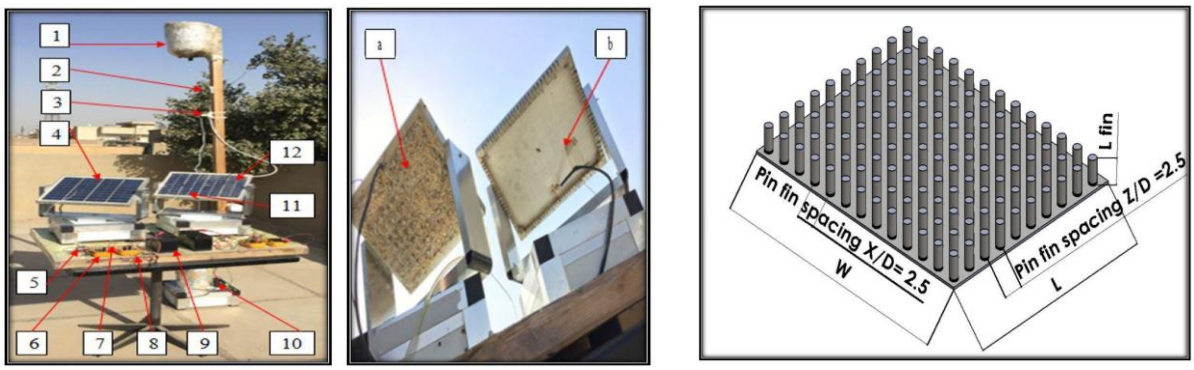



Figura 5. Resultados obtenidos por Mazon-Hernandez [11], a) Temperatura, b) Potencia.

## 1.3 Enfriamiento por agua

Ibtisam et al. [12] propusieron un modelo de enfriamiento usando lana de madera, agua y disipador de aluminio. En la Figura 6a, Figura 6b y Figura 6c se observa la configuración en la que se logra una mejora en la eficiencia en 32.73% como se observa en la Figura 7.




a) b) c)

Figura 6. Sistema desarrolador por Ibtisam et al. [12] , a)Configuración b) vista inferior, c)parámetros.

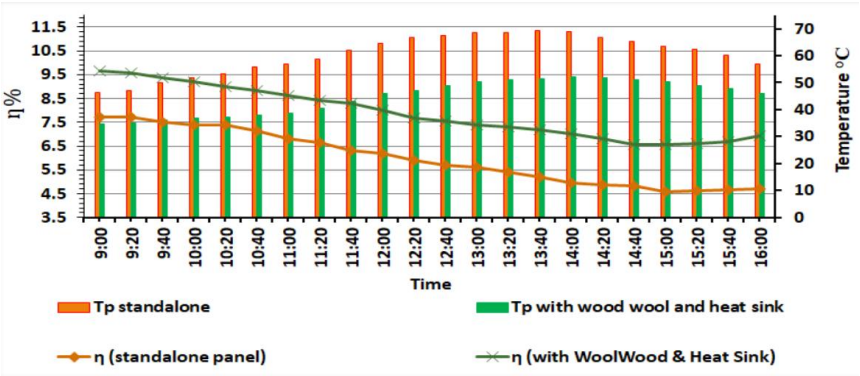
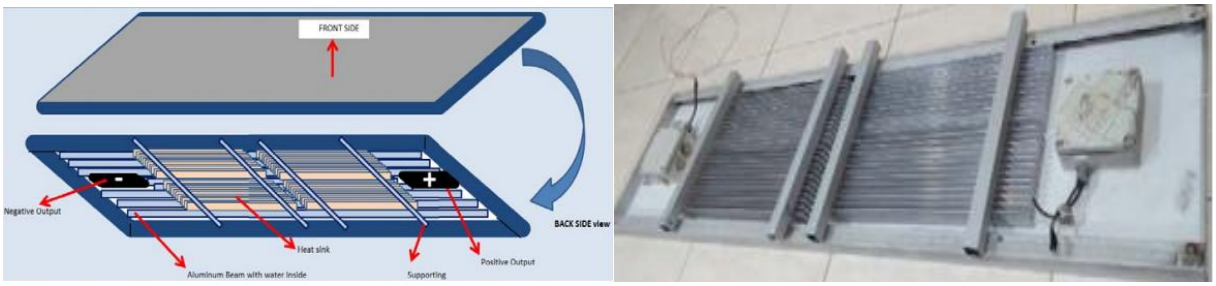



Figura 7. Eficiencia, temperatura superficial, potencia e Irradiancia solar [12].

## 1.4 Enfriamiento mediante tubos conductores

Hablando de sistemas pasivos para el enfriamiento de celdas fotovoltaicas, se tiene el propuesto por Sunarno et al. [13] que se observa en la Figura 8a,b en el que se utiliza un sistema de enfriamiento mediante agua y aletas a través de un circuito de tuberías por los que circula agua que se encuentra en contacto con las celdas solares.



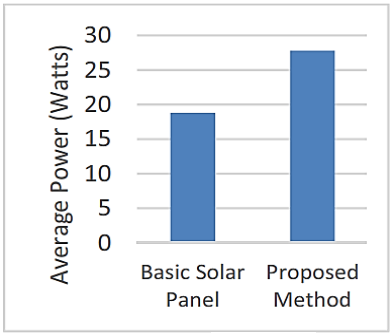

a) b)

Figura 8. Sistema desarrollado por Sunarno et al. [13] , a)Vista conceptual de sistema de enfriamiento, b) vista real de sistema.

El sistema propuesto se comparó contra un sistema sin módulo de enfriamiento cuyos resultados de mediciones se observan en la Figura 9a. Se observa que el sistema propuesto redujo la temperatura del panel 6.7 °C respecto al panel sin enfriamiento, y en la Figura 9b se observa que el sistema propuesto con enfriamiento aporta mayor energía que el sistema de panel solar básico sin sistema de enfriamiento.

| Parameters | Basic Solar Panel | Proposed Method |
|---|---|---|
| Average Surface Temperature (°C) | 53.33 | 46.58 |
| Average Output Voltage (Volts) | 9.83 | 11.95 |
| Average Load Current (Ampere) | 1.91 | 2.32 |
| Average Power (Watts) | 18.82 | 27.80 |

a)




b)

Figura 9. Resultados de sistema desarrollado por Sunarno et al. [13].
a)Temperatura superficial de paneles, b) comparativa de potencia.

## 1.5 Enfriamiento por convección natural

Una característica importante de este sistema de enfriamiento es que no requiere de un motor impulsor de agua o un controlador electrónico que se encargue de regular el sistema, por lo que no implica un consumo inherente al sistema; un

ejemplo de este tipo es el desarrollado en 2020 por A.M Elbreki et al. [14] donde evaluaron un sistema de enfriamiento pasivo con reflector planar con el proposito de mejorar la eficiencia de páneles solares; en la Figura 10 es posible observar la estructura y construcción de su propuesta, donde se presentan las aletas y el sistema reflector de irradiancia solar.

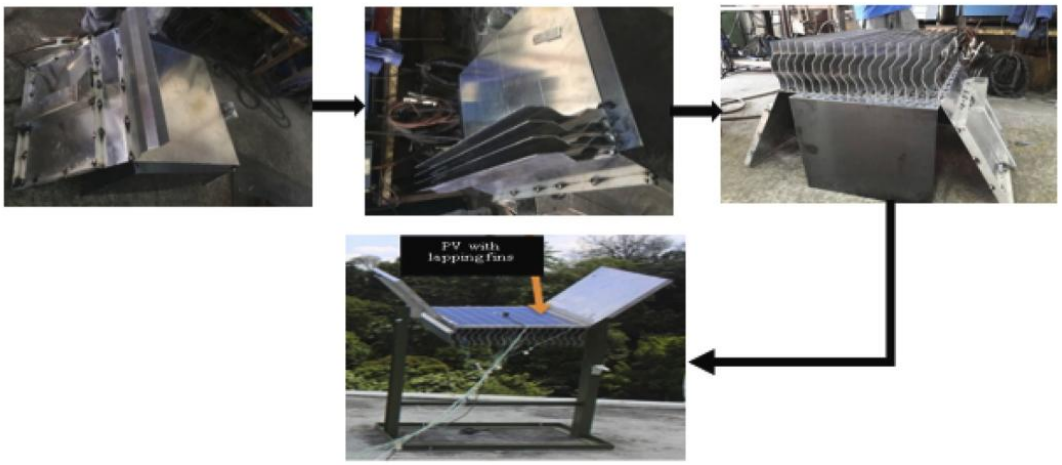



Figura 10. Configuración de sistema FV con reflector [14].

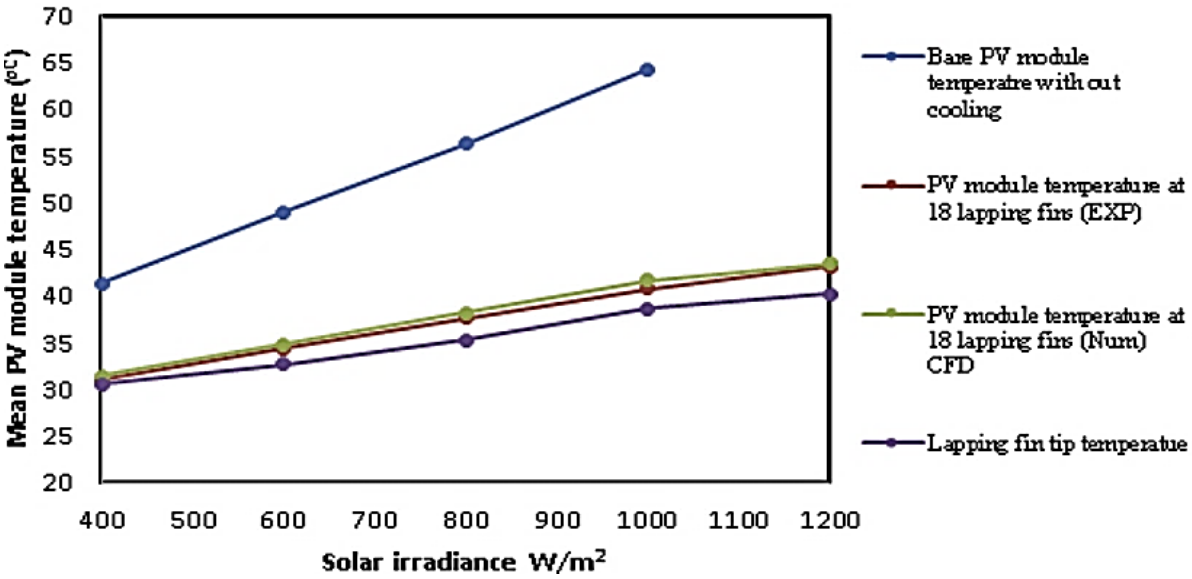



Figura 11. Temperatura superficial de celda PV [14].

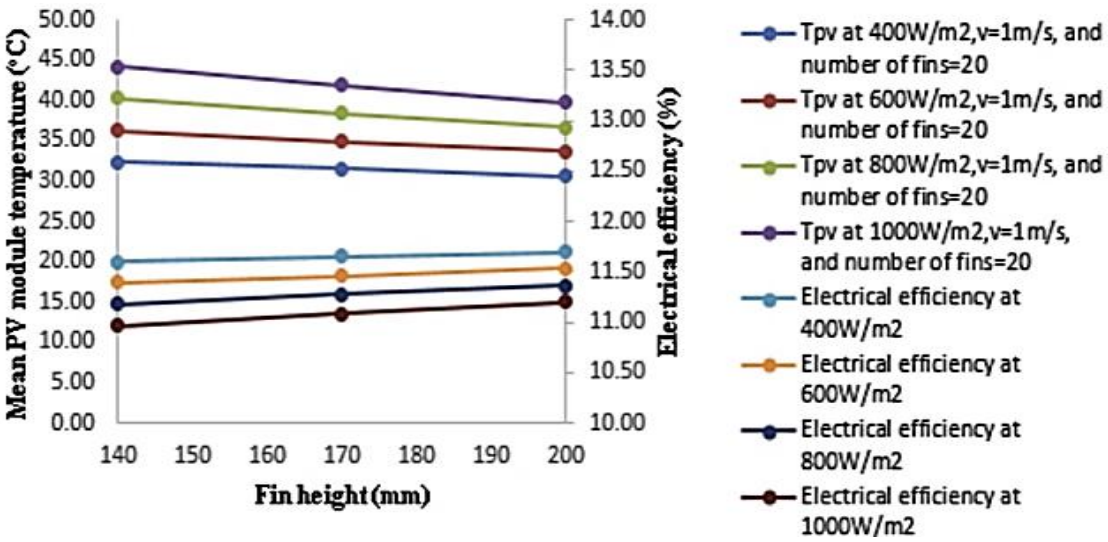
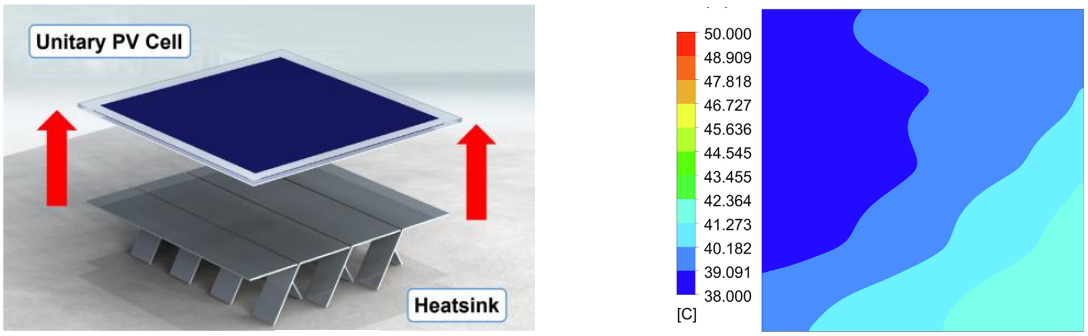



Figura 12. Eficiencia eléctrica y temperatura superficial de celda PV [14].

De este estudio concluyeron que la temperatura en el módulo sin sistema de enfriamiento se incrementó hasta 64.3 °C a comparación de 41.32 °C (Figura 11) que se obtuvo en el sistema con enfriamiento y respecto a la eficiencia aumentó desde 9.81% (sistema sin enfriamiento) hasta 11.2% como valor de eficiencia eléctrica práctica (Figura 12).

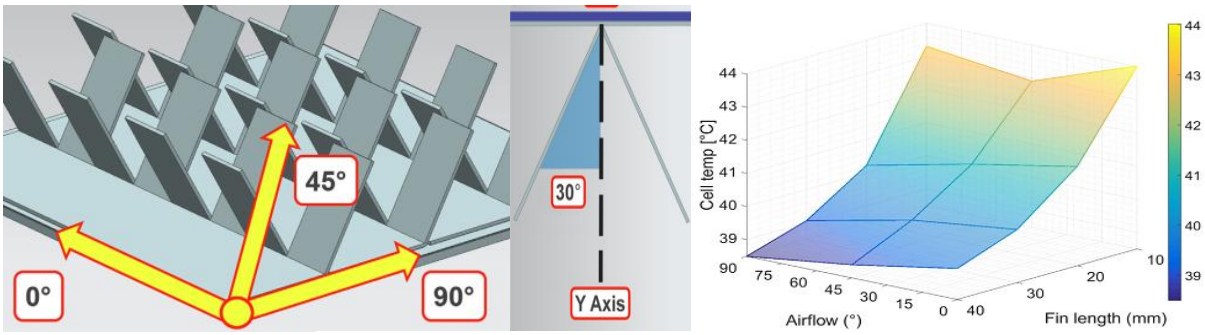
Otro estudio, es el desarrollado por Hernandez Gabriel et al. [15] que propuso un sistema de enfriamiento pasivo en el que se evaluaron los efectos en la eficiencia debido a la dirección de flujo de viento a 2 m/s mismo que se puede observar en la Figura 13a, cuyos resultados de las simulaciones de intercambio térmico específicamente la distribución de temperaturas en el panel (Figura 13b).




a) b)

Figura 13.-Sistema desarrollado por desarrollado por Hernandez Gabriel et al. [15], a)Configuración de diseño, b) distribución de temperaturas.

Entre las variables que se estudió son la dirección del viento, longitud y ángulos de las aletas como se puede apreciar en la Figura 14a; en la Figura 14b es posible observar un perfil de temperatura superficial como fución del flujo de aire y de la longitud de las aletas y es posible apreciar una fuerte dependencia de la temperatura de las celdas con la variación de estos parámetros. Estas variables son las que igualmente estaremos estudiando y dando continuidad con distintos valores y con otras geometrías con la finalidad de eficientar aun más la conversión de energía solar a eléctrica en la presente propuesta de tesis.




a) b)

Figura 14.-Sistema desarrollado por desarrollado por Hernandez Gabriel et al. [15], a) Parámetros geométricos, b) Temperatura de panel.

Es importante mencionar que en los sistemas pasivos existe mucho trabajo por investigar por ejemplo, se puede usar soluciones de enfriamiento basadas en materiales de cambio de fase (PCM) ya sea PCM puros, compuestos, con aletas y sistemas híbridos, integrando materiales como sales hidratadas, parafina, nanopartículas de grafeno y óxidos metálicos [16].

El presente trabajo se enfoca en estudiar enfriadores pasivos de aletas con distintas variables geométricas que pueden ser modificadas con el proposito de optimizar la capacidad de transferencia de calor que depende de distintas variables tales como temperatura, velocidad de aire, hora del día, dirección de viento, diseño geométrico, etc. Estas variables se estarán abordando en la presente propuesta de tesis.

## MARCO TEÓRICO

### 1.6 Transferencia de calor en superficies con aletas

El uso de sistemas pasivos de enfriamiento mediante aletas tiene como principio fundamental incrementar el área de transferencia de calor mediante conducción y convección e incrementando la turbulencia con la finalidad de aumentar el mezclado del fluido, para esto se tiene la ley de enfriamiento de Newton para convección:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \tag{1}$$

Donde: $\dot{Q}_{conv}$ = calor transferido por unidad de tiempo, h=coeficiente de convección, A=área superficial de convección, Ts=Temperatura superficial, $T_\infty$=Temperatura ambiental.

Es posible observar que para un caso particular en el que se mantienen constantes las temperaturas Ts (temperatura superficial) y $T_\infty$ (Temperatura del aire) solamente quedan dos variables, el primero “h” que es el coeficiente de convección que está relacionado con la capacidad de transferencia de calor por unidad de área y por unidad de diferencia de temperatura. La segunda variable es el área de convección que nos indica la cantidad de área en contacto con el aire como componente de enfriamiento. Dicho esto, es posible incrementar el coeficiente de convección mediante la implementación de una bomba, ventilador o algún diseño geométrico optimizado en superficies extendidas que en nuestro caso son aletas hechas de aluminio.

Las superficies con aletas han tenido muchas aplicaciones que incluyen areas de ingeniería como la electrónica para enfriar los componentes electrónicos de potencia, aplicciones en el hogar o a nivel industrial en calefactores, calentadores, refrigeradores, aires acondicionados, en la industria automotríz en enfriadores de motores, enfriadores de aceite, sistemas HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning), enfriadores de baterías, etc.; en resumen, un vasto campo de aplicación. Como principio básico de funcionamiento de una aleta plana se puede usar la ley de Fourier para conducción de calor y la ecuación ley de enfriamiento de

Newton es posible tener la expresión que describe el comportamiento térmico de dicha aleta mediante la expresión 2:

$$\frac{d}{dx}\left(\lambda * A_c \frac{dT}{dx}\right) - h * p * (T - T_\infty) = 0 \tag{2}$$

Donde:

$\lambda$=conductividad térmica de aleta.

$A_c$= area de sección transversal de aleta.

h= coeficiente de convección de aleta.

T=Temperatura a una distancia x.

$T_\infty$=Temperatura ambiental.

La ecuación 2 describe el comportamiento de la temperatura de un material a través de su espesor descrito por la variable x y su relación con las condiciones de fontera, la conductividad térmica y el coeficiente de convección.

## 1.7 Herramientas CFD (computer fluid dynamics)

El uso de software es una herramienta muy útil en los procesos de diseño, ya que permite rapidéz para la toma de decisiones y dado que han sido validados brindan una excelente precisión y confiabilidad, todo ésto se traduce en la reducción de tiempo y esfuerzo mientras se mejora el rendimiento y la seguridad de los productos [17]. La ecuaciones generales que describen el fenómeno de transferencia de masa y calor son el conjunto de ecuaciones de Navier-Stokes que corresponden a la conservación de la masa o de continuidad como se observa en la ecuación 3, momentum en la ecuación 4 y energía en la ecuación 5, en el caso de CFX-Ansys [18] son las ecuaciones presentadas a continuación.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \boldsymbol{\nabla} \cdot (\rho\, \boldsymbol{U}) = 0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial (\rho\, \boldsymbol{U})}{\partial t} + \boldsymbol{\nabla} \cdot (\rho\, \boldsymbol{U} \otimes \boldsymbol{U}) = -\boldsymbol{\nabla} p + \boldsymbol{\nabla} \cdot \tau + \boldsymbol{S}_M \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho\, h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \boldsymbol{\nabla} \cdot (\rho\, \boldsymbol{U}\, h_{tot}) = -\boldsymbol{\nabla} \cdot (\lambda\, \nabla T) + \boldsymbol{\nabla} \cdot (\boldsymbol{U} \cdot \tau) + \boldsymbol{U} \cdot \boldsymbol{S}_M + \boldsymbol{S}_E \qquad (5)$$

donde $\rho$ corresponde a densidad, $\boldsymbol{U}$ es la velocidad, $\tau$ corresponde a stress, $h_{tot}$ entalpía total, el término $\boldsymbol{U} \cdot \boldsymbol{S}_M$ representa el trabajo dado por fuentes externas and $S_E$ fuente de energía externa.

Una vez que se ha presentado la ley de conservación de energía, es importante hablar de modelos de turbulencia, se sabe que no hay un modelo único para el modelado de turbulencias con el fin de resolver todos los problemas de simulación, por lo que habrá algunos modelos de turbulencia que resuelvan mejor ciertos problemas, pero de la misma manera podrían no ser adecuados para resolver otro problema. En caso de la presente investigación se utilizó el modelo SST para simular la turbulencia en las aletas, dado que usa el modelo k-ω en la zona cercana a la pared, lo que le permite capturar bien los efectos de la capa límite, adicionalmente tiene una transición al modelo k-ε en la región alejada de la pared, lo que mejora la estabilidad numérica y la predicción del flujo libre de igual forma captura de separación de flujo, es especialmente bueno para predecir la separación del flujo inducida por gradientes de presión adversos, algo que otros modelos pueden no manejar bien, además introduce una función de mezcla y una corrección para limitar la producción de turbulencia en regiones con fuertes gradientes de velocidad, lo que mejora la precisión. Sus aplicaciones comunes son en aerodinámica (alas, autos de carrera), turbomáquinas (turbinas, compresores), flujos internos con separación que aporta buena precisión en flujos con separación, manejo robusto de condiciones de contorno y adecuado para simulaciones con mallas relativamente gruesas cerca de la pared (aunque sigue siendo sensible a la resolución de la malla), esto debido a que este modelo combina los mejores elementos de k-ε y el modelado de k-ω, lo cual implica que es robusto y preciso cerca de la pared, las ecuaciones 6-8 corresponden al modelo SST [19] de ANSYS CFX que fue el que se usó para modelar los sistemas analizados.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i}=\tilde{P}_k-\beta^*\rho k\omega+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu+\sigma_k\mu_t)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho U_i\omega)}{\partial x_i}=\alpha\frac{1}{v_t}P_k-\beta\rho k\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu+\sigma_\omega\mu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_i}\right]+2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial\omega}{\partial x_i} \quad (7)$$

$$v_t=\frac{a_1 k}{\max(a_1\omega, S\,F_2)};\ S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}};\ P_k=\mu_t\frac{\partial U_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right);\tilde{P}_k=\min(P_k, 10\,\beta^*\rho k\omega) \quad (8)$$

$$F_1=tanh\left[\left[min\left[max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^*\omega y},\frac{500v}{y^2\omega}\right),\frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2}\right]\right]^4\right]$$

$$F_2=tanh\left[\left[max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^*\omega y},\frac{500v}{y^2\omega}\right)\right]^2\right]$$

$$CD_{k\omega}=max\left(2\rho\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial\omega}{\partial x_i},10^{-10}\right)$$

Donde:

$k$= energía cinética de turbulencia, $\omega$= turbulencia, y= distancia característica de pares, S= strain de fluido, $\rho$ = densidad, Ui= velocidad de flujo, F1, F2 = son funciones que van tomando distintos valores dependiendo de las distancias a las paredes y van cambiando la mezcla de modelos k-ε y k-ω.
$\alpha=\alpha_1 F+\alpha_2(1-F_1)$ cuyas constantes son: $\beta^*$ =0.09, $a_1$=5/9, $\beta_1$=3/40, $\sigma_{k1}$ =0.85, $\sigma_{\omega 1}$ =0.5, $a_2$ =0.44, $\beta_2$ =0.0828, $\sigma_{k2}$ =1, $\sigma_{\omega 2}$ =0.856.

## 1.8 Tecnologías fotovoltaicas

Existen distintas tecnologías para fabricación de celdas fotovoltaicas cada una con sus recomendaciones específicas respecto a sus condiciones de operación como pueden ser condiciones ambientales, nivel de eficiencia, temperaturas, etc. En otras palabras usando un tipo de material para fabricación de celdas solares es posible tener cierta cantidad de eficiencia u otra y operar a ciertas temperaturas u otras (Tabla 1). Entre las tecnologías comerciales que podemos encontrar en el mercado se encuentran las siguientes:

- Silicio amorfo: este material no tiene una estructura cristalina bien definida sino que los átomos se encuentran desordenados, se construye con varias capas de silicio depositadas al vacío sobre un cristal, es una tecnología muy estable con buena respuesta ante condiciones climáticas adversas como lluvia, humedad, temperatura o corrosión, sin embargo, su eficiencia no sobrepasa el 10% (Figura 15a).

- Silicio policristalino: su estructura es en forma de cristales no homogéneos, ésta tecnología se caracteriza por usar un silicio no puro con un aspecto azul no uniforme, tiene la ventaja al igual que silicio amorfo de un precio menor de fabricación, sin embargo el valor de su eficiencia comercial se encuentra entre el 12 y 14% (Figura 15b), y respecto al efecto de temperatura en la eficiencia tienen un coeficiente de temperatura para potencia máxima de -0.45 %/°C que corresponde al porcentaje de eficiencia que se reduce con el incremento de temperatura respecto a pruebas de laboratorio [20].

- Celdas tandem: las celdas se contruyen mediante el apilamiento monolítico de dos células individuales de distintos tipos: capa delgada de silicio amorfo sobre silicio cristalino que absorben el en espectro al mismo tiempo que se mezclan, mejorando la eficiencia, este tipo de módulo puede absorber una variedad amplia de longitudes de onda de luz solar mediante la combinación de dos o más materiales, por lo que el rendimiento total será en teoría la suma de la contribuciones de cada material (Figura 15).

- Cadmio-Teluro: son conocidos como CdTe, tiene una eficiecia entre 11-13% y se fabrica mendiante un procedimiento relativamente sencillo y barato, sin embargo tiene la desventaja del nivel tóxico alto del Cadmio.

a) b) c)

Figura 15. Tipos de celdas solares, a) celda de silicio amorfo, b) celda de silicio policristalino, c) tandem.

Tabla 1. Coeficientes de temperatura para potencia máxima [20].

| **Module technology** | **Mono-crystaline** | **Poly-crystaline** | **Thin-film** |
|---|---|---|---|
| Efficiency | 15.9 % | 15.3 % | 8.9 % |
| Temp. Coefficient for Pmax | -0.42 %/°C | -0.45 %/°C | -0.24 %/°C |

## 1.9 Estructura de módulo FV

Un módulo fotovoltaico está conformado por una serie de capas (Figura 16) que en su modelo más básico son 5: capa de vidrio, capa de EVA (etileno acetato de vinilo), celda de silicio, capa de EVA, capa de material aislante polimérico, que a continuación se estarán detallando.

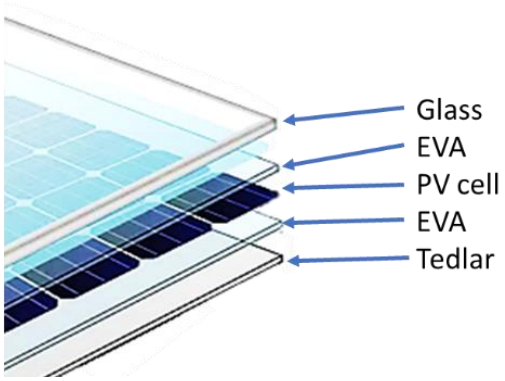



Figura 16. Capas de material de celdas fotovoltaicas.

La hoja de vidrio tiene la función de proteger las celdas fotovoltaicas de los efectos de la intemperie y de las condiciones climáticas como del granizo o partículas en el aire. El material es típicamente vidrio templado con un grosor de 3.0 a 4.0 mm con el objetivo de resistir cambios extremos de temperaturas, así como altas cargas mecánicas incluso para resistir el impacto de piedras y granizo.

Otro componente importante es el marco de aluminio ya que protege el borde del ensamble de las celdas fotovoltaicas y adicionalmente proporciona una estructura sólida para montaje del panel solar en la posición y orientación adecuada. Los marcos de aluminio están diseñados para ser ligeros, y capaces de soportar fuerzas extremas tales como condiciones climáticas.

EVA (etileno acetato de vinilo), es un polímero transparente que se utiliza para encapsular las celdas y adicionalmente proporcionarles soporte y posición durante la fabricación, el EVA debe ser tolerante a temperaturas y humedad extremas, tiene un objetivo importante en el rendimiento a largo plazo debido a que evita la entrada de humedad.

Las celdas fotovoltaicas convierten la luz solar directamente en energía eléctrica de CC. El rendimiento del panel solar está determinado por el tipo de célula y las características del silicio utilizado, siendo los dos tipos principales el silicio monocristalino y el policristalino. La base de la celda fotovoltaica es una oblea muy delgada, típicamente de 0.1 mm de espesor, y está hecha de silicio de tipo p positivo

o de silicio de tipo n negativo. Hay muchos tamaños y configuraciones de celdas diferentes disponibles de manera comercial que ofrecen distintos niveles de eficiencia y rendimiento. La mayoría de los paneles solares residenciales contienen varias celdas mono o policristalinas unidas entre sí a través de barras colectoras en serie para generar un voltaje, según el tipo de celda utilizada. Los contactos eléctricos que interconectan las celdas se conocen como barras colectoras y permiten que la corriente fluya a través de todas las celdas de un circuito

La última capa es una barrera contra la humedad, proporciona aislamiento eléctrico y protección contra agentes externos, se constituye de varios polímeros que brindan distintos niveles de protección. Suele ser de color blanco, pero de igual forma está disponible como transparente o negra, el más común es el material "Tedlar" ya que es el que cuenta una mayor distribución comercial debido a su alto nivel de rendimiento.

## 1.10 Efecto eficiencia/temperatura

Generalmente solo el 20% de la energía incidente sobre los paneles es convertida en energía eléctrica [21] el resto de energía es transformada en calor que directamente aumenta la temperatura de los componentes de las celdas. Una celda solar como modelo simplificado está conformado por una unión semiconductora P-N que cuando es expuesta a luz genera una corriente DC, el circuito equivalente se muestra en la Figura 17.

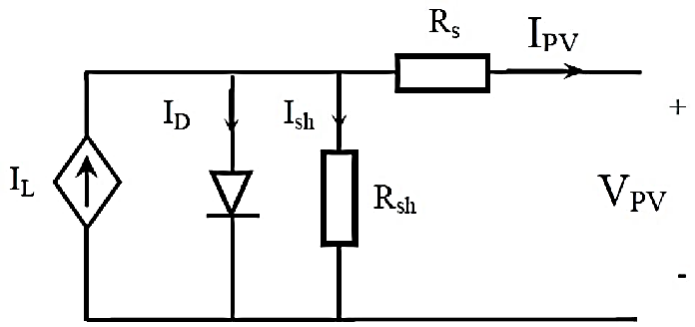



Figura 17 Circuito equivalente de una celda fotovoltaica [22].

Las curvas de respuesta de los sistemas fotovoltaicos dependen en gran medida de la irradiancia solar y de la temperatura, por lo que en las siguientes ecuaciones se puede observar el planteamiento.

$$I_{pv} = I_L - I_o\left(e^{\frac{q(V_{pv}+I_{pv}R_S)}{A\,K_B\,T}} - 1\right) - \frac{V_{pv}+I_{pv}R_s}{R_{sh}} \tag{9}$$

$$P_{pv} = V_{pv}\,I_{pv} \tag{10}$$

Donde: $I_{PV}$ es la corriente generada en la celda, $I_L$ es la corriente generada por la luz solar incidente, $I_O$ es la corriente de saturación del diodo, q es la carga del electrón, $K_B$ la constante de Boltzmann, A es el factor del diodo, T corresponde a la temperatura de la celda, $R_s$ es la resistencia en serie del módulo, $R_{sh}$ es la resistencia en paralelo, $V_{PV}$ es la salida de voltaje de la celda y $P_{pv}$ es la potencia extraída de la celda.

La eficiencia de las celdas se puede modelar de la siguiente forma:

$$\eta_c = \frac{P_{max}}{P_{in}} \tag{11}$$

Donde $P_{max}$ es la potencia máxima de la celda y Pin es la potencia de entrada.

De igual forma se puede encontrar la siguiente relación:

$$\eta_c = \eta_{Tref}[1 - \beta_{ref}(T_c - T_{ref}) + \gamma\ \log_{10} I(t) \tag{12}$$

Donde $T_{ref}$ es la temperatura de referencia con una irradiancia de 1000 W/m$^2$, βref y γ son propiedades de material que generalmente son 0.0045 y 0.12 respectivamente para módulo de silicio [6], $\eta_{Tref}$ y $\beta_{ref}$ son propiedades proporcionadas por los fabricantes.

Respecto a la variación de temperatura de la celda, se puede modelar [23] con la siguiente ecuación:

$$T_c = T_a + \frac{T_{NOCT}-20}{0.8_{kW/m^2}}\ I(t) \tag{13}$$

Donde $T_{NOCT}$ es la temperatura de la celda medida con circuito en lazo abierto cuando la temperatura ambiente es de 20 °C, una irradiancia de 0.8 kW/m$^2$ y una velocidad de aire de 1 m/s. Generalmente $T_{NOCT}$ toma valores cercanos a 45 °C, por lo que con un enfoque más general se puede calcular la eficiencia de la celda mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \eta_{Tref}[1 - \beta_{ref}\left[T_a - T_{ref} + (T_{NOCT} - 20)\frac{I(t)}{I(t)_{NOCT}} + \gamma\ \log_{10} I(t) * 100\right. \tag{14}$$

Del cual Tref=25 °C, $\eta_{Tref}$ =12 % y βref=0.0045 K.

En la Figura 18 es posible observar la dependencia de la potencia de celdas solares con la temperatura bajo una irradiancia de 1000 W/m$^2$:

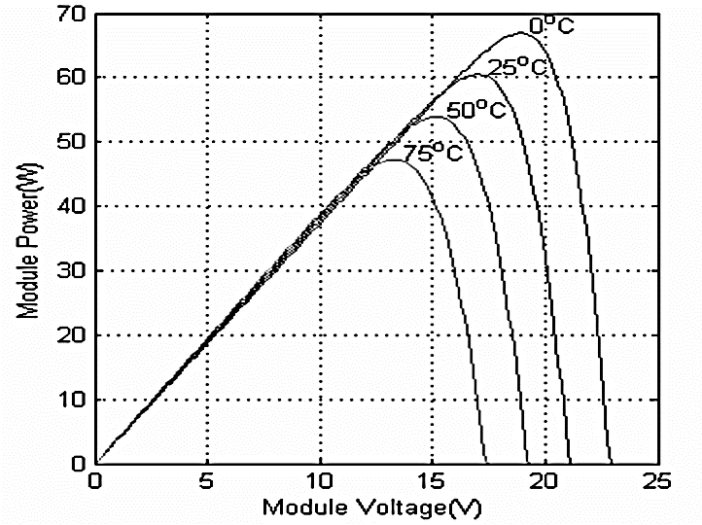



Figura 18 Curvas de Potencia-Voltaje con irradiancia de 1000 W/m$^2$ [24].

## 1.11 Modelado mediante quadripolos térmicos

El modelado mediante cuadripolos térmicos es una opción para realizar estimaciones de comportamiento de sistemas térmicos, en el presente trabajo se usará para realizar estimaciones en estado transitorio de la respuesta térmica de paneles solares bajo distintas condiciones ambientales como son temperaturas, velocidades de aire, irradiancia, etc. Esta metodología parte de la analogía con sistemas eléctricos y mediante transformaciones de Laplace y Fourier se realizan cambios del dominio espacio-tiempo al dominio frecuencia-espacio para posteriormente realizar la inversión nuevamente al dominio espacio tiempo, estas transformaciones permiten la solución de problemas de manera analítica, el nombre cuadripolos está relacionado con un sistema con una red de 4 terminales (Figura 19a) en las que internamente se encuentran impedancias (Figura 19b).

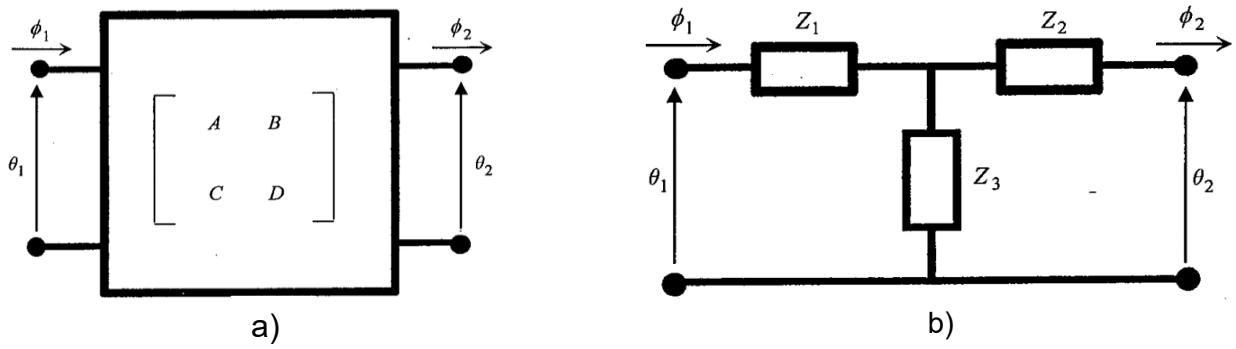



Figura 19.- Concepto de cuadripolos, a) representación matricial de cuadripolos, b) representación de red [25].

**Caso material en estado transitorio**

Para analizar este caso, se tiene en la Figura 20 un material homogéneo y sólido de espesor e, conductividad térmica λ, densidad ρ y capacidad calorífica c, para una transferencia de calor unidimensional, la temperatura del material puede ser expresada en términos T(x,t) donde x es la coordenada perpendicular a la cara

plana del material, adicionalmente se asume que la temperatura inicial del material es uniforme con valor $T_0$.

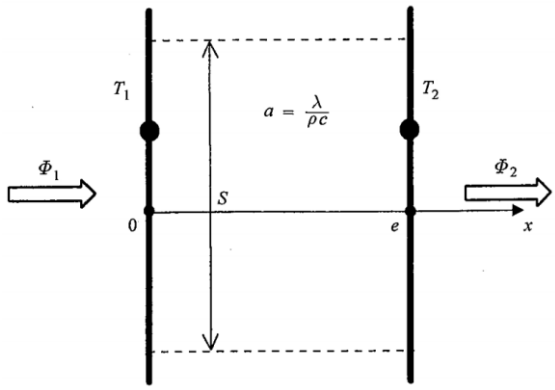



Figura 20. Material de una capa en transferencia transitoria [25].

La ecuación de calor que describe el fenómeno es la siguiente:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a}\frac{\partial T}{\partial t} \tag{15}$$

El flujo de calor en cualquier coordenada x con área de sección S, se expresa mediante:

$$\Phi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \tag{16}$$

La transformada de Laplace de temperatura y flujo de calor viene dado por las expresiones, con p como parámetros de Laplace en frecuencia:

$$\theta(x,p) = \int_0^\infty T(x,t)\ e^{-pt}\, dt \tag{17}$$

$$\phi(x,p) = \int_0^\infty \Phi(x,t)\ e^{-pt}\, dt \tag{18}$$

La resolución del sistema en el dominio de la frecuencia viene dada por:

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \phi_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ \phi_2 \end{bmatrix} = \boldsymbol{M} \begin{bmatrix} \theta_2 \\ \phi_2 \end{bmatrix} \tag{19}$$

Cuyos coeficientes matriciales están dados por:

$$A = D = \cosh(k_c * e) \quad (20)$$

$$B = \frac{1}{\lambda * k * S} \sinh(k_c * e) \quad (21)$$

$$C = \lambda * k * S * \sinh(k_c * e) \quad (22)$$

$$k_c = \sqrt{p/a} \quad (23)$$

Donde p es el parámetro de Laplace en el dominio de la frecuencia, **e** es el espesor y λ la conductividad térmica.

## 1.12 Modelado mediante Aprendizaje automático

En esta sección se detalla el desarrollo de un modelo subrogado utilizando cuatro algoritmos de aprendizaje automático: Dense Neural Network (DNN), Random Forest (RF), Long Short-Term Memory (LSTM) y Gated Recurrent Unit (GRU). La selección de estos algoritmos se fundamenta en su robustez y capacidad para abordar problemas complejos que involucran múltiples variables de entrada y salida, superando así las limitaciones de los modelos analíticos convencionales [26–28]. Todos los modelos se implementaron mediante Python en Google Colab.

### 1.12.1 Redes Neuronales Densas

Las Redes Neuronales Densas (DNN) replican la estructura neural de la corteza cerebral humana a una escala significativamente menor [29]. Estas redes están compuestas por unidades de procesamiento organizadas en capas de entrada, ocultas y de salida, interconectadas mediante enlaces que facilitan la transmisión de información a través de distintos niveles (Figura 21). Los pesos en las capas ocultas encapsulan las características de los patrones de entrada, mientras que la capa de salida genera el patrón de salida de la red basado en estos pesos [30].

Cada unidad de procesamiento recibe entradas $x_i$ ($i$=1,2,…,n) de unidades vinculadas en otras capas, con conexiones ponderadas por $w_i$ ($i$=1,2,…,$m$) y ejecuta dos operaciones fundamentales: suma y activación, produciendo una salida $y$k, en el presente estudio $x_i$ corresponde a cada una de las variables de entrada (hora del día, irradiancia solar, temperatura ambiente, humedad, dirección de viento,

velocidad de viento, precipitación) y $y_k$ corresponde a cada una de las variables de salida de temperatura de paneles.

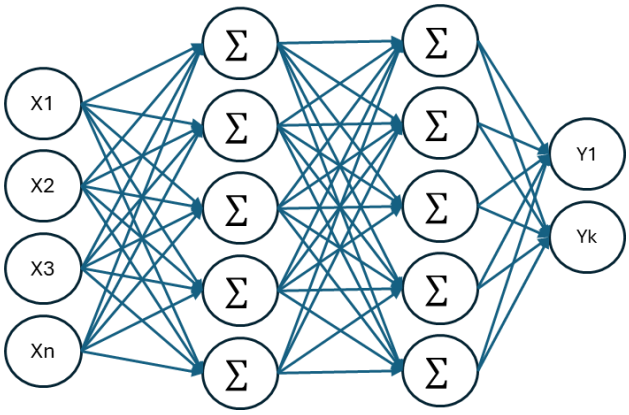



Figura 21. Red neuronal conceptual [31].

### 1.12.2 Random Forest

Utiliza las mismas entradas que las utilizadas para el modelo DNN pero aplicando el algoritmo Random Forest dado que se fundamenta en el principio de la sabiduría de las multitudes, el cual sostiene que una gran cantidad de modelos estadísticamente independientes, operando en conjunto como un panel, superará a cualquier modelo individual. Esto se debe a que los árboles se respaldan mutuamente, protegiéndose unos a otros de sus errores. Durante la creación de ramas (Figura 22), cada árbol selecciona una muestra representativa del conjunto de datos original, introduciendo un elemento de aleatoriedad que mitiga el problema del sobreajuste. Un modelo de regresión basado en Random Forest es eficaz y preciso, superando frecuentemente diversos problemas, incluidos aquellos con relaciones no lineales [32].

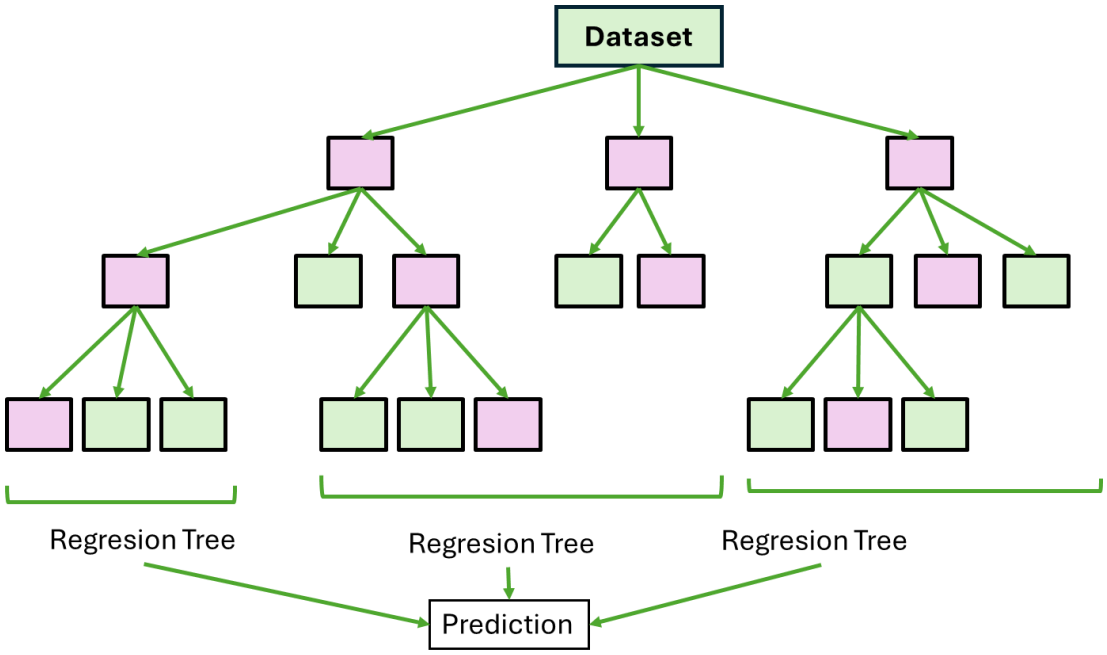



Figura 22. Modelo conceptual de red Random Forest.

### 1.12.3 LSTM (Long-Short Term Memory)

Las redes LSTM son una forma avanzada de las redes neuronales recurrentes (RNN) que utilizan información pasada para mejorar el rendimiento en entradas actuales y futuras, almacenando información en el estado oculto y operando en secuencias. Tienen dos conjuntos de pesos: uno para el estado oculto y otro para las entradas. Durante el entrenamiento, la red aprende pesos para ambos por lo que la salida se basa en la entrada actual y el estado oculto, que depende de entradas anteriores. Estas redes tienen puertas adicionales para controlar qué información del estado oculto se exporta como salida y al siguiente estado oculto. Estas puertas superan el problema de las RNN en el aprendizaje de dependencias a largo plazo [33]. Además, del estado oculto, las LSTM tienen una celda de memoria, puerta de entrada, puerta de salida y puerta de olvido. Estas puertas permiten aprender relaciones a largo plazo en los datos de manera efectiva.

Los pesos y sesgos de la puerta de entrada controlan cuánto nuevo valor fluye hacia la unidad LSTM. De manera similar, los pesos y sesgos de la puerta de olvido y la puerta de salida controlan cuánto valor permanece en la unidad y cuánto se usa para calcular la activación de salida del bloque LSTM en la Figura 23 se presenta la arquitectura conceptual [34].

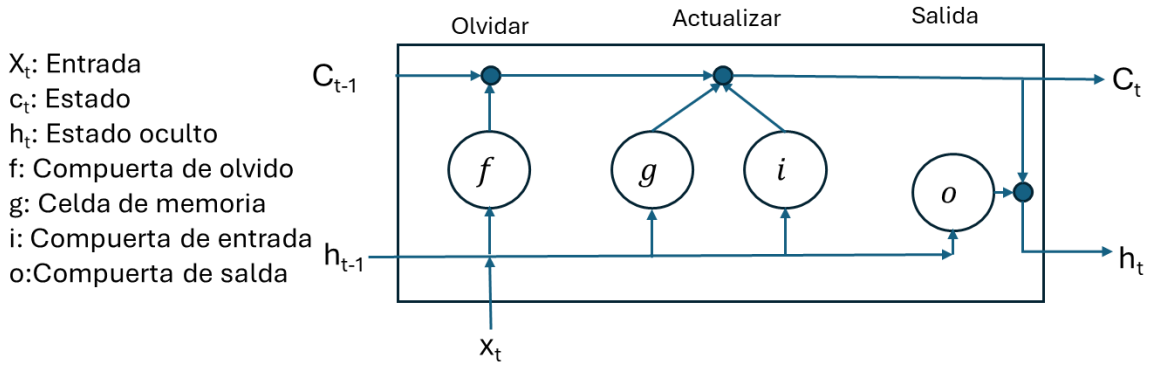



Figura 23. Modelo conceptual de red LSTM.

### 1.12.4 GRU (Gated Recurrent Unit)

Las redes GRU (Gated Recurrent Unit) fue propuesta por Cho et al. [35] en el que similarmente a la unidad LSTM, la GRU son una variante de las redes neuronales recurrentes (RNN) diseñadas para manejar mejor las dependencias a largo plazo en secuencias de datos. Utilizan dos puertas principales: la puerta de actualización y la puerta de reinicio, que controlan el flujo de información dentro de la unidad recurrente [36]. Esto ayuda a mitigar el problema del desvanecimiento del gradiente, común en las RNN tradicionales. En la Figura 24, se observa la arquitectura básica de una red GRU donde se observa que tiene unidades de compuertas que modulan el flujo de información dentro de la unidad, sin embargo, sin tener celdas de memoria separadas. La activación h de la GRU en el tiempo t es una interpolación lineal entre la activación previa h(t-1) y la activación candidata, donde una compuerta de actualización zt decide cuando la unidad actualiza su activación o contenido y la

compuerta r decide cuando olvidar. La actualización es similar a la unidad LSTM. Sin embargo, la GRU no tiene ningún mecanismo para controlar el grado en que su estado es expuesto, sino que expone todo el estado cada vez.

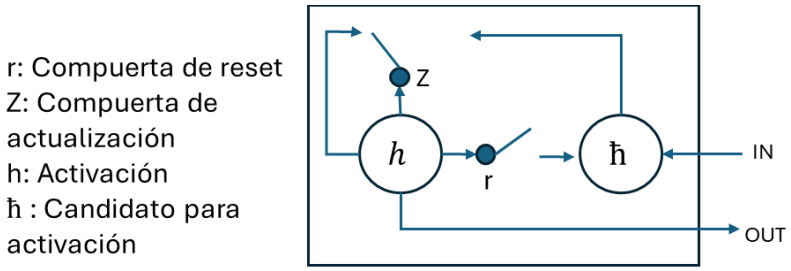



Figura 24. Modelo conceptual de red GRU.

## JUSTIFICACIÓN

En la actualidad dado al deterioro ambiental debido a la acción del ser humano en la naturaleza mediante emisiones contaminantes como son las emisiones de gases tóxicos originados durante la quema de combustibles fósiles, las fuentes de energía renovables han tenido un incremento en su uso [37], entre las que se pueden mencionar la energía eólica, geotérmica, marina, solar, etc. Respecto a la energía solar pese al gran avance científico que se ha tenido, estos sistemas de captación de energía tiene un bajo valor de eficiencia que ronda alrededor del 18-24 % [38]. Este porcentaje de eficiencia puede variar dependiendo de algunos factores, entre los más importantes se encuentra la temperatura superficial de las celdas solares dado que mientras más fría la superficie la eficiencia se incrementa. Tomando como base la información presentada en la sección de antecedentes, es posible observar que el tema de optimización de eficiencia eléctrica de paneles solares mediante la reducción de la temperatura superficial de las celdas es un tema relevante y actual, sin embargo, estos sistemas de enfriamiento no han sido ampliamente usados por los inconvenientes que los mismos podrían representar como es la relación costo/beneficio, condiciones climáticas como altas temperaturas, alta humedad, etc, por lo que el presente trabajo se enfoca en lograr una propuesta con la que se obtenga el mayor beneficio sin comprometer el costo del dispositivo para la región sureste de México y que pueda ser ampliamente usado. Por esta razón, se

proponen sistema pasivos con los que se logre obtener el mayor beneficio de transferencia calor y por consiguiente de una mejora de la eficiencia del sistema fotovoltaico y de ésta forma lograr una contribución al planeta en el sentido de protección ambiental y reducción de contaminación por combustibles fósiles.

Adicionalmente a todo lo anteriormente planteado, México es un país que se encuentra en una localización privilegiado en cuanto a irradiación solar en promedio como se puede observar en la Figura 25.

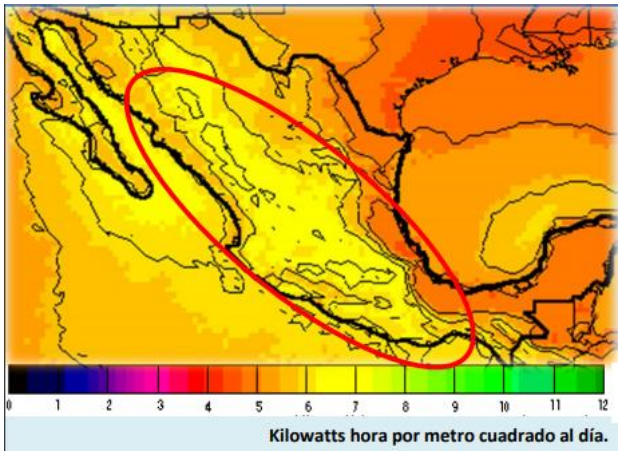



Figura 25. Irradiación solar en México [39].

En particular nuestra región tiene una posición privilegiada lo que nos permite tener la oportunidad de aprovechar de una mejor manera la energía solar durante todo el año. Este tipo de energía es una de las mejores opciones a los combustibles fósiles para conversión de energía.

## HIPOTESIS

El empleo de sistemas pasivos de enfriamiento de aletas omnidireccionales adecuadamente estudiadas y caracterizadas, localizadas en la parte posterior de un panel fotovoltaico con celdas de silicio, aumentará la eficiencia de conversión energética de las celdas un 5% en comparación con un modelo sin aletas mediante la reducción de la temperatura superficial del panel.

# OBJETIVOS

## 1.13 Objetivo general

Diseñar sistemas de enfriamiento pasivo para paneles solares considerando reducir la pérdida de eficiencia de conversión de energía radiante solar a eléctrica.

## 1.14 Objetivos específicos

- Generar prototipos virtuales mediante software de modelado 3D.
- Evaluar el rendimiento de las propuestas de diseño mediante simulación numérica computacional con intercambio térmico.
- Realizar optimización geométrica de las propuestas de diseño.
- Construir prototipos funcionales para la calibración en laboratorio y en campo de los modelos simulados.
- Monitorear variables ambientales como temperatura y velocidad de aire para tener un perfil temporal para de esta manera contar con herramientas para estimar el comportamiento de los páneles solares y los prototipos de enfriadores bajo condiciones reales de operación.
- Estimar los efectos secundarios en eficiencia energética debido a cambios en parámetros geométricos de diseño.
- Estimar el beneficio económico de las propuestas con mejor desempeño.

## 1.15 Etapas del proyecto

Se trabajó con un proceso dividido en 5 etapas, como se muestra cronológicamente en el diagrama de flujo de la Figura 26.

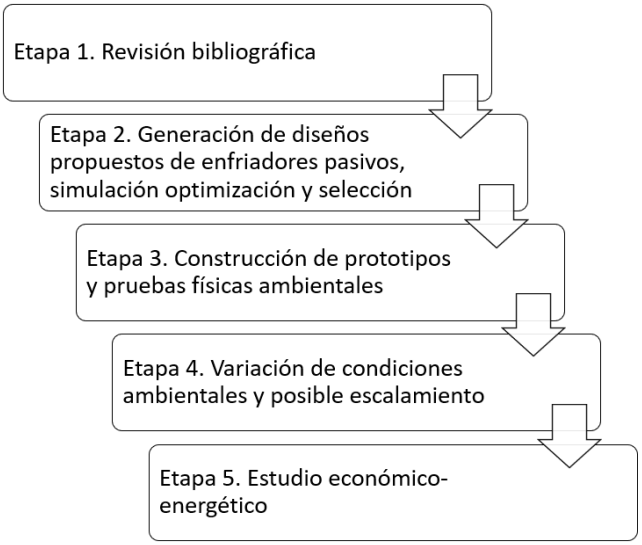



Figura 26. Etapas del proyecto propuesto.

**Etapa 1:** se revisa la bibliografía relacionada con el tema de disipadores, así como simulaciones preliminares para observar el comportamiento del modelo base y de algunos modelos propuestos.

**Etapa 2:** se realizan diseños 3D usando software comercial como Siemens NX, CATIA V5 o SolidWorks, para evaluar y proponer criterios de ensamble y fabricación. Posteriormente se realizan cálculos numéricos y simulación por computadora usando software comercial como Ansys Fluent o Ansys CFX. La Figura 27a muestra una de varias propuestas geométricas consideradas y donde es posible observar las distintas direcciones en las que el aire puede afectar la cantidad de calor que se puede remover de la celda solar. De esta forma la dirección del viento es una variable independiente considerada que afectará la temperatura superficial de la celda. Otra variable importante para considerar es el perfil que define la altura de las aletas sobre toda la superficie que se tiene (Figura 27b). La idea es lograr un perfil óptimo en tres dimensiones modificando la altura de aleta para lograr un mejor gradiente de temperatura usando como variable independiente el perfil de altura, como se puede observar en la Figura 27. De igual forma se considera estudiar geometrías de aletas perforadas en los que existen distintas

variables a estudiar como las alturas, las formas, los diámetros, etc. Adicionalmente se estudia aletas con geometrías especiales (por ejemplo, aletas en espiral).

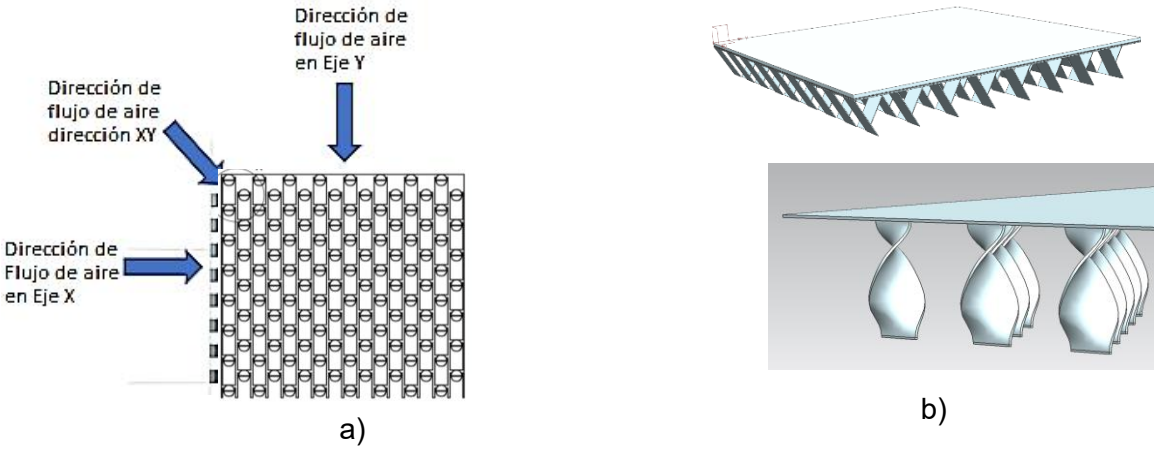



Figura 27.Concepto de aletas hélice y rectangulares a) Dirección de flujo de aire, b) perfiles de diseños propuestos de aletas.

**Etapa 3**: se construyen propotipos para evaluar los resultados de forma física y tangible usando herramientas convencionales y maquinado, posterior a este punto se deberán analizar los resultados obtenidos y se realizará una correlación con los datos obtenidos mediante cálculo numérico y simulación por computadora para obtener valores de referencia mismos que serán usados cuando se evalúen distintas configuraciones.

**Etapa 4**: se evaluan posibles escenarios en los cuales el sistema tendría una mayor contribución en la producción energética y se evaluará el caso de escalamiento de dimensiones.

**Etapa 5**: se realizan estudios técnico-económicos para evaluar la factibilidad de implementación en la comunidad en general mediante estudio de costos y producción energética.

# CAPÍTULO 2

# MATERIALES Y MÉTODOS

## 2.1 Determinación de modelo de respuesta electrica para panel

En este apartado se habla del modelo eléctrico del panel solar usado, es importante mencionar que el fabricante proporciona datos como coeficiente de corriente en corto circuito, coeficiente de diferencia de potencial eléctrico en circuito abierto, número de céldas, potencia máxima, diferencia de potencial eléctrico de circuito abierto, corriente en corto circuito, etc. Con esta información (Figura 28) es posible plantear un modelo tomando como base un modelo aproximado de un diodo [40].

$$\mathrm{N_s} = 36 \quad \text{(Número de celdas)}$$

$$\mathrm{q} = 1.60217646\mathrm{x}10^{-19}\ \mathrm{C} \ \ \text{(carga del electrón)}$$

$$\mathrm{k}_B = 1.3806503\mathrm{x}10^{-23}\,\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{K}} \quad \text{(Constante de Boltzmann)}$$

$$\mathrm{Rs} = 0.35\Omega \quad \text{(Resistencia en serie de PV)}$$

$$\mathrm{Isc_{STC}} = 1.08\ \mathrm{A}\ \text{(Corriente en corto circuito STC)}$$

$$\mathrm{T_{ref}} = 25°\mathrm{C} \ \ \text{(Temperatura de referencia)}$$

$$\mathrm{Voc_{STC}} = 22.5\ \mathrm{V} \quad \text{(Voltaje en circuito abierto)}$$

$$\mathrm{K_{1r}} = 0.42\ \frac{\%}{°\mathrm{C}} \quad \text{(Coeficiente de corriente en corto circuito)}$$

$$\mathrm{K_{vr}} = -0.33\,\frac{\%}{°\mathrm{C}} \ \ \text{(Coeficiente de voltaje en circuito abierto)}$$

$$\mathrm{a} = 2\ \text{(Factor de idealidad)}$$

Usando los valores anteriormente definidos en la siguientes ecuaciones:

$$K_1 = \frac{K_{1r} * Isc_{STC}}{100} \tag{24}$$

$$K_v = \frac{K_{vr} * Voc_{STC}}{100} \tag{25}$$

$$V_T = \frac{N_s * k_B * (T + 273.15)}{q} \tag{26}$$

$$I_{PV} = (I_{PV_{STC}} + K_1 * (T - Tref)) * \frac{G}{G_{STC}} \tag{27}$$

$$I_0 = \frac{Isc_{STC} + K_1 * \Delta T}{e^{\frac{Voc_{STC} + K_V * \Delta T}{a * V_T}} - 1} \tag{28}$$

$$I = I_{PV} - I_0 * (e^{\frac{V + I * Rs}{a * V_T}} - 1) \tag{29}$$

Se obtiene la siguiente expresión:

$$I = 1.06866 + 0.0004536 * T - \frac{(1.06866 + 0.0004536 * T) * (e^{\frac{1}{3} * \left(\frac{0.35 * I + V}{0.00310224 * T + 0.8474}\right)} - 1)}{e^{\frac{1}{3} * \left(\frac{24.356 - 0.07425 * T}{0.00310224 * T + 0.8474}\right)} - 1} \tag{30}$$

**DOKIOCaracterísticas básicas del producto**

| | | | |
|---|---|---|---|
| Longitud | 365mm | Peso | 1,50 kg |
| Ancho | 350mm | Material principal | Policristalino |
| Altura | 17mm | Material del marco | Aluminio |

Nota: Controlador MPPT 12 V/10A.

**DOKIO características eléctricas**

Erformancia en condiciones de ensayo estándar (STC *)

| | | |
|---|---|---|
| Potencia máxima | Pmax | 15.00Wp |
| Tensión de circuito abierto | Voc | 22,50 V |
| Tensión del punto de máxima potencia | Vmpp | 18,00 V |
| Corriente de cortocircuito | I sc | 1,0 un |
| Actual del punto de máxima potencia | I mpp | 0,8 un |

Rendimiento a 1000 W/M⊃2;, NOCT, AM 1,5

DOKIOSOLAR

| | | |
|---|---|---|
| Model | | DSP-15P |
| Maximum Power | (Pmax) | 15W±3% |
| Maximum Power Voltage | (Vmp) | 18.00V |
| Maximum Power Current | (Imp) | 0.83A |
| Open Circuit Voltage | (Voc) | 22.50V |
| Short Circuit Current | (Isc) | 1.08A |
| Nominal Operating Cell Temp. | (NOCT) | -45to80℃ |
| Maximum System Voltage | | DC600V |
| Maximum Series Fuse | | 9A |

For field connections,use minimum No 12 AWG copper wires insulated for a minimum 90℃

| | |
|---|---|
| Weight | 1.50Kgs |
| Dimension | 365*350*17mm |

Standard Test Conditions
AM=1.5 IRRADIANCE=1000W/m² Temp.=25℃

Figura 28. Hoja de datos de fabricante de celda solar usado.

Teniendo la ecuación 30 se procede al cálulo de los perfiles con dependencia de voltaje y temperatura para posteriormente realizar una comparativa de los

resultados obtenidos con nuestro modelo matemático y la especificada por el fabricante en condiciones STC.

Evaluando para una irradiancia de 1000 W/m$^2$ y 25 °C , se compara los resultados del modelo estimado respecto a la especificación de fabricante, éstos resultados se observan en  la Tabla 2 y la Figura 29, de donde es posible observar que el modelo matemático se ajusta a la celda real solar con una toleracia de un 1.2% de variación:

Tabla 2. Comparativa modelo estimado vs. especificación de fabricante.

| | | Especificación Fabricante | Modelo Estimado | |
|---|---|---|---|---|
| | Voltaje(V) | Corriente(I) | Corriente(I) | Error% |
| Corto circuito | 0 | 1.08 | 1.07999 | -0.00093 |
| Voltaje en potencia máxima (V) | 18 | 0.83 | 0.84 | 1.204819 |
| Voltaje en circuito abierto (V) | 22.5 | 0 | 0 | 0 |

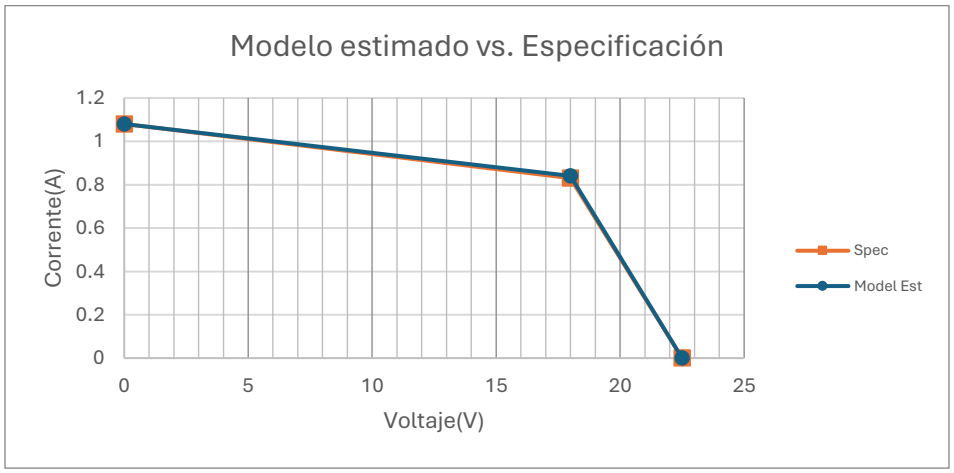



Figura 29. Comparación modelo real vs. modelo estimado.

La ecuación 31 es muy importante debido a que es la ecuación característica de nuestro panel al probar en laboratorio; en la Figura 30 se observa la interrelación de corriente, voltaje y temperatura de panel, esta información es útil para estimar el comportamiento de nuestro panel en distintas condiciones de operación y

definitivamente será usado en ambiente de laboratorio durante nuestras pruebas con la finalidad de realizar confirmaciones de mediciones de las variables.

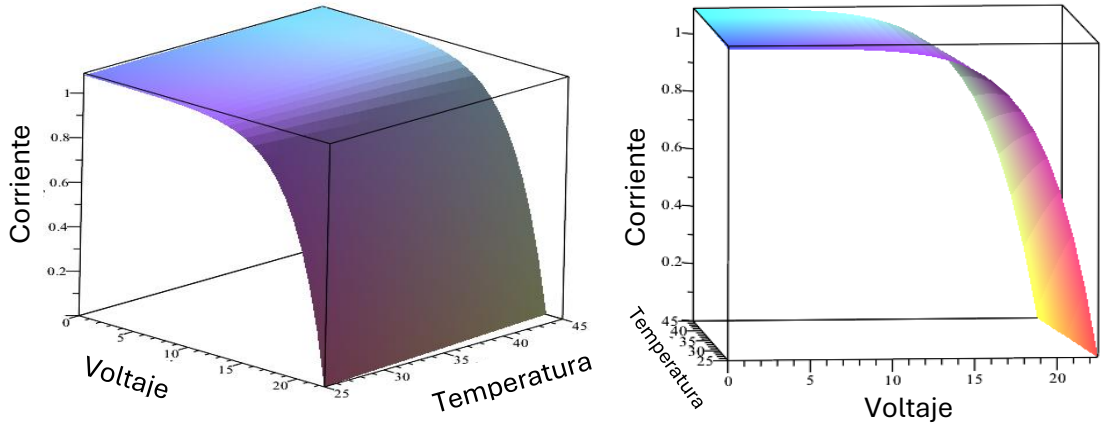



Figura 30 Corriente vs. Voltaje vs. Temperatura a 1000 W/m$^2$.

## 2.2 Modelado 3D de sistemas propuestos

El sistema de enfriamiento pasivo propuesto consiste en un enfriador de aluminio construido con lámina calibre 22 adherido en la parte posterior de paneles solares, con la particularidad en su diseño de aletas curvas con una rotación tipo hélice (Figura 31), se evaluaron distintos parámetros geométricos con el objetivo de seleccionar la configuración óptima y económicamente viable.

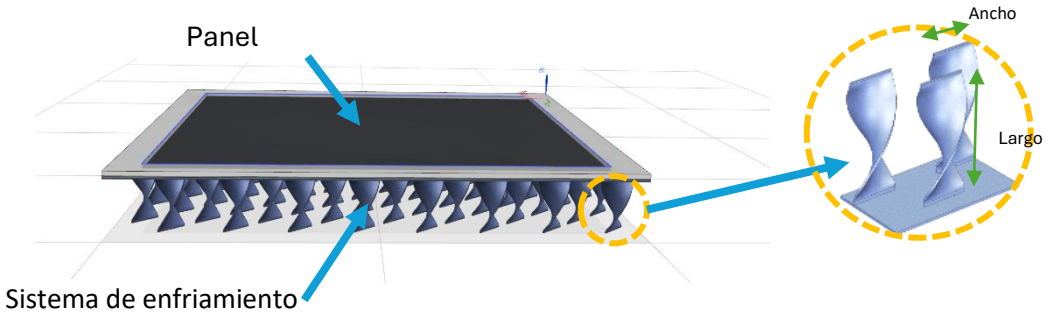



Figura 31. Representación de modelo de enfriamiento propuesto.

Este sistema propuesto tiene la ventaja de un mejor desempeño térmico que los sistemas de enfriamiento con aletas planas rectangulares seccionadas y una mayor independencia de performance térmico de la variación de dirección de viento como se presenta más adelante en este documento.

## 2.3 Metodología general del estudio para selección de diseño

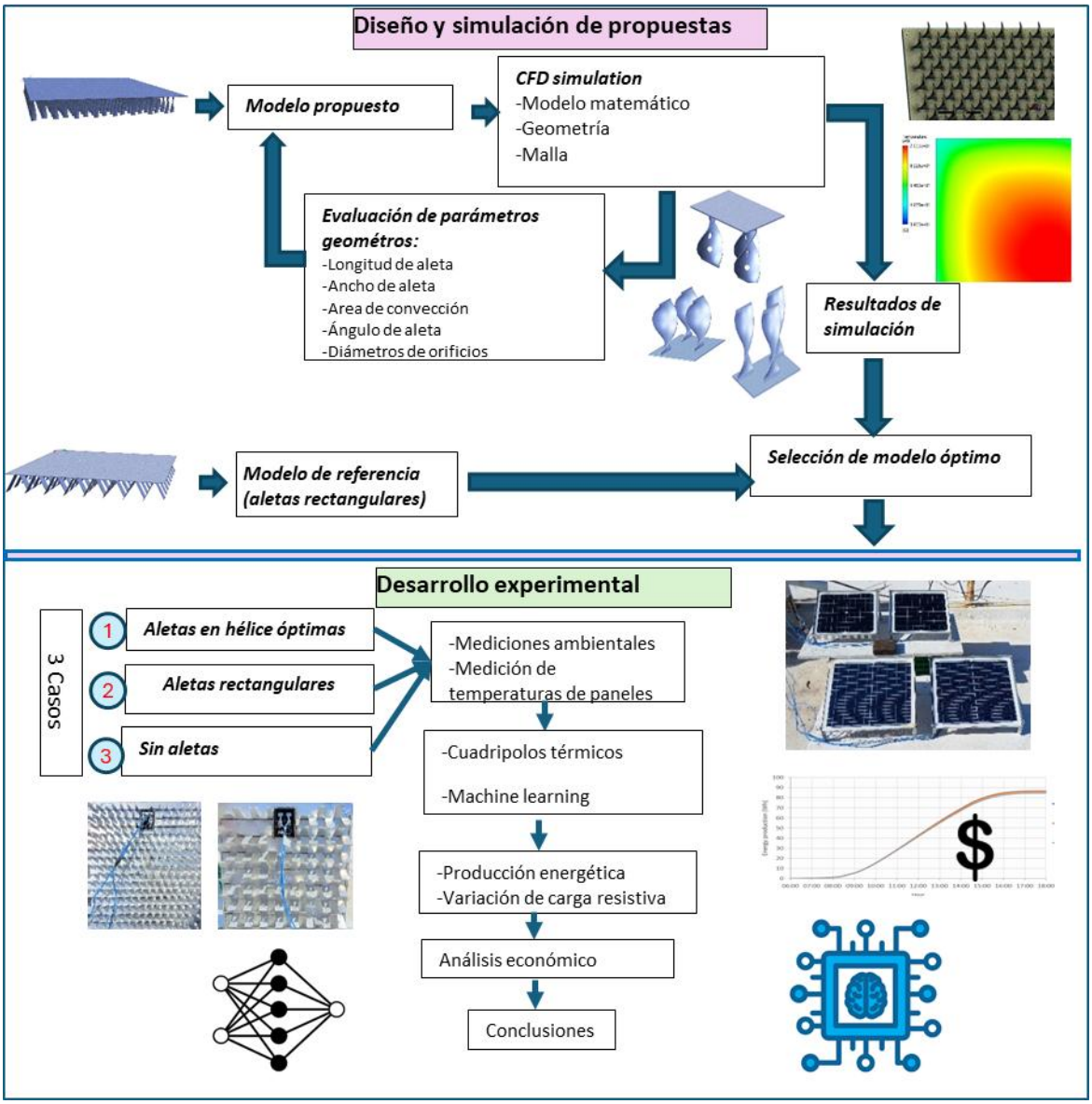



Figura 32 se presenta de forma general la metodología usada, se partirá de una configuración de aletas con superficie curva (hélice) para posteriormente realizar simulaciones mediante software CFD (mallado, preprocesamiento, postprocesamiento). De esta forma se evaluaron distintas variaciones de

parámetros geométricos de construcción como longitud de aleta, ancho de aleta, ángulo de giro de aleta, etc. Al finalizar este proceso se selecciona el modelo más viable y óptimo para su respectiva implementación física y de esta forma se realiza una comparación contra un enfriador de aletas rectangulares y un panel sin enfriamiento.

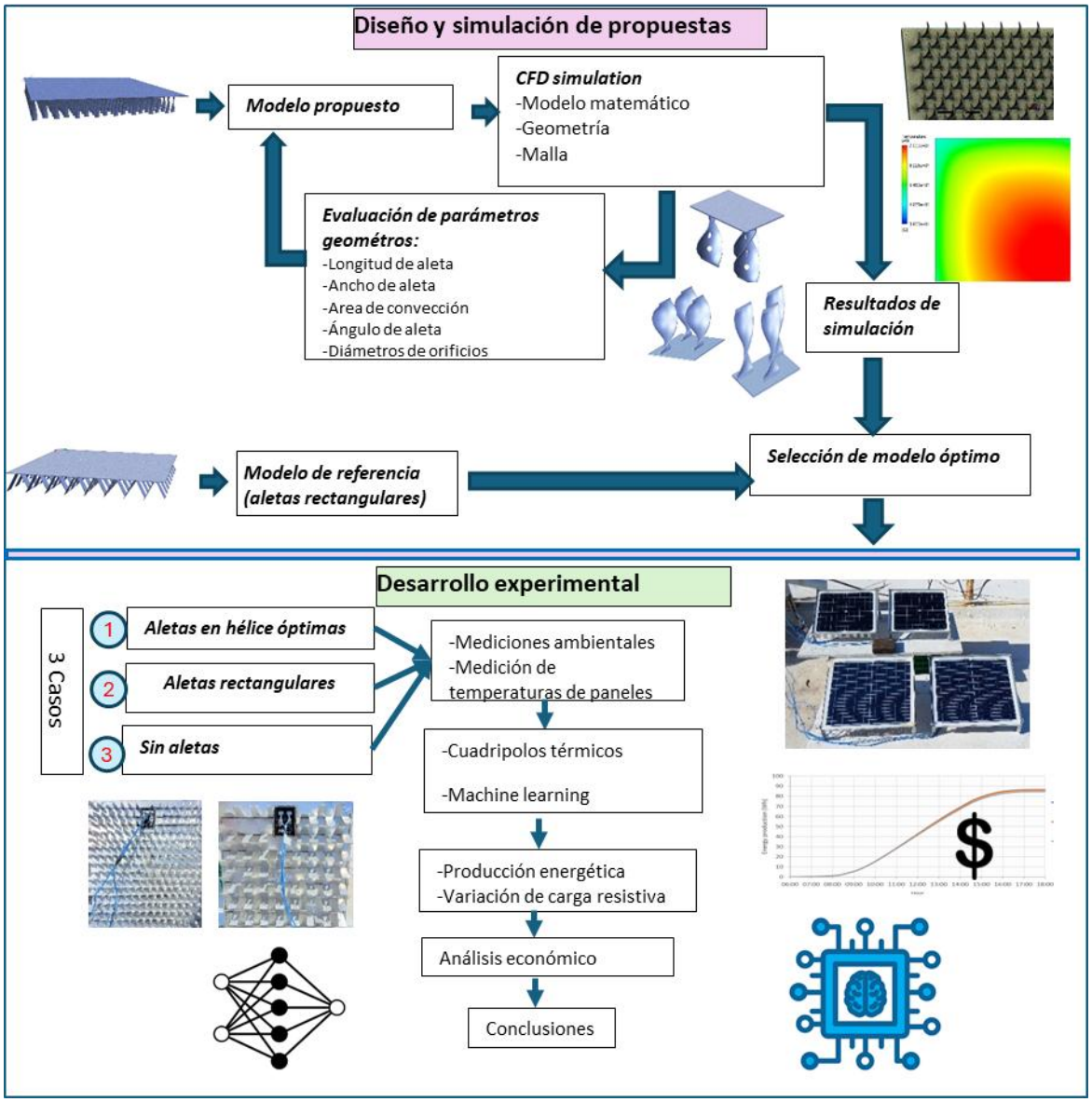



Figura 32. Estructura general de estudio.

## 2.4 Configuración geométrica de modelos

La Figura 33 presenta un ejemplo de aleta hélice propuesta, por lo que mediante simulación CFD se realizó el estudio de 6 distintos parámetros (Figura 34) y posteriormente se comparó el efecto térmico respecto a una a un enfriador de referencia que corresponde al diseño realizado por Gabriel Hernández et al. [15](Figura 35b).

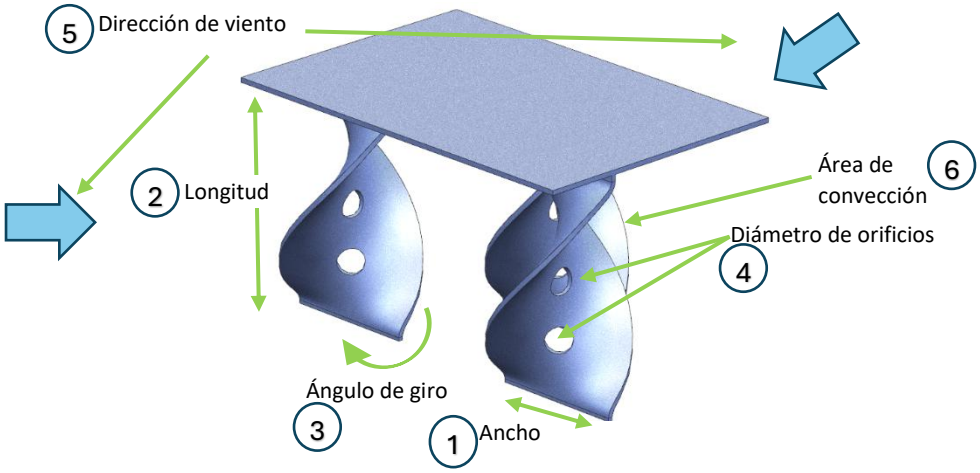



Figura 33. Parámetros evaluados en aletas.

Para todas las variaciones se conservó el área de convección del modelo de aletas rectangulares (0.32516 $m^2$) en los modelos propuestos para tener una comparativa uno a uno y de esta forma eliminar la dependencia respecto el área de convección, excepto en la variación de área de convección en donde si se varió esta área de convección.

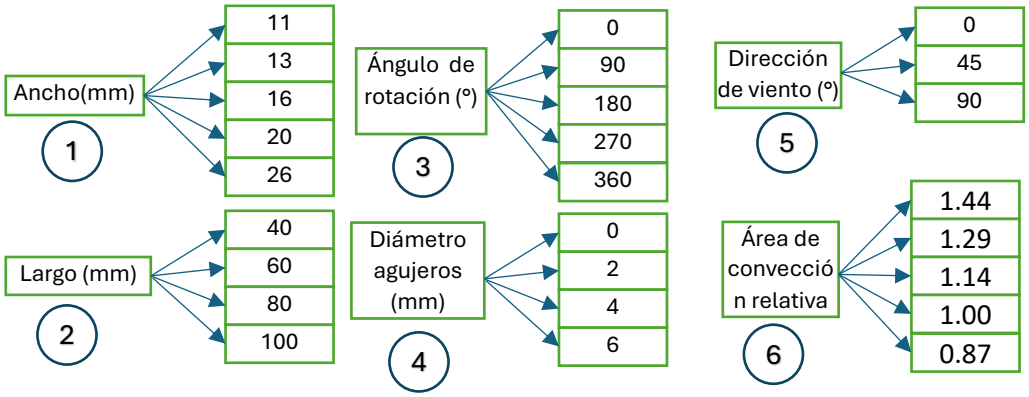



Figura 34. Parámetros evaluados en aleta hélice.

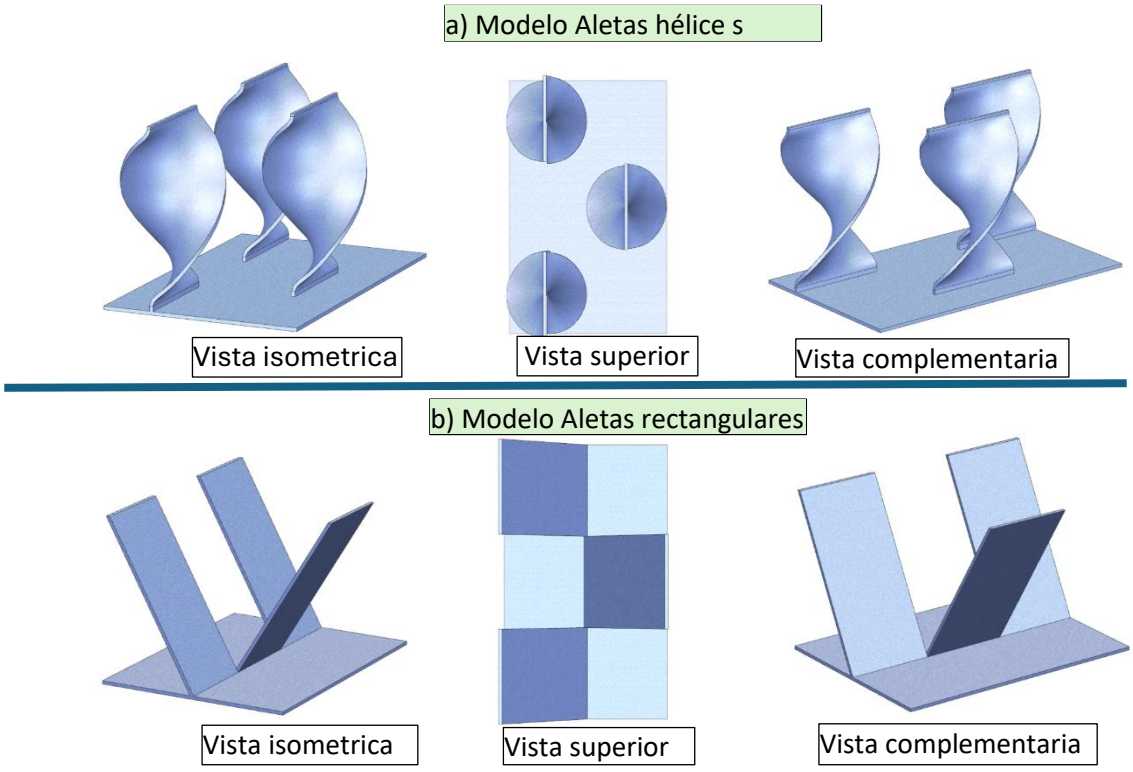



Figura 35.Comparativa de aletas, a) modelo aleta hélice, b) modelo aleta rectangular.

Los modelos analizados se construyeron con lámina de aluminio, de los cuales el modelo de aletas rectangulares es de calibre 22 (0.71 mm). El modelo de aletas rectangulares (Figura 35b) está realizado con piezas rectangulares de 40 mm de largo y 20 mm de ancho y con 60° de inclinación respecto al plano horizontal, el modelo propuesto de aletas curvas se construyó con piezas rectangulares y hélice sobre su eje vertical (Figura 35a), respecto a la propuesta de aletas con orificios se usaron 3 orificios por aleta variando el diámetro, y respecto al ángulo de torsión se varió desde 0 hasta 360° con la intención de reducir la dependencia de capacidad de enfriamiento respecto a la dirección de viento y mejorar la transferencia de calor lo que implica una reducción de temperatura de panel solar. En la Figura 36, se observa la distribución de las aletas de forma intercalada.

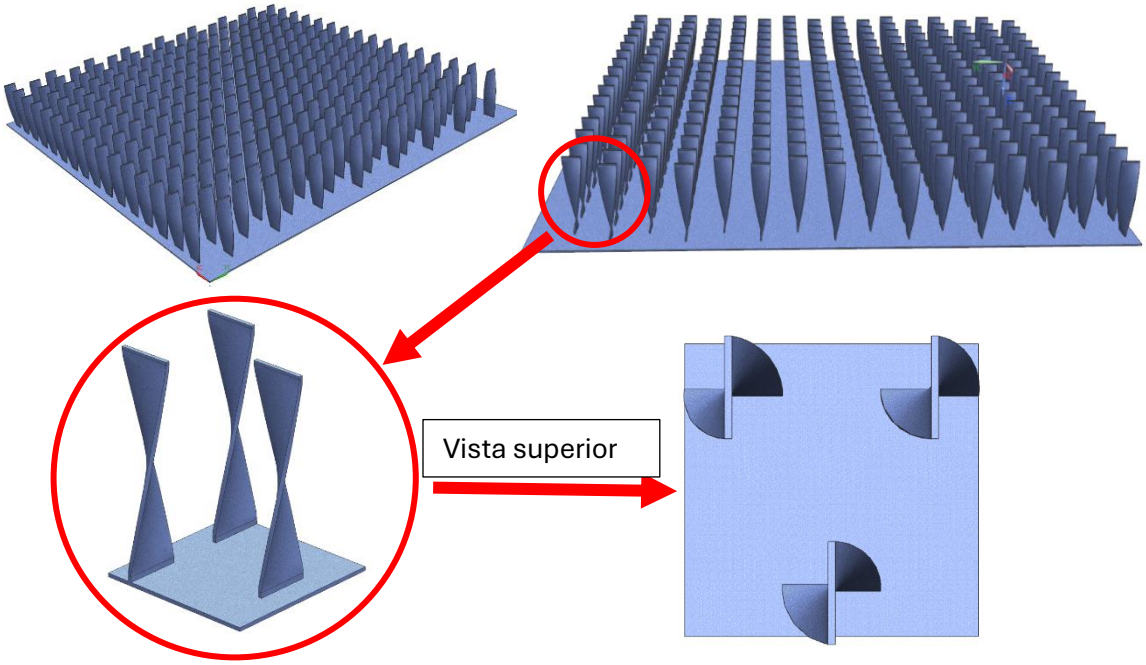



Figura 36. Configuración geométrica de sistema de enfriamiento propuesto.

Se observa el patrón de intercalado de aletas para mejorar el flujo de aire a través de las aletas, pero siempre conservado el área de convección que el diseño

realizado por Hernandez Gabriel [15], para tener una comparativa de performance térmico respecto a un estudio previo.

## 2.5 Simulaciones CFD

Para el análisis numérico de los modelos propuestos se usa Ansys CFX, ya que mediante este software es posible analizar convección natural, convección forzada, flujo a través de aletas, intercambio de calor, etc. Es importante mencionar que se realizaron simulaciones en estado estable, cuyas condiciones de frontera son las expresadas en la Tabla 3:

Tabla 3. Condiciones de frontera para modelo de simulación [15].

| | |
|---|---|
| Temperatura Ambiental (°C) | 28 |
| Velocidad de viento (m/s) | 2 |
| Irradiancia solar (W/m$^2$) | 1000 |
| Emisividad de superficie superior panel | 0.91 |

Dado que las simulaciones son aproximaciones a la realidad y para evitar un alto consumo de recursos computacionales es necesario realizar ciertas suposiciones que están razonablemente planteadas mismas que se presentan a continuación:

- Modelo en estado estacionario, lo que implica que las temperaturas quedan estables en función del tiempo lo que en otras palabras significa que se espera un largo tiempo de estabilización antes de realizar mediciones.
- Se consideran materiales con propiedades isotrópicas lo que significa que las propiedades de los materiales son uniformes en su disposición espacial y no existen gradientes en las propiedades físicas de los componentes.

- No se consideran los efectos de las impurezas en la superficie del panel asumiendo para los fines de simulación que el panel se encuentra completamente limpio sin contaminantes en su superficie que pudieran afectar o cambiar las propiedades superficiales de intercambio térmico y absorción de irradiancia.
- El flujo de irradiancia solar es uniforme en toda la cara frontal del panel, por lo mismo se asume que está orientado en dirección normal hacia el flujo de irradiancia solar y que las dimensiones del panel son muy pequeñas tal que no cambia el flujo de irradiancia en todos los puntos de la cara frontal.
- La velocidad de aire de entrada es uniforme y perfectamente alineada con la dirección normal a la cara de entrada de flujo en el volumen de control estudiado.
- Los componentes que integran el módulo fotovoltaico están perfectamente en contacto y no existen impurezas que pudieran afectar la conductividad total en cada una de las capas.

Los modelos CAD son generados con 5 capas de material que comúnmente se usan en la construcción de paneles solares (vidrio, EVA, Si, EVA, tedlar) como se puede observar en la Figura 37a y posteriormente se adhiere el enfriador pasivo de aluminio (Figura 37b). De acuerdo con Nicoletta y Ponce [41,42] la reflectancia del vidrio depende de la longitud de onda y del ángulo de incidencia de la luz solar y se encuentra en el rango de 5-10% con las longitudes onda 400-1000 nm y con ángulo normal de incidencia desde 0-60°, por lo que se plantea usar 6% para el presente estudio. Adicionalmente parte de la energía que no se refleja lo absorbe el vidrio y según Bjørn Petter Jelle [43] está en un rango de 3-20% para las longitudes de onda de 400-1000nm de espectro visible. Para el presente estudio se usará 3%, por lo que en total existe una pérdida de energía de 9% antes de llegar a la placa de silicio, esto debido a que se realizaron simulaciones CFD y estos valores de reflectancia y absorbancia dieron como resultado temperaturas ajustadas a las mediciones reales. La Figura 37a, Figura 38 y Figura 39 se muestran las capas

consideradas del modelo usado mientras que la Figura 37b, muestra las condiciones de frontera usado para ejemplificar las condiciones de frontera.

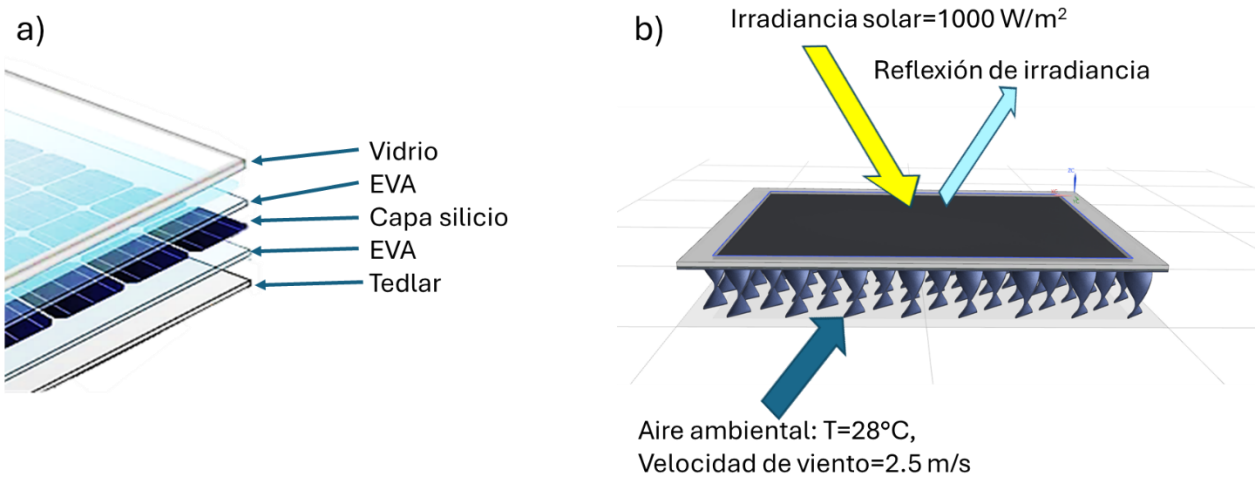



Figura 37. Modelo para simulación, a) capas de modelo desarrollado, b) condiciones de frontera para simulación CFD.

Respecto a las propiedades térmicas de cada una de las capas modeladas, se tomaron del estudio realizado por Hernandez Gabriel y se pueden observar en la Tabla 3:

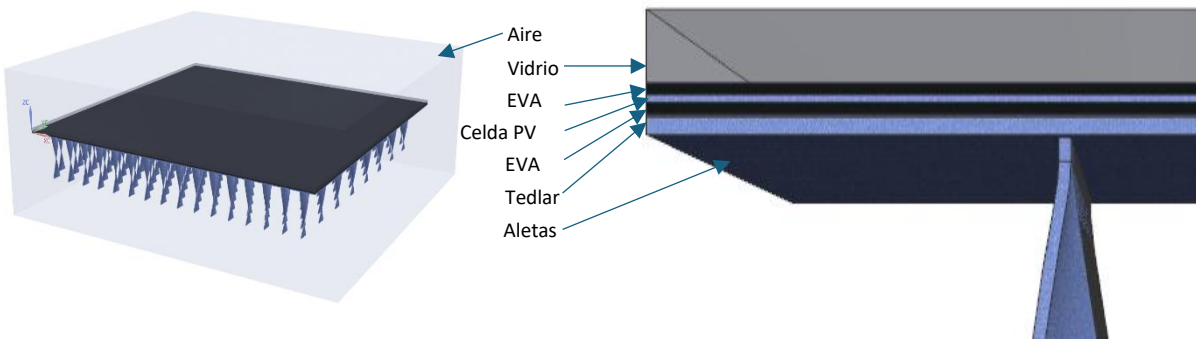



Figura 38. Configuración geométrica del modelo.

El volumen de control contiene 7 dominios (aire, vidrio, eva1, celda PV, eva2, tedlar y aletas) con propiedades físicas dadas en la Tabla 4, las dimensiones del dominio de aire del modelo son de 390x370x135 mm, esto debido a que se utilizan condiciones de frontera de simetría en las caras laterales, inferiores y superiores lo que garantiza la independencia con la dimensión, el uso de condiciones de frontera de simetría es una técnica fundamental para reducir el tamaño del modelo sin comprometer la precisión de los resultados, es decir esto reduce significativamente el número de celdas o nodos en la malla, menor dominio implica menos memoria RAM, menos tiempo de simulación y menor carga de procesamiento, es ideal para simulaciones complejas o de alta resolución por lo que los resultados obtenidos en el dominio reducido son idénticos a los que se obtendrían en un dominio con mayores dimensiones.

Se usaron dimensiones de paneles solares con los que se cuenta en el laboratorio de energía del CICY y de la facultad de ingeniería de la UADY mismos que se han descrito previamente en la sección de modelado CAD; los espesores y propiedades estandarizadas de modelos de celdas solares se pueden observar en la Tabla 4.

Tabla 4 Parámetros y propiedades térmicas de capas de un panel solar [15].

| Material | Espesor (mm) | Conductividad térmica (W/m K) | Densidad (kg/m$^3$) | Calor específico (J/kg°C) |
|---|---|---|---|---|
| Vidrio | 3 | 1.8 | 3000 | 500 |
| Celda | 0.3 | 148 | 2330 | 677 |
| EVA | 0.5 | 0.35 | 960 | 2090 |
| Tedlar | 0.1 | 0.2 | 1200 | 1250 |

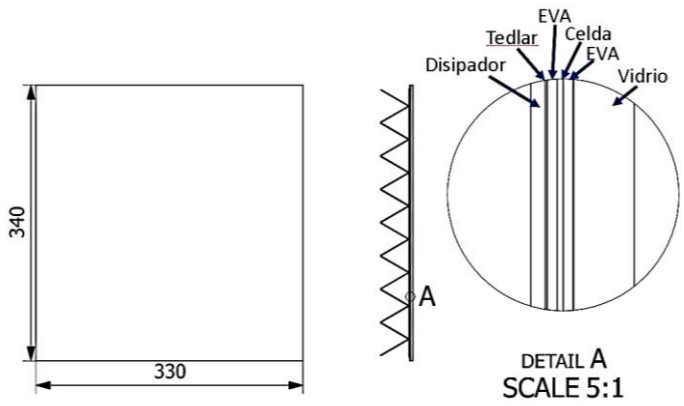



Figura 39. Ejemplo de modelo CAD generado y capas.

## 2.6 Independencia de malla

Se realizó una validación de independencia de malla [44,45] para obtener resultados repetibles y confiables, estudio en el cual la variación del tamaño de malla no afecta el resultado. Se busca la mejor relación entre el tamaño de malla y el tiempo de cómputo. Este proceso consiste en realizar varias simulaciones con unas condiciones de frontera definidas e incrementando el número de elementos en la malla hasta observar una variación mínima en el resultado de temperatura superficial [46], en la sección 3.1 del presente documento se presenta los resultados de validación contra pruebas reales de donde se observa un error de 0.3-0.6 °C entre la simulación y la prueba física. Esto con la finalidad de encontrar el número de elementos adecuado para simulación, en el que no haya variación de resultado con el mallado inmediato anterior, en este caso se observó que entre una malla de 9.7 millones de elementos y una de 35 millones de elementos solamente se observó una variación de 0.25 °C, por lo que se tienen resultados confiables y repetibles sin sacrificar capacidad de cómputo y tiempo de procesamiento, en la Figura 40 se observa un ejemplo de la malla realizada, que en el presente estudio fue una malla para aprovechar las ventajas de distintos tipos de elementos según la geometría del dominio. Para geometrías complejas como las aletas, se emplea malla tetrahédrica debido a su capacidad de adaptarse fácilmente a formas irregulares y detalles finos,

facilitando el mallado automático y permitiendo una mejor representación del dominio. En cambio, para geometrías cuadradas o regulares como las capas de materiales como vidrio, se prefiere la malla hexahédrica porque ofrece mayor precisión numérica, mejor alineación con el flujo y una mayor eficiencia computacional al requerir menos elementos. Esta combinación permite optimizar tanto la calidad de la simulación como el tiempo de procesamiento.

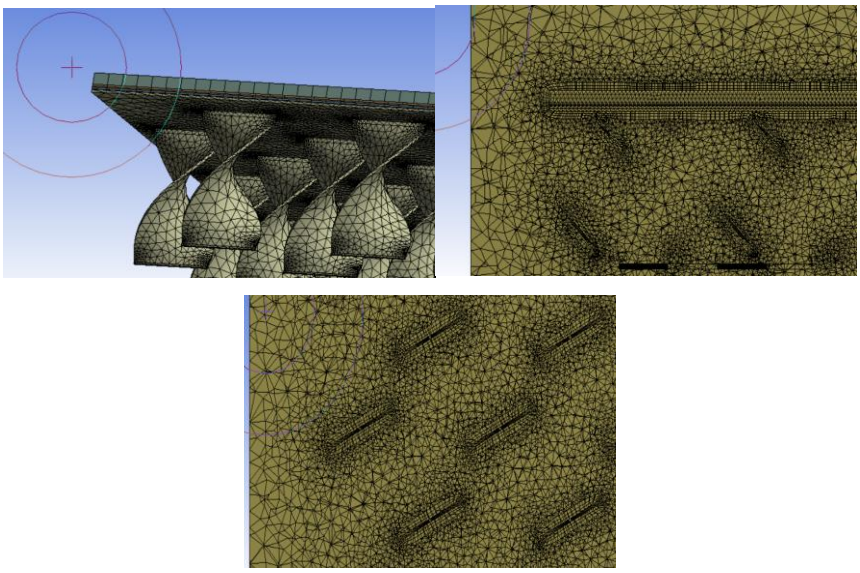


Figura 40. Detalles de malla realizada a los modelos analizados.

Tabla 5. Temperatura de panel en modelos con distintos números de elementos de malla.

| Número de elementos | Simulación |
|---|---|
| 531735 | 46.3 |
| 684944 | 44.8 |
| 1245648 | 43.8 |
| 2516980 | 43.4 |
| 4363983 | 43.0 |
| 9724554 | 41.8 |
| 14000000 | 42.00 |
| 35000000 | 42.05 |

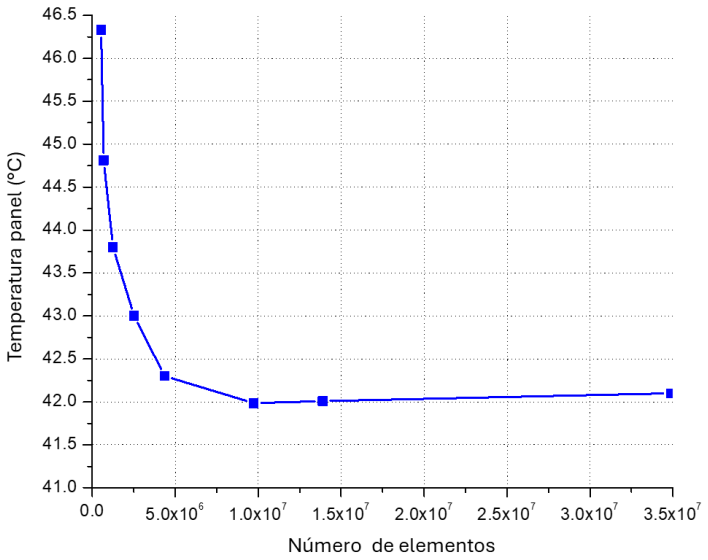



Figura 41. Temperatura de panel en función del número de elementos en malla.

En la Figura 41 se observa la variación de temperatura del panel en función del número de elementos de malla, de los datos de la Tabla 5 y la Figura 41 se seleccionó el modelo con 9724554 elementos en el que la temperatura estará aproximándose a valores estables de temperatura de 41.8 °C y el modelo indica un acercamiento a valor constante con una variación de 0.25 °C respecto al valor de temperatura de 35 millones de elementos.

## 2.7 Selección de modelo geométrico de aletas con mejor rendimiento térmico

En esta sección se presentan las simulaciones realizadas variando parámetros geométricos para la selección del modelo de construcción, las condiciones de frontera usadas son obtenidas de mediciones experimentales de en Mérida Yucatán en verano en la latitud 21.03 y longitud -89.63, que corresponde a velocidad de viento promedio de 2.5 m/s, temperatura promedio de 28 °C e irradiancia máxima de 1000 W/m2, como se observa en la figura Figura 42.

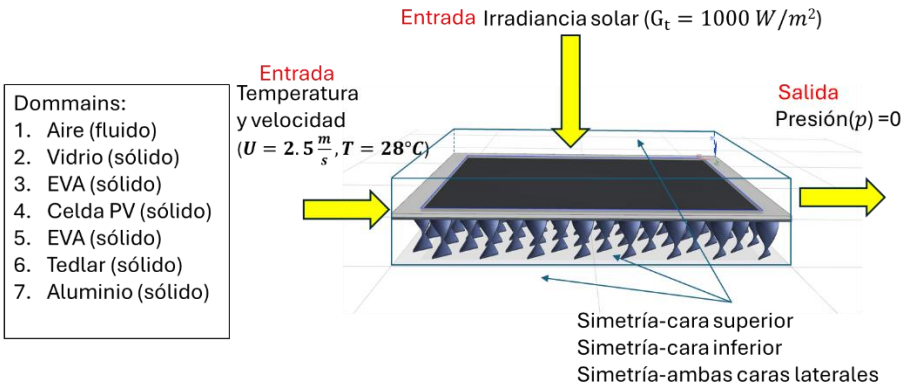



Figura 42. Condiciones de frontera de simulaciones.

### 2.7.1 Variación de ancho de aleta

De acuerdo a la estrategia de análisis planteado en la Figura 34, se evaluaron aletas con distintos anchos, manteniendo constantes la longitud de 40 mm, offset de 40 mm en dirección X (Figura 43), ángulo de rotación de 180°, y de tal forma que el área de convección sea la mima en todas las propuestas de la Tabla 5, adicionalmente se evaluaron dos direcciones de aire: 0° y 90° en otras palabras con dirección de viento alineado al eje X(0°) y al eje Y(90°) de la Figura 43.

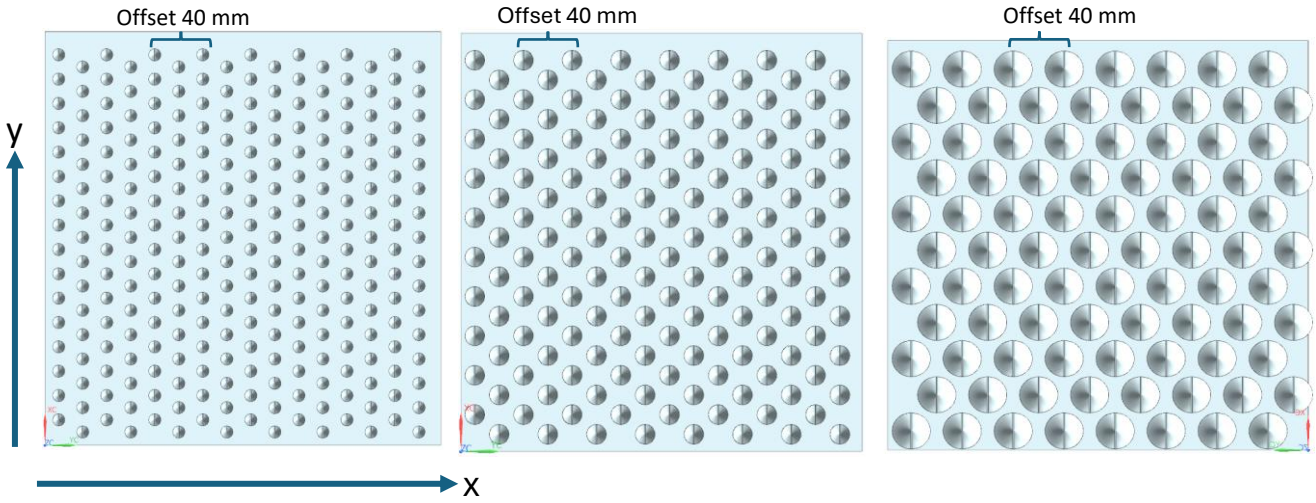



Figura 43. Modelos con variación de ancho de aleta (10 mm, 16 mm, 30 mm).

Un dato importante es que como se puede observar la Figura 43 se tiene que el número de aletas en dirección horizontal(x) es constante con valor de 8 y solamente se varía el número de aletas en dirección vertical(y) por motivos de manufactura es relativamente cortar aletas en dirección Y, a diferencia del modelo de referencia (aletas rectangulares), las aletas hélice se encuentran intercaladas y desfasadas 20 mm como se puede observar.

Tabla 6. Temperatura de panel vs. ancho de aletas y dirección de aire.

| | Dirección de viento | 0° | 90° | |
|---|---|---|---|---|
| | Ancho(mm) | Temperatura promedio de panel(°C) | Temperatura promedio de panel (°C) | Diferencia T0-T90 (°C) |
| Propuesta | 10 | 42.18 | 42.04 | 0.14 |
| | 13 | 42.10 | 41.81 | 0.29 |
| | 16 | 42.16 | 41.86 | 0.30 |
| | 20 | 42.06 | 41.83 | 0.23 |
| | 26 | 42.75 | 42.60 | 0.15 |
| | 30 | 43.18 | 43.08 | 0.10 |
| Referencia | 20 | 46.61 | 44.83 | 1.78 |
| Sin enfriamiento | NA | 73.10 | 74.67 | 1.57 |

En la Tabla 6 se presentan los resultados de temperatura de panel del análisis de variación de ancho de aleta, para dirección de viento de de 0° y 90° tomando como 0° el eje X, igualmente se observa la diferencia de temperatura entre la dirección de viento 0° y 90°, de donde se tiene que el panel de referencia con aletas rectangulares al variar la dirección de viento genera una diferencia de 1.78 °C. El panel sin sistema de enfriamiento tiene una variación de 1.57 °C y el modelo de enfriador propuesto de aleta hélice tiene una variación de temperatura en el rango de 0.1-0.3 °C, lo que es una mejora dado que el enfriamiento muestra una menor dependencia de la dirección de viento. Es decir, sin importar la dirección de viento podrá existir menor variación de temperatura, esta información está plasmada en la Figura 44 y Figura 45.

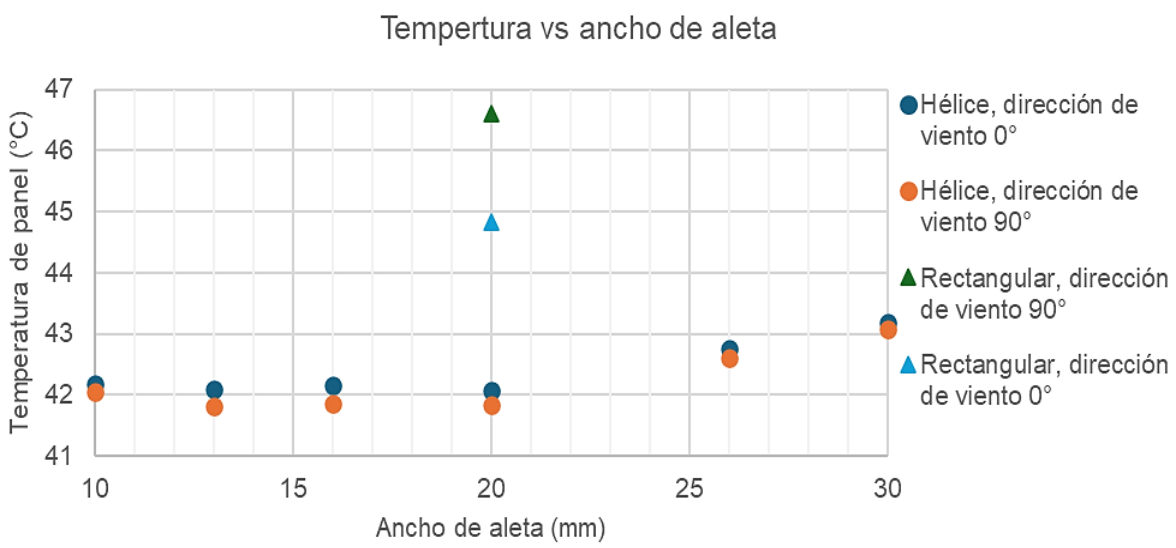



Figura 44. Temperatura de panel vs. ancho de aleta y dirección de aire.

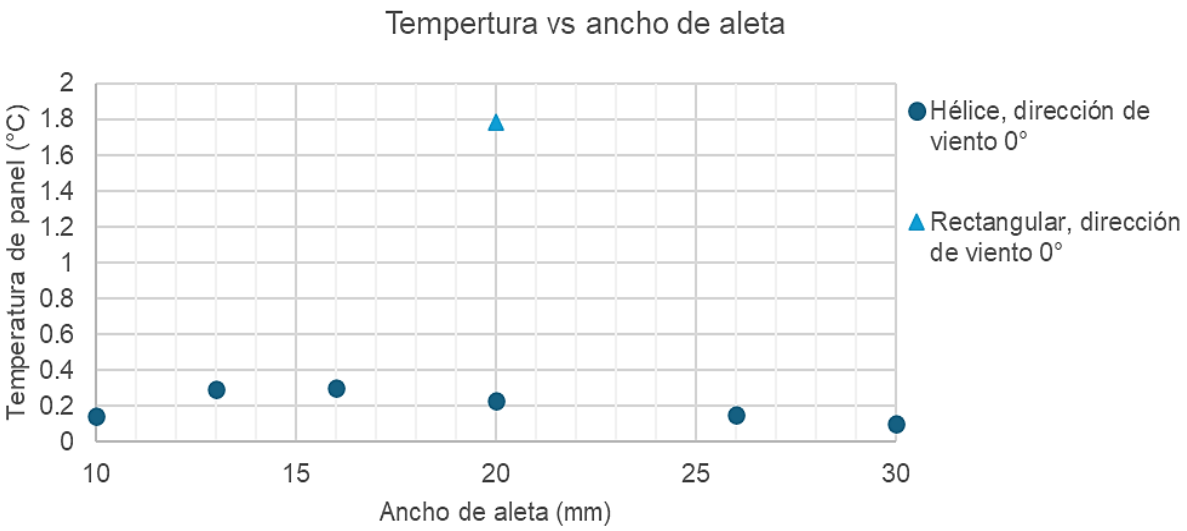



Figura 45. Diferencia de temperatura (T0°- 90°).

En la Figura 44 se observa que el modelo propuesto de aleta hélice proporciona un mejor enfriamiento que el modelo de referencia (aletas rectangulares) es decir existe una reducción de temperatura de 3 - 5 °C y adicionalmente en la Figura 45 se observa que el modelo propuesto de aletas hélice es más estable ante variación de

dirección de aire ya que tiene una variación menor a 0.3 °C a comparación del modelo de referencia con una variación de temperatura de 1.78 °C dependiendo de la dirección de viento.

De igual forma el efecto de la variación del ancho de aletas se observa en la Figura 45 ya que al incrementar el ancho de las aletas la temperatura del panel se incrementa lo que conllevaría a una reducción de eficiencia del panel, pero aún en este escenario el enfriador con aleta hélice  proporciona una mayor reducción de temperatura de panel.

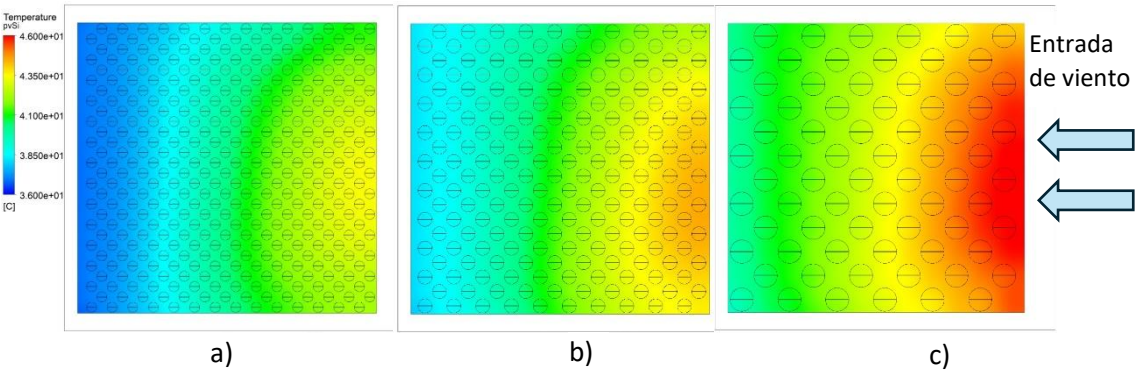



Figura 46. Resultados de simulación CFD para variación de ancho de aleta, a)ancho de aleta 10 mm, b)16 mm, c)26 mm.

En la Figura 46 se observa unos resultados de las simulaciones de algunas configuraciones 10,16 y 26 mm de ancho, se puede notar que el modelo de 26 mm tiene más zonas con temperaturas altas (45 °C-46 °C) y el modelo de 10 mm tiene más zonas con temperaturas frías (36 - 38 °C), adicionalmente se observa que en el modelo de ancho 26 mm se tiene una diferencia de temperatura entre entrada y salida de 6 °C, el modelo de ancho 16 mm una diferencia de 5 °C y el modelo de ancho 10 mm una diferencia de 5 °C.

### 2.7.2 Variación de longitud de aleta

A continuación, se analizó el efecto de la longitud de las aletas manteniendo constantes el ancho de aleta de 20 mm, offset de 40 mm y ángulo de rotación de 180°, solamente se incrementó la longitud, como se puede ver en la Figura 47.

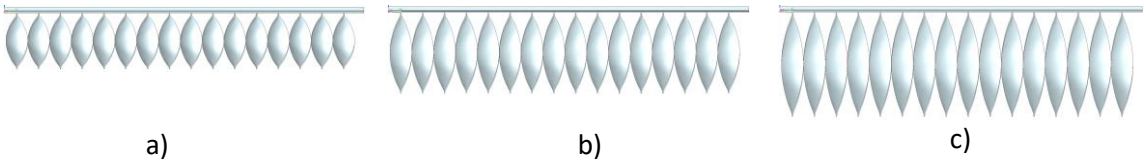



Figura 47. Ejemplos de aletas analizados variando su longitud, a)60 mm, b)80 mm, c)100 mm.

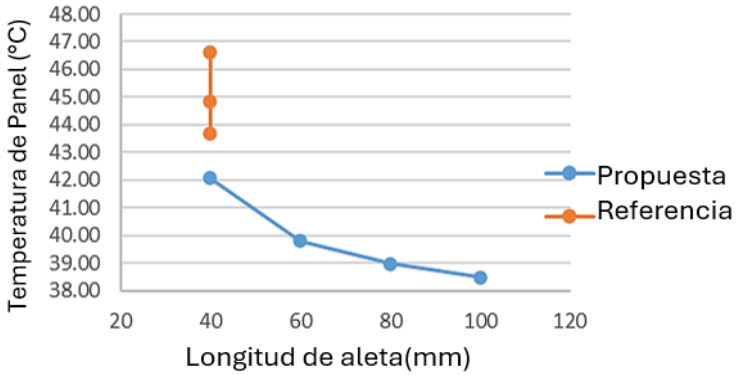



Figura 48. Temperatura de panel como resultado de la variación de longitud de aleta.

De la Figura 48 se identifica una mejora en la temperatura al incrementar la longitud de las aletas lo que sería un punto a favor, sin embargo, producirá un aumento en el peso al igual que el precio subirá por que requeriría más material.

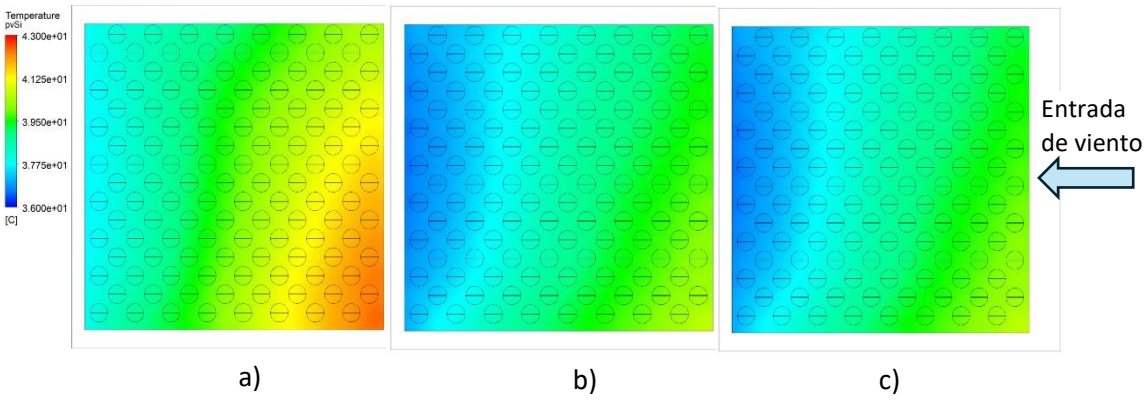



Figura 49. Perfiles de temperatura de paneles con sistemas de enfriamiento con distintas longitudes, a) longitud aleta 60 mm, b)longitud aleta 80 mm, c)longitud aleta 100 mm.

En la Figura 49 se observa que las aletas con mayor longitud proporcionan un mejor enfriamiento a los paneles en los cuales se encuentran instalados, se debe mencionar que este incremento en la longitud tendría como consecuencia un aumento en la cantidad de material y el peso del enfriador.

### 2.7.3 Variación de ángulo de giro de aleta

Se analizó el efecto de rotación de las aletas manteniendo constante su longitud, ancho y dirección de viento, se simularon 9 ángulos de torsión desde 0° hasta 360° como se presenta en la Tabla 7, en la Figura 50 se presentan solo 3 ejemplos representativos.

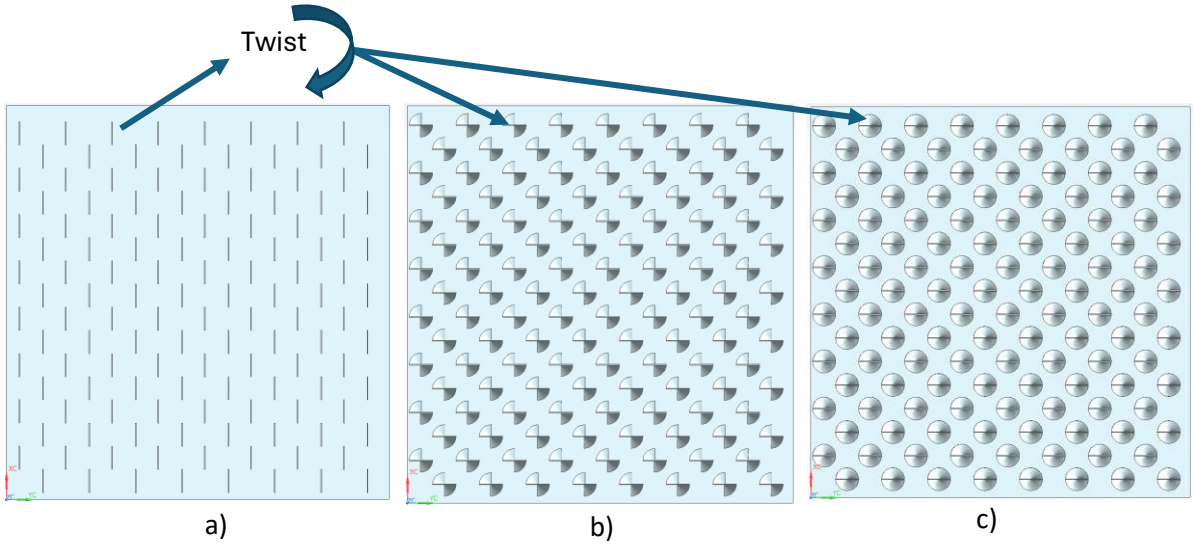
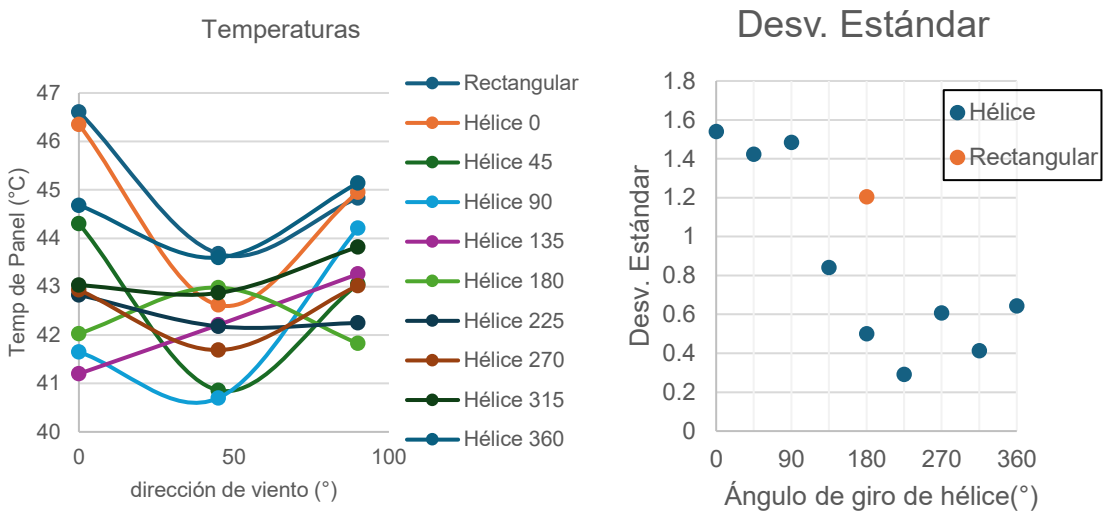



Figura 50. Ejemplos de variación de ángulo de rotación de aletas, a) Sin torsión, b)torsión de 90°, c)torsión de 180°.

Tabla 7. Temperatura de panel y su relación con la variación de ángulo de rotación de aletas y la dirección de viento.

| | Dirección de viento(°) | 0 | 45 | 90 | Promedio | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Ángulo de torsión (°) | Temperatura (°C) | Temperatura (°C) | Temperatura (°C) | Temperatura (°C) | Std dev |
| Propuesta | 0 | 46.35 | 42.62 | 44.95 | 44.64 | 1.541 |
| | 45 | 44.30 | 40.86 | 43.05 | 42.74 | 1.424 |
| | 90 | 41.65 | 40.70 | 44.21 | 42.19 | 1.484 |
| | 135 | 41.20 | 42.21 | 43.26 | 42.22 | 0.841 |
| | 180 | 42.03 | 42.98 | 41.83 | 42.28 | 0.500 |
| | 225 | 42.83 | 42.18 | 42.25 | 42.42 | 0.292 |
| | 270 | 42.93 | 41.69 | 43.02 | 42.55 | 0.608 |
| | 315 | 43.03 | 42.87 | 43.82 | 43.24 | 0.414 |
| | 360 | 44.68 | 43.60 | 45.14 | 44.47 | 0.643 |
| Rectangular | 180 | 46.61 | 43.68 | 44.83 | 45.04 | 1.205 |




a) b)

Figura 51. Resultados de variaciones de torsión, a) temperatura de panel vs. ángulo de hélice y dirección de aire, b) desviación estándar de temperatura de panel.

De la Figura 51a y Tabla 7 se observa la variación de temperatura de panel respecto a la dirección de viento y en la Figura 51b se tiene la desviación estándar resultado de la variación de dirección de viento, se puede identificar que en ángulos de torsión menores a 90 se tiene una mayor desviación estándar y en ángulos de torsión mayores a 90 se tiene menor desviación estándar, esto significa que a mayor ángulo de torsión se tiene una menor dependencia de la dirección de aire en la temperatura del panel lo que significa una mejora respecto al modelo de aletas rectangulares.

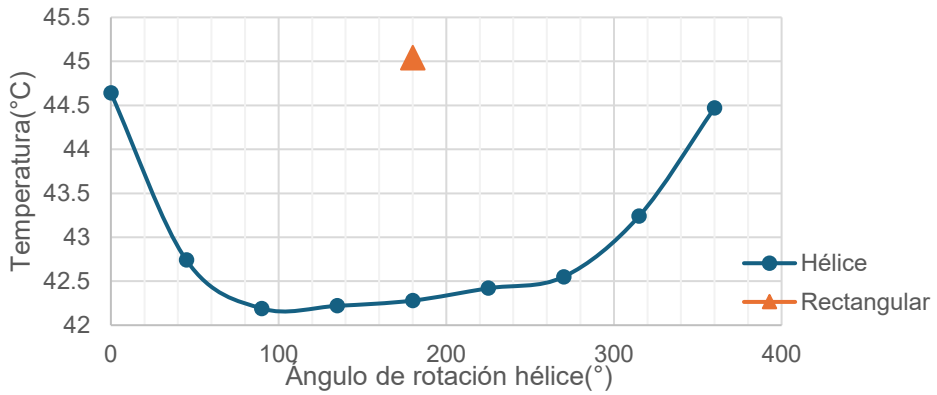



Figura 52. Variación de temperatura de panel en función del ángulo de torsión.

En la Figura 52 se presentan los valores promedio de temperatura para cada configuración de ángulo de torsión. Se calculó tomando el promedio de temperatura de panel en todas las direcciones (0°, 45° y 90°) para cada configuración, es decir para el ángulo de torsión de 0° se realiza el promedio de temperaturas de las 3 direcciones de viento, para el ángulo 45° se toma el promedio de temperatura del panel para las 3 direcciones de aire evaluadas (0°, 45° y 90°) y así sucesivamente para todos los ángulos de torsión evaluados en el rango 0-360°. Se observa de igual forma que existe un rango en el cual la temperatura del panel se mantiene más o menos mínimo este rango es 90-270° de rotación y por fuera de este rango la temperatura del panel es más alta por lo que el desempeño término sería mínimo, esto nos indica que la aleta seleccionada deberá tener aleta hélice  con un ángulo de 90-270°C para lograr un mejor desempeño.

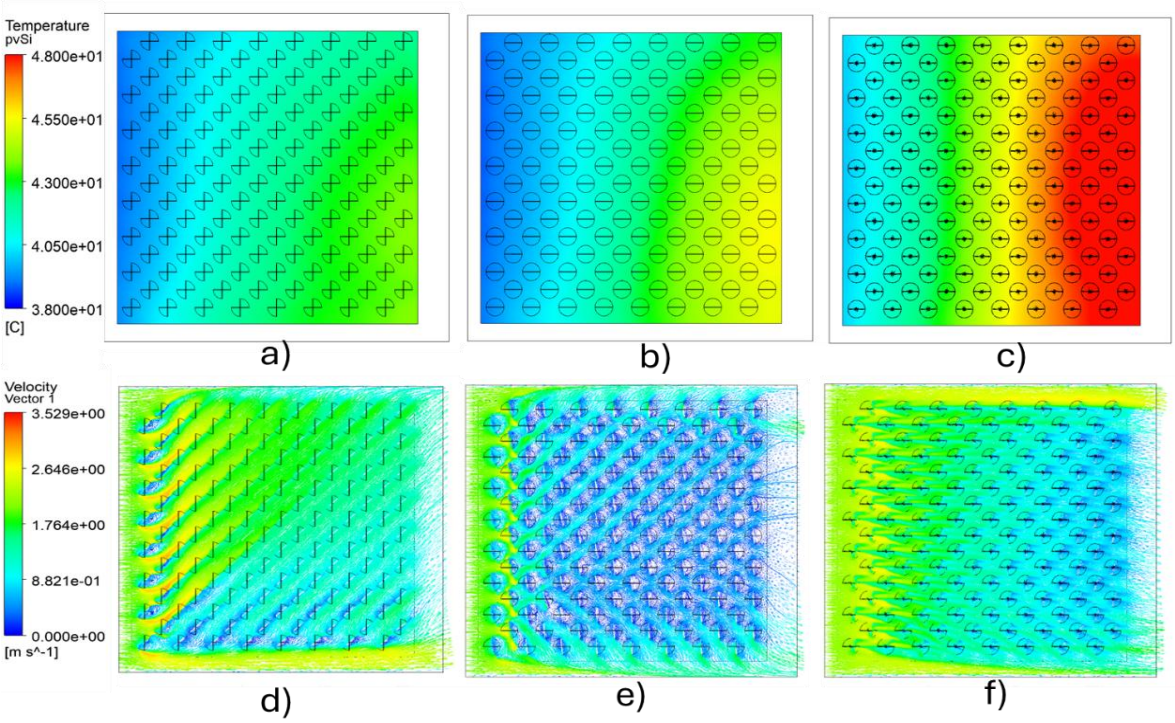
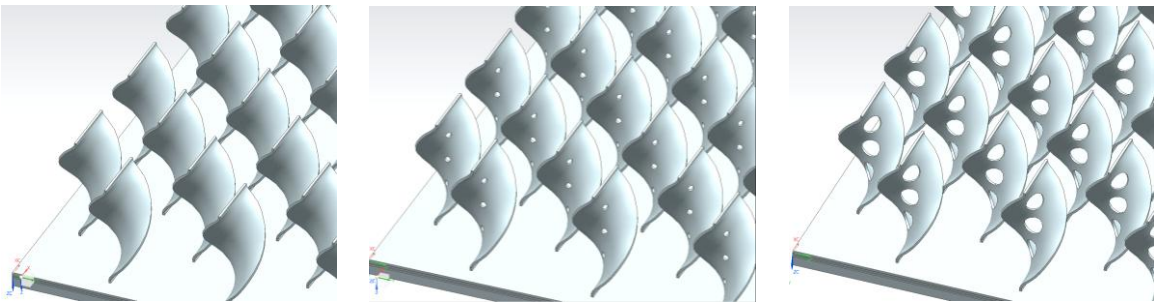



Figura 53. Perfiles de temperatura de algunos modelos simulados, a) temperatura para aleta 90°, b) temperatura para aleta 180°, c) temperatura para aleta 360°, d) líneas de flujo y vectores para aleta 90°, e) líneas de flujo y vectores para aleta 180°, f) líneas de flujo y vectores para aleta 360°,

En la Figura 53 se puede observar que para ángulos 90 y 180° de rotación el perfil de temperatura mejora ya que hay más zonas con temperaturas bajas (38-43°C) lo que indica un mejor desempeño térmico y por consiguiente mejor enfriamiento al panel solar. Adicionalmente para mayor claridad se tiene la Figura 103 en la sección de anexo que presenta la energía cinética de la turbulencia, donde es posible observar que las aletas curvas (Figura 103 (b)) tienen un comportamiento más uniforme que las aletas rectangulares (Figura 103 (a)), lo que implica que las aletas curvas tienen una mejor distribución de la energía cinética y, por lo tanto, una mejor distribución del enfriamiento. En las Figura 103 (c,d) se pueden observar diagramas vectoriales de velocidad; las aletas curvas (Figura 103 (d)) presentan más direcciones y mayor mezcla que las aletas rectangulares (Figura 103 (c)), lo que confirma una mejor distribución de la energía cinética en las aletas curvas.

### 2.7.4 Variación de diámetros de orificios

Se analizó el efecto de orificios en las aletas en la temperatura del panel (Figura 54), manteniendo constantes la longitud de 48 mm, ancho de aleta de 20 mm, offset de 40 mm, ángulo de rotación de 180° y dirección de viento 0°, esto debido a que entre la torsión de 90° y la torsión de 180° solamente hay una diferencia de temperatura de 0.5 °C como se observó en la Figura 52, eso significa que se encuentra en el rango de diseños con los mejores resultados, los orificios se colocaron en eje de torsión con un patrón lineal vertical con separación de 8.5 mm entre centros con él objetivo de que para el diámetro mayor de 6 mm puedan entrar 3 orificios en dirección vertical, la Tabla 8 presenta los resultados de las simulaciones tomando el promedio de las medidas de temperatura en la cara inferior del panel en la zona plana sobre el aluminio.



a) b) c)

Figura 54. Aletas con orificios, a) sin orificio, b) 2 mm, c) 6 mm.

Tabla 8. Temperatura de panel y su relación con diámetro de agujeros.

| Descripción | Agujeros por aleta | Area($mm^2$) | Temperatura de panel (°C) |
|---|---|---|---|
| Aleta helicoidal sin orificio | 0 | 326286.55 | 42.06 |
| Aleta helicoidal orificios 2 mm | 3 | 325587.56 | 42.08 |
| Aleta helicoidal orificios 4 mm | 3 | 320020.87 | 42.36 |
| Aleta helicoidal orificios 6mm | 3 | 309423.87 | 42.83 |
| Aleta Rectangular (0°) R1 | 0 | 326286.55 | 46.61 |
| Aleta Rectangular (45°) R2 | 0 | 326286.55 | 43.68 |
| Aleta Rectangular (90°) R3 | 0 | 326286.55 | 44.83 |

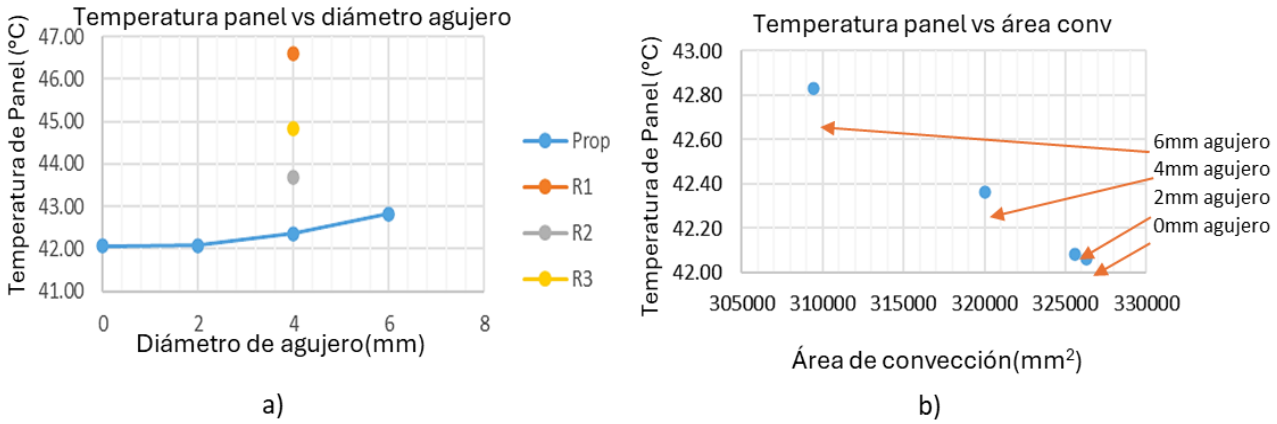



Figura 55. Efecto de agujeros, a) temperatura de panel vs. diámetros, b) temperatura de panel vs. área de convección.

De la Figura 55 y Tabla 8 se observa que mientras más grandes sean los orificios la temperatura del panel sube lo que implica un empeoramiento de la capacidad de enfriamiento del sistema, pero aunado a esto hay otra variable que está actuando y es que al incrementar el diámetro de los agujeros se está reduciendo el área de convección, esto lo podemos observar en la Figura 55b donde se observa la dependencia de temperatura de panel y el área de convección, al comparar los valores de temperatura respecto al enfriador de referencia (R1, R2, R3, correspondientes a ángulos de dirección de viento 0°, 45° y 90° respectivamente) se observa que el enfriador propuesto enfría en mayor medida al panel.

### 2.7.5 Variación de dirección de aire

En esta sección se presentan las simulaciones de temperatura y su relación con la dirección de entrada de aire al panel (Figura 56 vista inferior del sistema), manteniendo constantes la longitud de 40 mm, ancho de aleta de 20 mm, offset de 40 mm, ángulo de rotación de 180°.

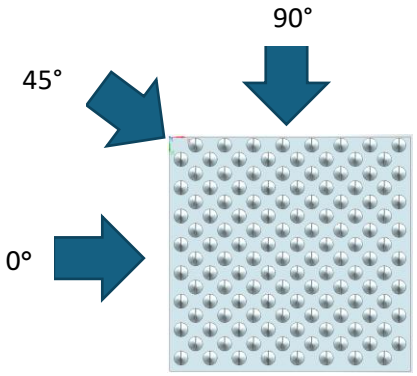



Figura 56. Cambios de dirección de aire, vista inferior del sistema.

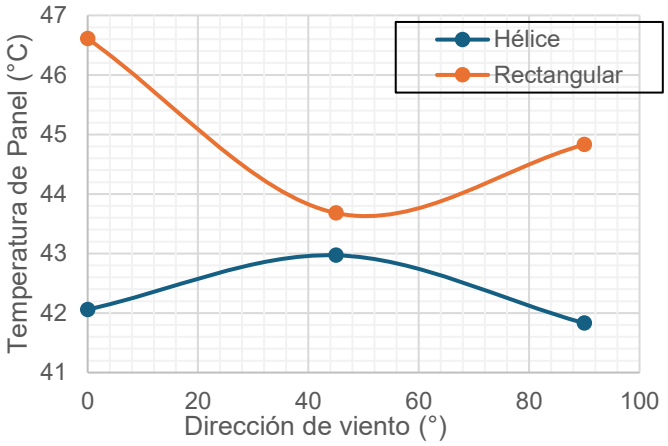
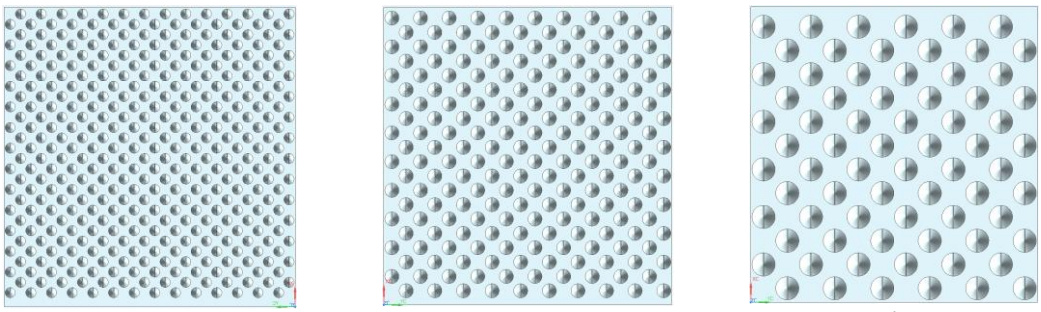



Figura 57. Temperatura de panel y su relación con la dirección de entrada de aire.

Se observa en la Figura 57 que, al cambiar la dirección de viento, hay una ligera variación de la temperatura del panel cuyo valor no sobrepasa el 1 °C en el modelo propuesto, sin embargo, en el modelo de enfriador de aletas rectangulares planas de referencia se tiene 2.32 °C de variación de temperatura del panel dependiendo de la dirección de viento.

### 2.7.6 Variación de área de convección

En esta sección se tienen los resultados de variar el área de convección de las aletas, en la Figura 58 se tienen ejemplos de modelos geométricos variando el área de convección.



a) b) c)

Figura 58. Ejemplos de variación de área de convección, a) 1.44x, b) 1x, c) 0.87x.

Tabla 9. Temperatura de panel con relación a la variación de área de convección.

| | Area Conv $mm^2$ | N veces área de referencia | Temperatura de panel (°C) |
|---|---|---|---|
| Aleta propuesta Hélice | 468540.97 | 1.44 | 39.94 |
| | 419020.84 | 1.29 | 40.48 |
| | 371815.19 | 1.14 | 41.15 |
| | 326286.55 | 1.00 | 42.06 |
| | 283377.99 | 0.87 | 42.92 |
| Aleta rectangular | 324210.59 | 1.00 | 45.72 |

De la Tabla 9 se observa que el incremento en el área de convección aumenta la capacidad de enfriamiento del sistema, donde “N veces referencia” se obtiene de dividir el área de convección propuesto respecto al área de convección del modelo de referencia de aletas rectangulares planas.

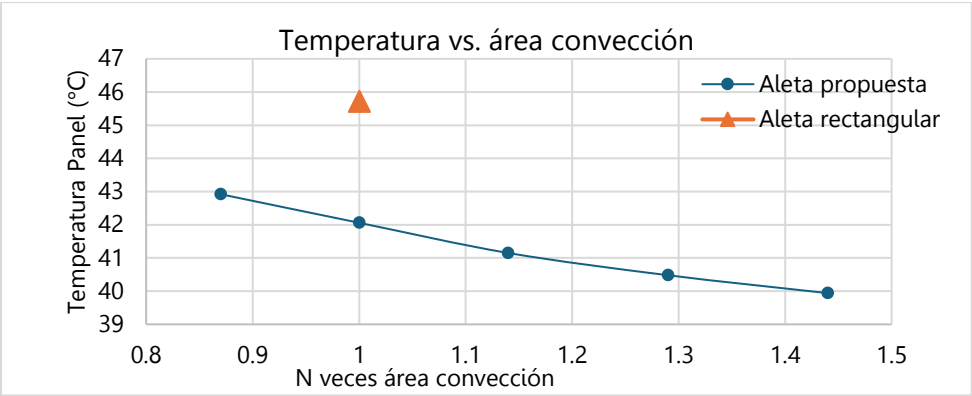



Figura 59. Temperatura de panel y su relación con el área de convección de las aletas.

En la Figura 59, se observa que al incrementar el área de convección se reduce la temperatura del panel y aun en el caso en el que el área del modelo propuesto es igual al modelo de referencia (1X), el modelo propuesto de aletas hélice muestra un mejor enfriamiento con 4.5 °C menos.

2.7.7 Selección de modelo propuesto y comparación con aletas rectangular y sin sistema de enfriamiento-Justificación:

De la información presentada en la sección 2.71-2.76, se selecciona la configuración más estable y con mejor rendimiento térmico con la finalidad de manufacturar:

1. Ancho de la Aleta: 10 mm

- Según la Figura 43, reducir el ancho de la aleta mejora la temperatura del panel.
- Además, se incrementa la independencia del rendimiento térmico respecto a la dirección del viento.
- Esta configuración también favorece la manufactura por su simplicidad.

2. Longitud de la Aleta: 40 mm
    - Se selecciona esta longitud para permitir una comparación directa con un modelo de referencia (enfriador de aletas rectangulares).
    - Mantener la misma longitud asegura que se utilice una cantidad equivalente de aluminio, evitando un impacto en el costo del material.
3. Ángulo de Torsión: 90°
    - De acuerdo con la Figura 50, este ángulo reduce la desviación estándar de la temperatura frente a variaciones en la dirección del viento.
    - La Figura 51 confirma que el rango óptimo de respuesta térmica se encuentra entre 90° y 270°, siendo 90° un punto ideal.

4. Sin Agujeros en las Aletas
    - La Figura 54 muestra que eliminar los agujeros mejora el desempeño térmico.
    - Además, la Figura 56 indica que esta configuración presenta una variación de temperatura menor al 1%.
5. Comparación con Modelos de Referencia
    - La Tabla 10 presenta los parámetros geométricos de los tres paneles utilizados en pruebas experimentales.
    - Esta comparación incluye modelos con aletas rectangulares y sin sistema de enfriamiento, lo que permite validar la efectividad del diseño propuesto.

Se tiene la Tabla 10 donde se observan los parámetros geométricos de los 3 paneles que se implementaron para pruebas experimentales.

Tabla 10. Comparativa de parámetros de diseño de modelo propuesto-modelo aletas rectangulares planas-modelo sin sistema de enfriamiento.

| Geometría | Aletas rectangulares | Aletas hélice |
|---|---|---|
| Ancho de aleta (mm) | 20 | 10 |
| Longitud de aleta (mm) | 40 | 40 |
| Ángulo de rotación de aleta (°) | 0 | 90 |
| Diámetro de agujero (mm) | 0 | 0 |
| Área de convección ($mm^2$) | 324211 | 324211 |

## 2.8. Simulación en estado transitorio mediante cuadripolos térmicos

Dado que se ha seleccionado el modelo con mejor rendimiento térmico entre las propuestas, se realizaron simulaciones en estado transitorio mediante cuadripolos térmicos con la finalidad de reforzar los resultados de simulaciones CFD y , para compararlo contra aletas rectangulares y sin enfriamiento, esto debido a que es un método practico, rápido y confiable para simular fenómenos de intercambio de calor, en nuestro caso evaluaremos el perfil de variables ambientales durante un día, estas variables ambientales son irradiancia solar, temperatura ambiente, velocidad de viento y dirección de viento, para esto se modelaron mediante software CAD 3 paneles (uno sin enfriamiento, otro con enfriador de aletas rectangulares y otro con aletas hélice ) se usaron las dimensiones de paneles solares con los que se cuenta en el laboratorio de energía del CICY y de la facultad de ingeniería de la UADY; los espesores y propiedades estandarizadas de modelos de celdas solares son los que se presentaron en la Tabla 4. En la Figura 60 se expone una descripción de las particularidades de los modelos:

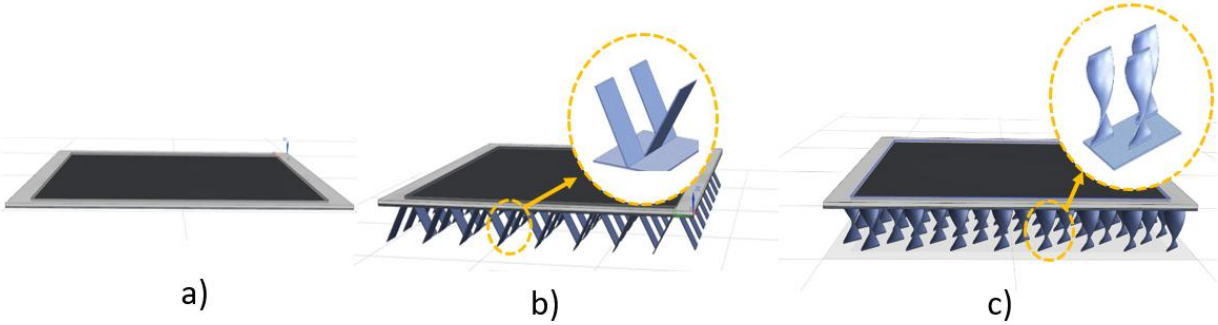



Figura 60. Modelos CAD, a) Sin enfriador, b) aleta rectangular, c) aleta hélice.

-Modelo sin enfriador: modelo que consiste en el panel solamente sin ningún tipo de enfriamiento.

-Modelo aleta rectangular: Modelo de aluminio con un patrón de aletas rectangulares en disposición angular (Figura 61).

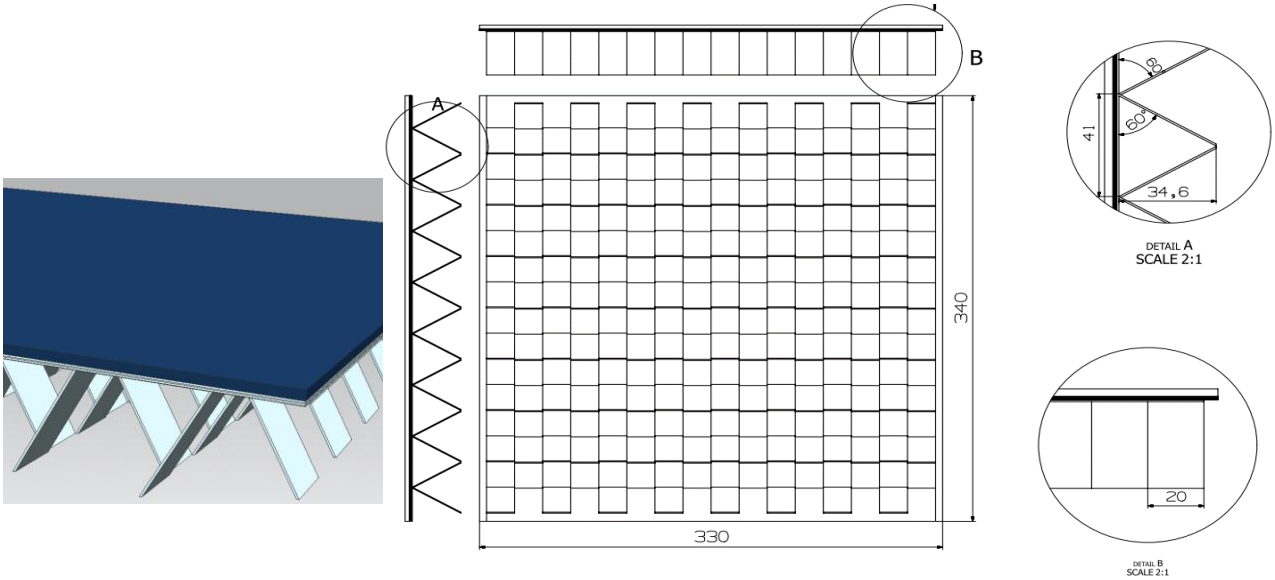



Figura 61. Disposición geométrica modelo aleta rectangular.

-Modelo aleta hélice 0: Modelo de aleta hélice a 90° de rotación que se adhiere directamente al panel solar (Figura 62).

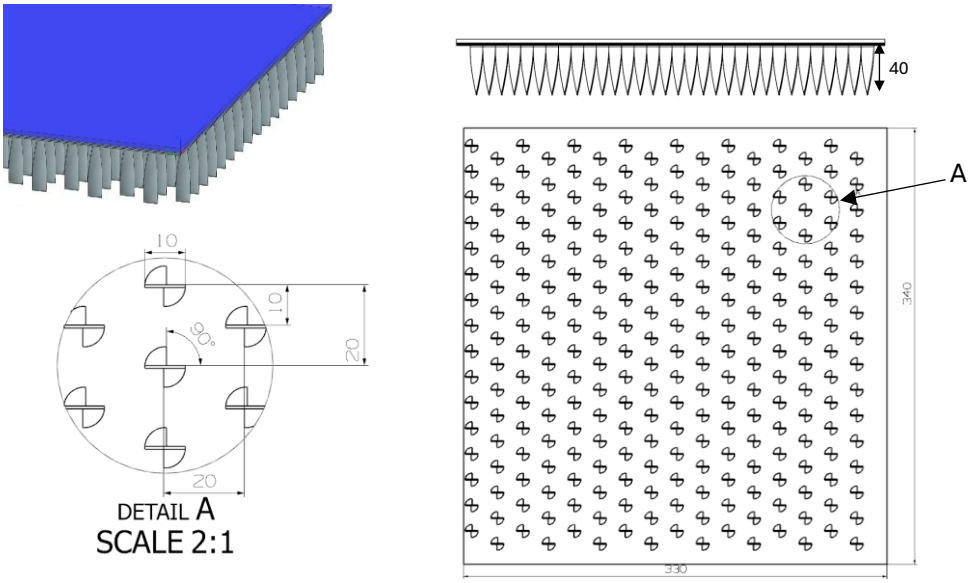



Figura 62. Disposición geométrica aleta hélice.

En la Figura 63, se observa la metodología usada para el presente análisis, se realiza un estudio mixto CFD y cuadripolos, la primera etapa corresponde a simulaciones CFD para calcular coeficientes de convección teniendo el panel solar inclinado a 21° dado que es la latitud correspondiente en Mérida Yucatán, se procede a calibrar el modelo de cuadripolos en estado estacionario y por último se aplica el modelado de cuadripolos en estado transitorio durante el periodo y en condiciones ambientales medidas cada minuto.

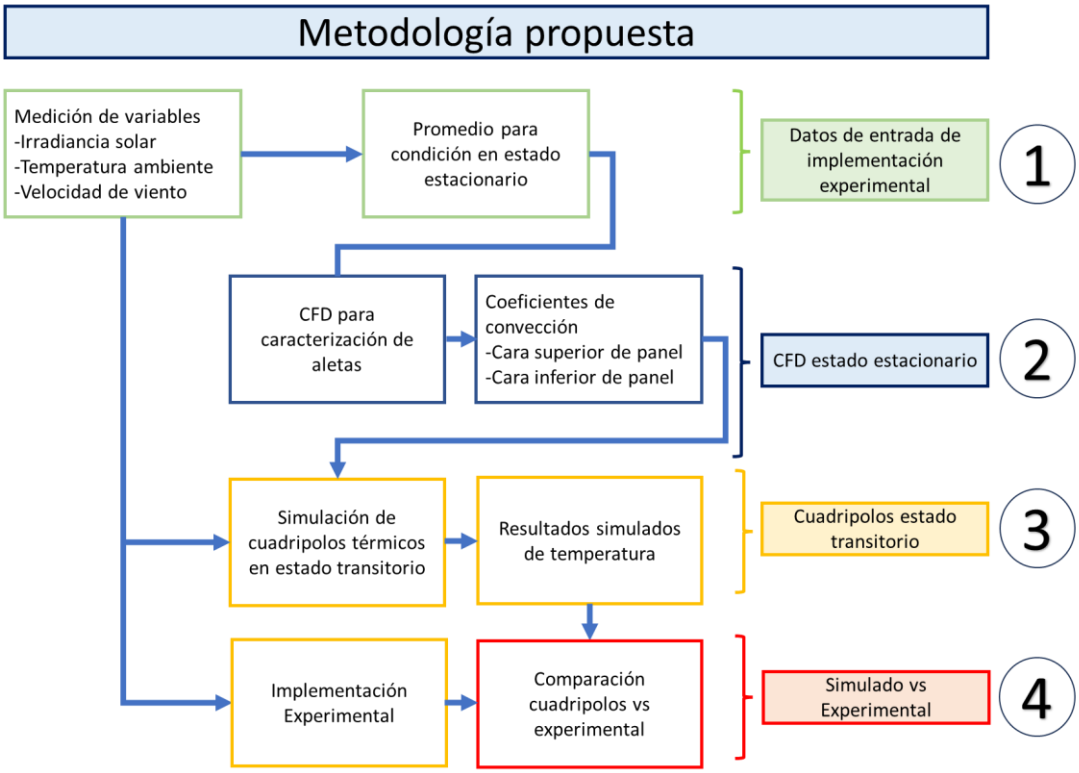



Figura 63. Metodología de estudio mediante cuadripolos.

Mediante CFD se realizaron simulaciones a distintas velocidades de aire (Figura 64) y como resultados se tienen valores de coeficientes de convección para cada diseño de enfriamiento a velocidades de 2, 5, y 10 m/s. Es importante mencionar que son dos coeficientes de convección: uno correspondiente al lado vidrio y otro correspondiente al lado aletas como se puede observar en la Figura 65.

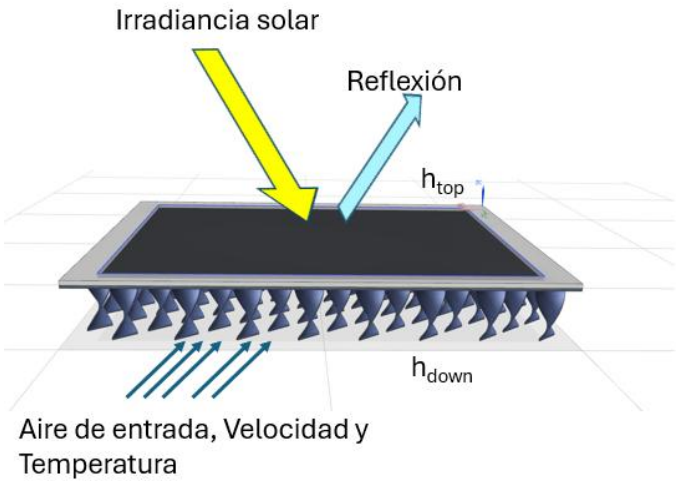



Figura 64. Configuración del sistema.

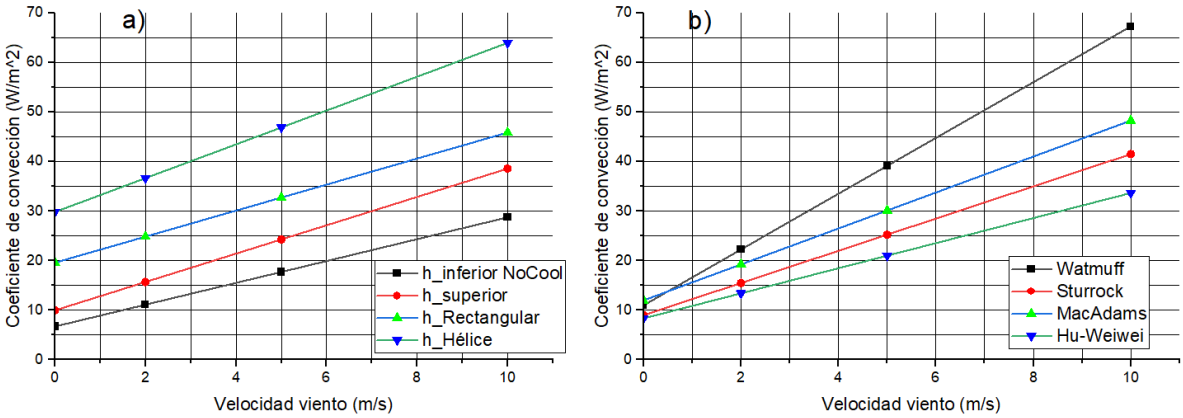



Figura 65. Coeficientes de convección en función de velocidad de aire, a) simulado, b) literatura.

La Tabla 11 presenta el cociente entre los valores de coeficiente obtenidos mediante simulación entre los valores obtenidos de la literatura actual [47–49] para observar el porcentaje de aproximación en cada uno de los modelos de literatura.

Tabla 11. Comparativa simulación vs. literatura de coeficientes de convección de paneles solares.

| Velocidad de viento m/s | (Sim)/(Watmuff) | (Sim)/(Sturrock) | (Sim)/(MacAdams) | (Sim)/(Hu) |
|---|---|---|---|---|
| 0 | 3.3 | 0.8 | 0.9 | 0.7 |
| 2 | 1.6 | 0.6 | 0.9 | 0.7 |
| 5 | 1.2 | 0.5 | 0.8 | 0.7 |
| 8 | 1.1 | 0.5 | 0.8 | 0.7 |
| 10 | 1.1 | 0.5 | 0.8 | 0.7 |

De la Figura 65 y Tabla 11 se observa que los resultados obtenidos mediante simulación del modelo de panel sin enfriamiento $k_{superior}$ y $k_{inferior}$ se aproximan mejor a los modelos MacAdams y Hu-Weiwei con factores de 0.9,0.8 y 0.7 y en menor aproximación a Watmuff y Sturrock con factores de 1.1 y 0.8 en el mejor escenario y en el peor 3.3 y 0.5, lo que indica que nuestras simulaciones tienen validez y con valores cercanos a los obtenidos por MacAdams y Hu Weiwei, es importante mencionar lo siguiente respecto a los modelos de literatura:

- Watmuff et al.: Su modelo es empírico y fue desarrollado específicamente para estimar la convección en paneles solares bajo condiciones exteriores. Utiliza parámetros ajustados a partir de datos experimentales.
- Sturrock: También se basa en correlaciones empíricas obtenidas de experimentos, especialmente en condiciones de convección natural y forzada.
- McAdams: Su obra es una de las referencias clásicas en transferencia de calor. Las correlaciones que presenta son empíricas, derivadas de una gran cantidad de datos experimentales recopilados en diversas configuraciones.
- Hu-Weiwei: Aunque más reciente, su modelo también se basa en correlaciones empíricas, pero puede incorporar elementos numéricos o simulaciones CFD para validar o extender los resultados experimentales.

Lo anterior demuestra una correcta estimación de los modelos simulados dado que son comparables con modelos de literatura obtenidos de datos reales.

## 2.9 Modelo de simulación mediante cuadripolos con una capa

Para el panel solar con el que se cuenta en laboratorio se realiza el modelado mediante cuadripolos térmicos. En la Figura 66 se observan las condiciones de frontera, así como la representación en red de impedancias del modelo.

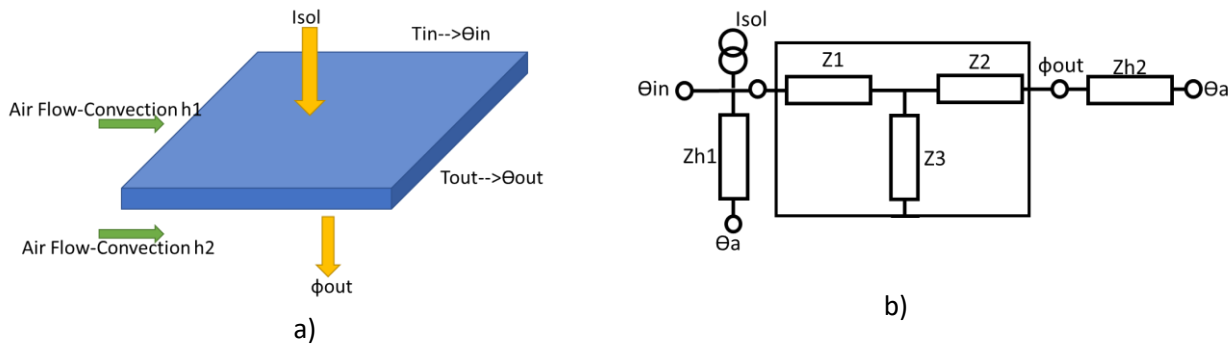



Figura 66. Condiciones de frontera de panel solar y representación en red.

Se presenta la notación matricial del modelo de cuadripolos:

$$\begin{bmatrix} \theta in \\ Isol - \left( \dfrac{\theta in - \theta a}{Zh1} \right) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a & b \\ c & d \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta out \\ \dfrac{\theta out - \theta a}{Zh2} \end{bmatrix} \tag{32}$$

Donde la solución obtenida de la inversión del dominio de Laplace a dominio espacial viene dado por las expresiones presentadas en la sección 1.1 Modelado mediante cuadripolos térmicos, por lo que de la expresión 32 se desprenden las siguientes dos ecuaciones en el dominio de la frecuencia:

$$\theta in = a\ \theta out + \frac{b\ (\theta out - \theta a)}{Zh2} \tag{33}$$

$$Isol - \frac{\theta in - \theta a}{Zh1} = c\ \theta out + \frac{d\ (\theta out - \theta a)}{Zh2} \tag{34}$$

Dado que el objetivo de esta sección es el cálculo de la temperatura superficial de la celda, las ecuaciones 33 y 34 se resuelve en el dominio de la frecuencia para $\Theta_{in}$

y $\Theta_{out}$ en función de la irradiancia de entrada (Isol) y la temperatura ambiente ($\Theta a$) por lo que se tiene la siguiente expresión:

$$\theta_{in} = K_1 \cdot I_{sol} + K_2 \cdot \theta_{\alpha} \tag{35}$$

Donde:

$$K_1 = \frac{Z_{h1}(Z_{h2}a+b)}{Z_{h1}Z_{h2}c+Z_{h1}d+Z_{h2}a+b} \tag{36}$$

$$K_2 = \frac{Z_{h1}\cdot a\cdot d-Z_{h1}\cdot b\cdot c+Z_{h2}\cdot a+b}{Z_{h1}\cdot Z_{h2}\cdot c+Z_{h1}\cdot d+Z_{h2}\cdot a+b} \tag{37}$$

$$\mathrm{Z}_{h1} = \frac{1}{\mathrm{h}_1 * \mathrm{S}}, \quad \mathrm{Z}_{h2} = \frac{1}{\mathrm{h}_2 * \mathrm{S}} \tag{38}$$

## 2.10 Calibración de modelo cuadripolos térmicos 1 capa

Se procede a comparar este método teórico comparándolo con los resultados numéricos obtenidos mediante CFD en la Figura 67 se observan los resultados de implementar el método de cuadripolos y comparar los resultados de medición de temperatura con los modelos CFD:

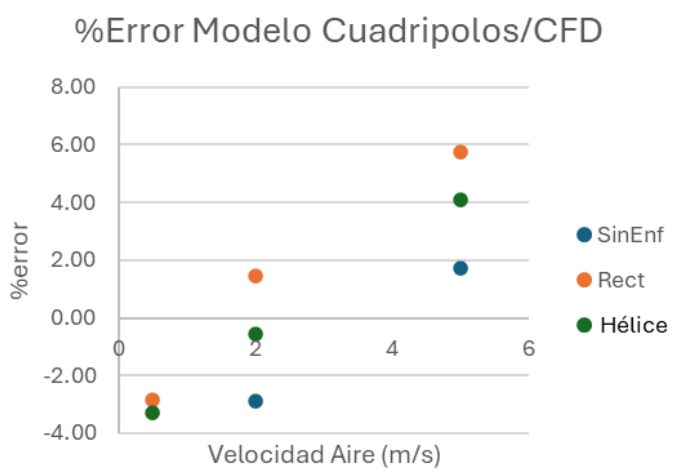



Figura 67. Error relativo de modelo de cuadripolos vs. CFD.

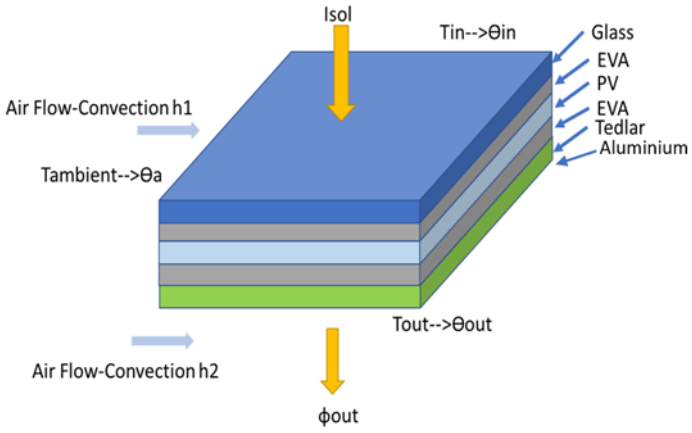
De lo que se puede observar una adecuada correlación entre la simulación CFD y el modelo de cuadripolos con la ventaja de rapidez y con la posibilidad de evaluar

en distintas condiciones climáticas de irradiancia de flujo de aire y solo se sacrifica un 6% de error.

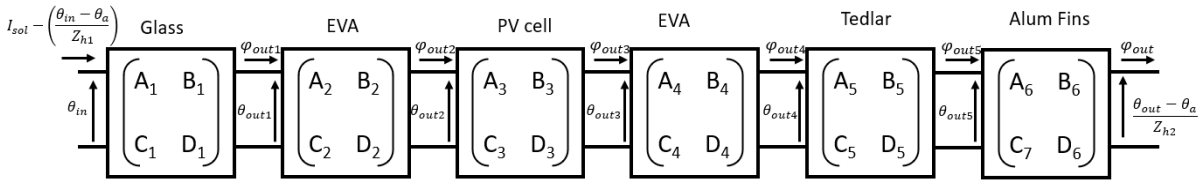
## 2.11 Modelo de cuadripolos térmicos 6 capas

Esta sección presenta un modelo térmico (Figura 68) de seis capas (vidrio, EVA, celda fotovoltaica, EVA, Tedlar, aletas de aluminio) para realizar simulaciones dependientes del tiempo en paneles solares, en la que se consideran los siguientes aspectos:

a) Modelo físico unidimensional (1D) en estado transitorio.
b) No se considera transporte en la dirección del plano de las capas, lo cual constituye una aproximación que requiere ajustes menores en el modelo final para representar adecuadamente los perfiles de temperatura, como se muestra en la Sección 3.3, en la caracterización del error simulado vs. medido.
c) En ausencia de resistencia de contacto entre las capas, como en el presente caso, se consideran despreciables las pérdidas en las interfaces de contacto, ya que los principales factores limitantes son los parámetros de conductividad térmica de las capas evaluadas en el sistema fotovoltaico.




a)




b)

Figura 68. a) capas de modelo de cuadripolos, y b) diagrama de impedancias.

Cada capa del sistema fotovoltaico se aproxima a un material sólido homogéneo con espesor e, conductividad térmica $\lambda$, y difusividad térmica $\alpha$. Para una dirección, la transferencia de calor se puede escribir $T(x,t)$ donde $x$ es la coordenada perpendicular a la cara de transferencia de calor asumiendo que la temperatura inicial de las paredes es $T_0$, donde la temperatura (T) es la solución de la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a}\frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{with } T = T_0 \text{ for } t = 0 \tag{39}$$

El flujo de calor $\Phi$ en cualquier coordenada $x$ dentro de la capa con un área de sección transversal S se describe mediante:

$$\Phi = -\lambda\, S\, \frac{\partial T}{\partial x} \tag{40}$$

La transformada de Laplace del flujo y la temperatura se describe mediante:

$$\theta(\mathrm{x},\mathrm{p}) = \int_0^\infty T(x,t)e^{-p\,t}dt \tag{41}$$

$$\phi(\mathrm{x},\mathrm{p}) = \int_0^\infty T\Phi(x,t)e^{-p\,t}dt \tag{42}$$

Las ecuaciones de cuadripolos se presentan en forma de matriz para cada capa [25]:

$$\begin{bmatrix} \theta_{in} \\ I_{sol} - \left(\frac{\theta_{in}-\theta_a}{Z_{h1}}\right) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{out1} \\ \varphi_{out1} \end{bmatrix} \quad \text{Capa 1-Vidrio} \tag{43}$$

$$\begin{bmatrix}\theta_{out1}\\ \varphi_{out1}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A_2 & B_2\\ C_2 & D_2\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\theta_{out2}\\ \varphi_{out2}\end{bmatrix} \qquad \text{Capa 2-EVA} \qquad (44)$$

$$\begin{bmatrix}\theta_{out2}\\ \varphi_{out2}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A_3 & B_3\\ C_3 & D_3\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\theta_{out3}\\ \varphi_{out3}\end{bmatrix} \qquad \text{Capa 3-PV celda} \qquad (45)$$

$$\begin{bmatrix}\theta_{out3}\\ \varphi_{out3}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A_4 & B_4\\ C_4 & D_4\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\theta_{out4}\\ \varphi_{out4}\end{bmatrix} \qquad \text{Capa 4-EVA} \qquad (46)$$

$$\begin{bmatrix}\theta_{out4}\\ \varphi_{out4}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A_5 & B_5\\ C_5 & D_5\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\theta_{out5}\\ \varphi_{out5}\end{bmatrix} \qquad \text{Capa 5-Tedlar} \qquad (47)$$

$$\begin{bmatrix}\theta_{out5}\\ \varphi_{out5}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A_6 & B_6\\ C_6 & D_6\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\theta_{out}\\ \frac{\theta_{out}-\theta_a}{Z_{h2}}\end{bmatrix} \qquad \text{Capa 6-Aletas} \qquad (48)$$

$$A_i = D_i = \cosh\,(k_i e_i)$$

$$B_i = \frac{1}{\lambda_i k_i S_i}\sinh\,(k_i e_i)$$

$$C_i = \lambda_i k_i S_i \sinh\,(k_i e_i)$$

$$k_i = \sqrt{p/a_i}$$

donde $e_i$ corresponde al espesor de la capa i, $a_i$ la difusividad térmica de la cápa i, $Z_{h1}$ y $Z_{h2}$ los coeficientes de la cara superior e inferior respectivamente. $I_{sol}$ la irradiancia solar, $\theta_{in}$ la temperatura de la cara superior del vidrio, $\varphi_{out_i}$ el flujo de calor en la capa i , $\theta_{out}$ la temperatura de la cara inferior de panel, $p$ el parámetro de Laplace, $\theta_a$ la temperatura ambiente.

Realizando operaciones secuenciales por capas, obtenemos la siguiente expresión (Eq. 48):

$$\begin{bmatrix}\theta_{in}\\ I_{sol}-\left(\frac{\theta_{in}-\theta_a}{Z_{h1}}\right)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A_1 & B_1\\ C_1 & D_1\end{bmatrix}\begin{bmatrix}A_2 & B_2\\ C_2 & D_2\end{bmatrix}\begin{bmatrix}A_3 & B_3\\ C_3 & D_3\end{bmatrix}\begin{bmatrix}A_4 & B_4\\ C_4 & D_4\end{bmatrix}\begin{bmatrix}A_5 & B_5\\ C_5 & D_5\end{bmatrix}\begin{bmatrix}A_6 & B_6\\ C_6 & D_6\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\theta_{out}\\ \frac{\theta_{out}-\theta_a}{Z_{h2}}\end{bmatrix} \qquad (49)$$

A partir de la ecuación 49, derivamos dos componentes de la ecuación de la matriz resolviendo y utilizando los parámetros de conductividad y difusividad para cada material respectivamente [15,50,51]. Se puede conocer la temperatura superficial

del vidrio ($\theta_{in}$) y la temperatura externa de la capa de aluminio correspondiente a las aletas ($\theta_{out}$), al resolver $\theta_{out}$ (Temperatura de la capa de aluminio) y $\theta_{in}$ (Temperatura del vidrio), expresando la solución en función de las entradas que en este caso son la irradiación solar; la temperatura ambiente correspondiente a los términos $I_{sol}$ y $\theta_a$, además y los parámetros $C_1$ y $C_2$ que dependen de la configuración geométrica y de los parámetros físicos de cada capa que incluyen el coeficiente convectivo de transferencia de calor:

$$\theta_{out} = \frac{C_1\, I_{sol} + C_2\, \theta_a}{C_3} \tag{50}$$

Los valores de los parámetros C1, C2 y C3 (Ecuación 50) se muestran en el Apéndice A.

El algoritmo Stehfest se utiliza para el cálculo de la temperatura en el dominio del tiempo, donde:

$$f(t) = \frac{\ln(2)}{t} \sum_{i=1}^{n} v_i F(i \ln(2)/t) \tag{51}$$

Los coeficientes $v_i$ son:

$$v_1 = \frac{1}{12}, v_2 = -\frac{385}{12}, v_3 = 1279, v_4 = -46871/3, v_5 = 505465/6, v_6 = -473915/2, v_7 = 1127735/3, v_8 = -1020215/3, v_9 = 328125/2, v_{10} = -65625/2$$

## 2.12 Calibración modelo CFD vs. cuadripolos térmicos 6 capas

Se realizaron simulaciones CFD y simulaciones mediante cuadripolos con 6 capas y se realiza la calibración de modelo de cuadripolos vs. CFD. En la Tabla 12 se observa los valores obtenidos.

Tabla 12. Porcentaje error cuadripolos 6 capas vs. CFD.

| | Temperatura (°C) | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **CFD** | | | **Quadripolo** | | | **Error %** | | |
| Vair (m/s) | Sin aletas | Rectangular | Hélice | Sin aletas | Rectangular | Hélice | Sin aletas | Rectangular | Hélice |
| 0.5 | 170.0 | 89.0 | 79.0 | 172.4 | 89.7 | 79.7 | 1.4 | 0.8 | 0.9 |
| 2.0 | 56.7 | 48.7 | 45.6 | 56.2 | 50.1 | 45.3 | -1.0 | 2.9 | -0.7 |
| 5.0 | 40.7 | 38.8 | 37.2 | 39.8 | 39.7 | 36.7 | -2.0 | 2.4 | -1.6 |

De lo anteriormente planteado en la Tabla 12 es posible observar que el modelado térmico mediante cuadripolos es un alternativa rápida y confiable para simulación de enfriamiento de paneles solares dado que el error entre los modelos CFD y cuadripolos solamente tiene una discrepancia de un 3% como valor máximo en el rango de velocidades 0.5 m/s a 5 m/s con la ventaja de reducción de capacidad de cómputo y tiempo de evaluación(Figura 69) de igual forma este modelo de 5 capas tiene un error menor que el modelo de 1 capa(3% vs. 6%). Al no idealizar, el modelo CFD puede capturar con mayor detalle fenómenos como turbulencia, gradientes térmicos locales y efectos de borde.

Esto podría reducir el error absoluto respecto a mediciones experimentales, pero no necesariamente respecto al modelo de cuadripolos si este ya está bien calibrado. sin embargo, modelos no idealizados requieren mallas más finas, tiempos de simulación más largos y mayor capacidad de procesamiento, esto puede hacer que el modelo sea menos práctico para simulaciones, adicionalmente si el modelo CFD se vuelve más preciso, la discrepancia con el modelo de cuadripolos podría aumentar ligeramente si este último no se ajusta, por ejemplo, el error podría pasar de 3% a 5% o más, dependiendo de qué tan detallado sea el CFD y qué tan simplificado sea el modelo de cuadripolos, adicionalmente el modelo de 5 capas seguiría siendo más preciso que el de 1 capa, pero la diferencia de error podría variar si el CFD se vuelve más detallado y es posible que el modelo de 1 capa se vea más afectado por la falta de idealización, aumentando su error relativo, en la

sección 3.1 se presenta una validación de simulación CFD con pruebas experimentales.

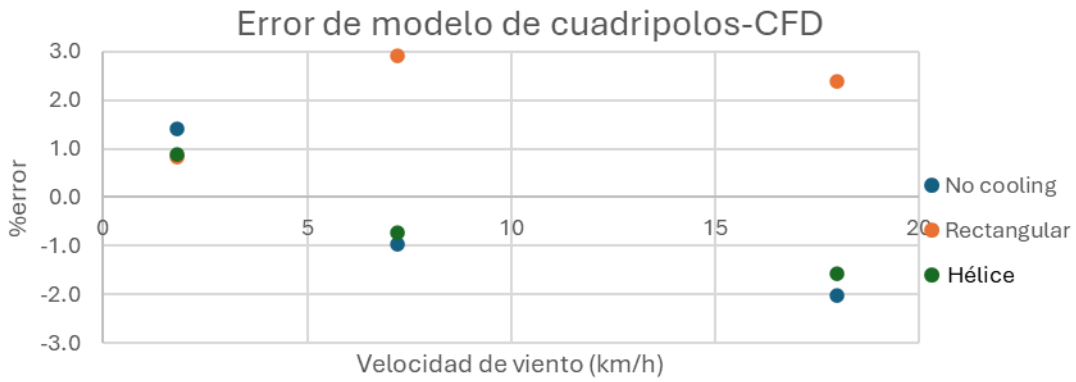



Figura 69. Porcentaje de error modelo CFD vs. Cuadripolos.

## 2.13 Construcción experimental

### Manufactura de sistemas de enfriamiento

Se implementaron 2 modelos de enfriadores y un panel sin enfriamiento que se ha seleccionado en la Tabla 10 usando lámina de aluminio calibre 22, por lo que para su manufactura e instrumentación se realizó en 4 etapas (Figura 70):

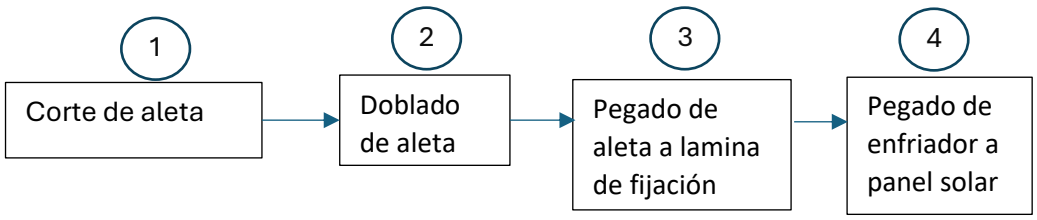



Figura 70. Etapas en la manufactura de enfriadores.

Etapa 1. Corte de aleta: en esta sección se corta el perfil de que para el modelo hélice con aletas de ancho 10 mm y largo 40 mm.

Etapa 2. Doblado de aleta: en esta sección se dobla las aletas para tener una base plana de fijación en la cual se aplica pegamento en la etapa 3 para poder adherirse a la lámina de aluminio de fijación.

Etapa 3. Pegado de aleta a placa de fijación: en esta etapa se usa resina epóxica con carga de acero que se coloca entre la placa fija de aluminio y las aletas mediante una prensa, posteriormente una vez secada las aletas 24hr se procede a darles forma de hélice para el ángulo requerido (Figura 71).

a) b) c)

Figura 71. Detalle de pegado de aletas a placa fija, a)placa fijadora, b)prensa, c)aleta pegada.

Etapa 4. Pegado de placa fijadora con aletas a panel, en este proceso se usa pasta térmica comúnmente usada para adherir microprocesadores en placas madre de computadoras, se coloca una capa uniforme y delgada de pasta en la lámina y en la parte posterior del panel para posteriormente adherirlos de forma mecánica y se coloca en las estructuras de montaje orientadas a 21° de pendiente dado que en la zona en la que se implementó se encuentra en la latitud 21° (Figura 72).

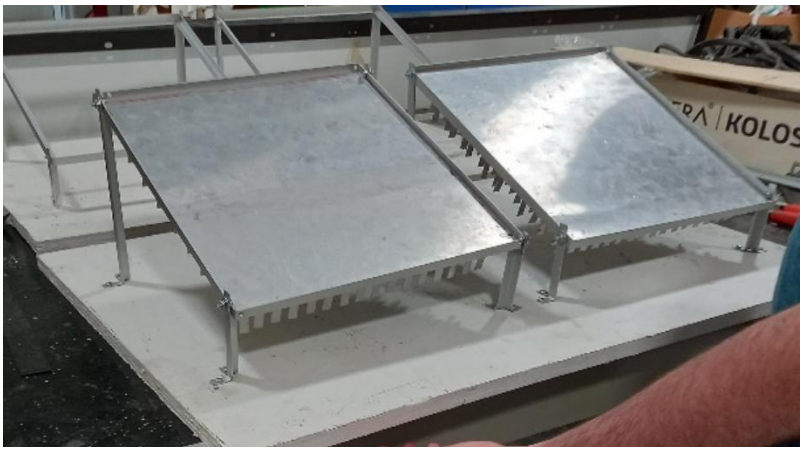
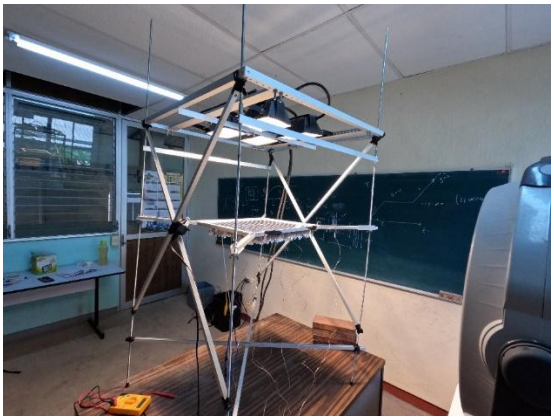



Figura 72. Detalle de estructura de montaje.

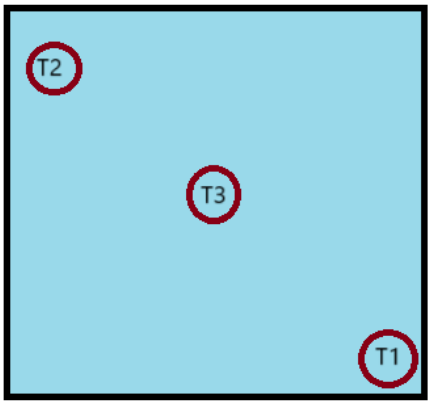
Se debe mencionar que los paneles solares usados son de 15W y 18V por lo que se colocó una carga resistiva (dos resistencias de 10 Ohm a 20W cada una, se soldaron 4 circuitos eléctricos en configuración de divisor de voltaje de esta forma estas cargas permiten consumir la energía generado en cada panel y con esto tener un estimado de la potencia consumida y al final poder realizar estimaciones de ahorro energético.

## 2.14 Pruebas de laboratorio

Los paneles solares con los sistemas pasivos desarrollados se probaron en condiciones ambientales controladas en laboratorio como un simulador de irradiancia solar como se presenta en la Figura 73a, donde se observa las fuentes de irradiancia que son lámparas incandescentes de 500 W cada uno, termopares tipo K colocados en forma diagonal en las bases de las aletas en la zona plana del panel como se observa en la Figura 73b, se usó un piranómetro Davis Vantage Pro 2 para medición de irradiancia, adicionalmente se observa un ventilador para simular el flujo de aire a través de los sistemas evaluados.



a)




b)

Figura 73. a ) Detalle de desarrollo en laboratorio, b) posiciones de termopares .

Cabe mencionar que las pruebas se realizaron bajo distintos valores de irradiancia solar de va desde 300 W/m$^2$ hasta 1000 W/m$^2$ con los paneles funcionando bajo una carga resistiva de 20 Ohm.

## 2.15 Modelos Subrogados basados en Algoritmos de Aprendizaje Automático

Se utilizaron siete variables de entrada: hora del día, irradiancia solar, temperatura ambiente, humedad, dirección de viento, velocidad de viento y precipitación; y tres variables de salida correspondientes a las temperaturas de los tres paneles solares. El proceso de entrenamiento se llevó a cabo de manera iterativa, con un total de 14,029 datos recolectados durante cuatro meses de mediciones por cada variable de entrada.

Para mejorar la convergencia del aprendizaje, todas las variables de entrada y salida fueron normalizadas en un rango de 0 a 1 mediante el comando MinMaxScaler de la biblioteca Scikit-learn, según la expresión [52]:

$$x_{scaled} = \frac{x - x_{min}}{x_{max} - x_{min}}(\max - \min) + \min \tag{51}$$

donde $x_{min}$ y $x_{max}$ representan el valor mínimo y máximo de la característica, mientras que min y max son los límites del rango deseado (0 y 1 respectivamente).

El presente estudio aplica un modelo subrogado basado en algoritmos de aprendizaje automático para evaluar el desempeño térmico y energético de paneles solares equipados con sistemas de enfriamiento pasivos. En particular, se evaluaron tres paneles solares con diferentes configuraciones: el primer panel sin sistema de enfriamiento, el segundo equipado con aletas rectangulares de aluminio, y el tercero con aletas de geometría en hélice. La Figura 74 presenta un esquema metodológico de la estructura general del estudio, que consta de tres fases: (1) adquisición de mediciones experimentales de variables ambientales y temperaturas de los paneles, (2) entrenamiento de modelos de inteligencia artificial para generar un gemelo digital, y (3) aplicación de los modelos entrenados para estimar el desempeño térmico de los distintos sistemas de enfriamiento en diversas condiciones ambientales.

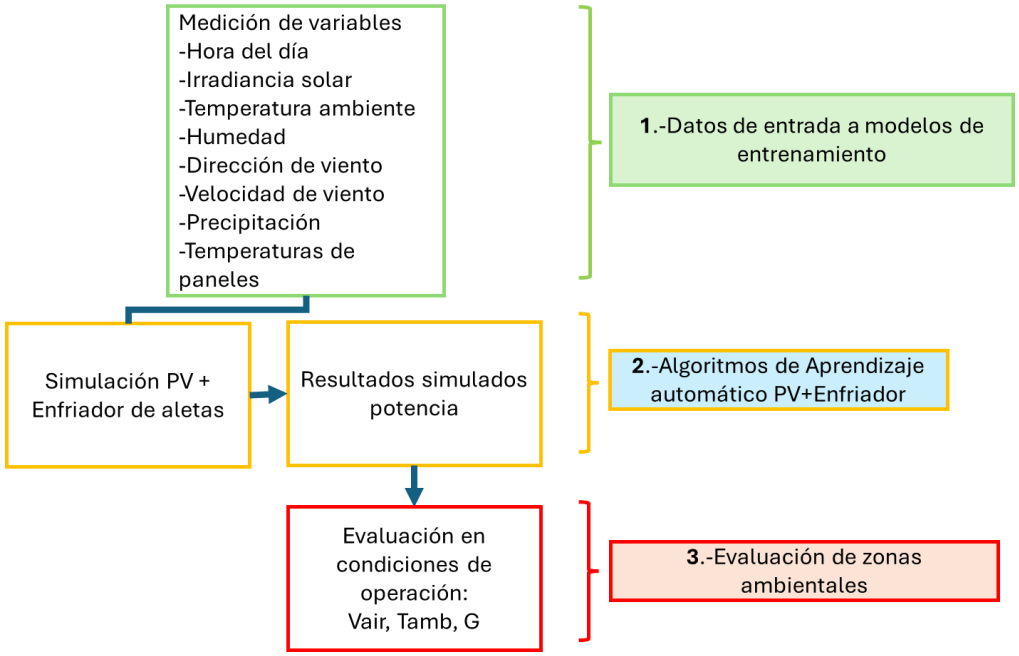



Figura 74. Esquema metodológico del presente estudio mediante aprendizaje automático.

### 2.15.1 Redes neuronales densas (DNN)

El modelo se implementó utilizando la biblioteca Keras en Python, prediciendo valores continuos a partir de características de entrada. La arquitectura del modelo incluyó:

- Capa Densa Inicial: 64 neuronas con activación ReLU y input_shape según las características del conjunto de entrenamiento.
- Capa Dropout: Tasa de abandono del 20%.
- Segunda Capa Densa: 32 neuronas con activación ReLU.
- Segunda Capa Dropout: Tasa de abandono del 20%.
- Capa de Salida: 3 neuronas para las variables a predecir.

El modelo se compiló con el optimizador Adam y la función de pérdida de error cuadrático medio (MSE). Se entrenó con los datos $X_{train}$ y $y_{train}$ durante 50 épocas, con un tamaño de lote de 32. Finalmente, se calculó la raíz del error cuadrático medio (RMSE) para evaluar el rendimiento en ambos conjuntos de datos.

### 2.15.2 Random Forest

El modelo de regresión Random Forest se implementó utilizando la biblioteca scikit-learn en Python cuya arquitectura del modelo incluyó:

- Inicialización: Se configuró con 100 árboles ($n_{estimators}$ = 100) y una semilla aleatoria ($random_{state}$ = 42) para asegurar la reproducibilidad.
- Entrenamiento: Se entrenó con los datos $X_{train}$ y $y_{train}$, ajustando cada árbol a una muestra aleatoria del conjunto de datos y promediando las predicciones para mejorar la precisión y reducir el sobreajuste.
- Predicciones: Se generaron predicciones para los conjuntos de entrenamiento ($X_{train}$) y prueba ($X_{test}$).

- Evaluación: Se calculó la raíz del error cuadrático medio (RMSE) para evaluar la precisión del modelo en ambos conjuntos de datos.

### 2.15.3 Modelo LSTM

El modelo LSTM se implementó utilizando la biblioteca Keras en Python, en el que la arquitectura del modelo incluyó:

- Capa LSTM: Se añadió una capa LSTM con 10 unidades y activación ReLU, configurada para recibir datos con una forma específica ($input_{shape}$).
- Capa Densa de Salida: Se añadió una capa densa con 3 neuronas, correspondiente a las 3 variables que se desean predecir.
- Compilación: El modelo se compiló utilizando el optimizador Adam y la función de pérdida de error cuadrático medio (MSE).
- Entrenamiento: Se entrenó con los datos $X_{train_reshaped}$ y $y_{train}$ durante 50 épocas, con un tamaño de lote de 32, y se validó con los datos $X_{test_reshaped}$ y $y_{test}$.

### 2.15.4 Modelo GRU

El modelo GRU se implementó utilizando la biblioteca Keras en Python cuya arquitectura incluyó:

- Capa GRU: Se añadió una capa GRU con 10 unidades y activación ReLU, configurada para recibir datos con una forma específica (input_shape).
- Capa Densa de Salida: Se añadió una capa densa con 3 neuronas, correspondiente a las 3 variables que se desean predecir.
- Compilación: El modelo se compiló utilizando el optimizador Adam y la función de pérdida de error cuadrático medio (MSE).

Entrenamiento: Se entrenó con los datos X_train_reshaped y y_train durante 50 épocas, con un tamaño de lote de 32, y se validó con los datos X_test_reshaped y y_test.

# CAPÍTULO 3

# RESULTADOS Y DISCUSIÓN

## 3.1 Simulación CFD Orientación Inclinada

Los modelos simulados consideran una inclinación de 21° debido a la latitud local (Figura 75), debido a que los paneles solares se instalan con esa inclinación en esta región, adicionalmente se usó una velocidad de 3.1 m/s resultado del promedio del perfil de velocidades mostrado en la Figura 76 e irradiancia solar de 900W/m$^2$ :

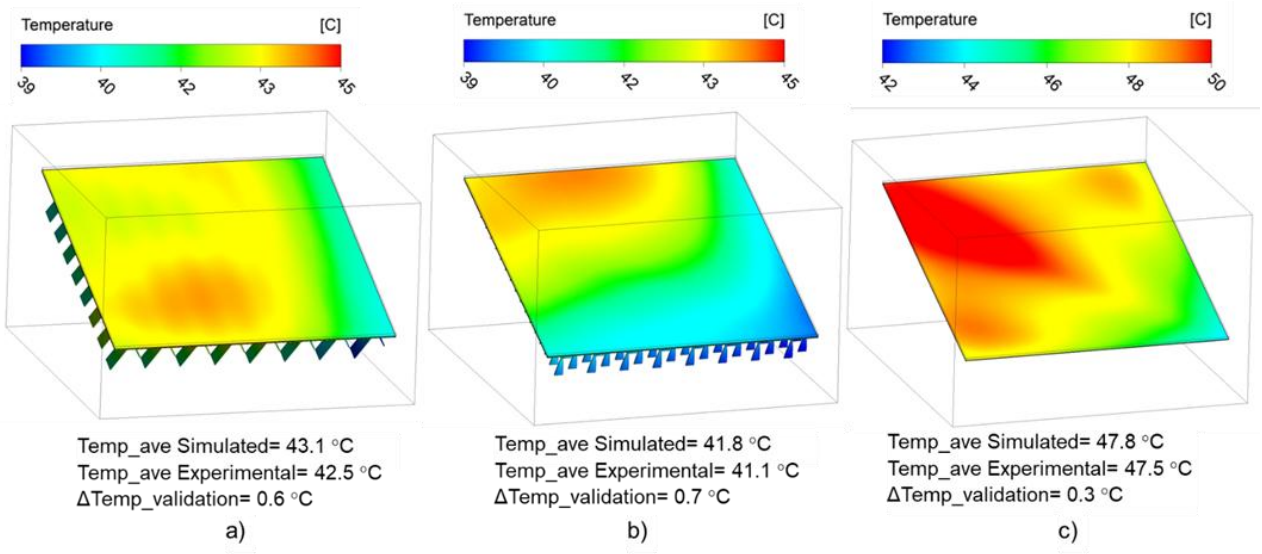



Figura 75. Resultados de simulación en posición instalación, a)enfriador aletas rectangulares, b)Enfriador con aletas hélice, c) panel sin enfriamiento .

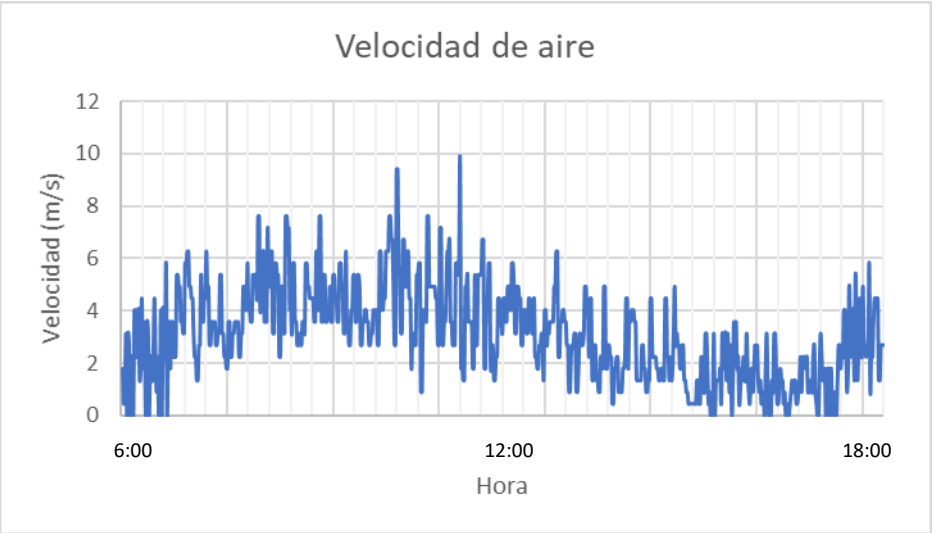



Figura 76. Perfil de velocidad medido durante pruebas experimentales.

Los resultados de las simulaciones CFD se pueden observar en la Tabla 13 y Figura 75, donde se obtuvo que el modelo hélice tiene un mejor desempeño térmico que el modelo de aletas rectangulares y ambos son mejores enfriando que usar un panel sin sistema de enfriamiento.

Tabla 13. Comparativo coeficientes de convección de aletas rectangular vs. Hélice vs. Sin enfriador.

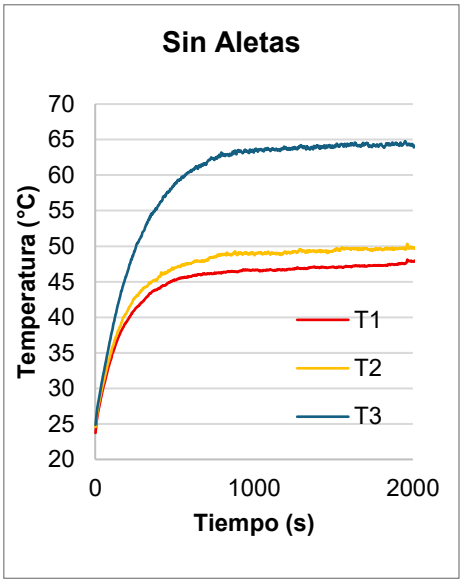
| Aletas | Irradiancia W/m2 | Condición | Vair (m/s) | Tamb (°C) | Tpanel (°C) | Coef up (W/m2K) | Coef down (W/m2K) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sin aletas | 1000 | CondMax | 3.1 | 35.2 | 49.7 | 20.6 | 33.4 |
| | 618 | CondAV | 3.1 | 32.4 | 43.9 | 19.0 | 23.3 |
| | 618 | CondAV | 10.0 | 32.4 | 37.2 | 44.1 | 57.2 |
| Hélice | 1000 | CondMax | 3.1 | 35.2 | 45.7 | 21.2 | 53.3 |
| | 618 | CondAV | 3.1 | 32.4 | 39.3 | 20.2 | 49.3 |
| | 618 | CondAV | 10.0 | 32.4 | 35.6 | 47.4 | 101.2 |
| Rectangulares | 1000 | CondMax | 3.1 | 35.2 | 47.8 | 17.3 | 43.5 |
| | 618 | CondAV | 3.1 | 32.4 | 40.3 | 19.4 | 41.9 |
| | 618 | CondAV | 10.0 | 32.4 | 36.1 | 45.5 | 86.2 |

En la Figura 75 se observa que el modelo de aletas hélice tiene una mayor reducción de temperatura en la condición de irradiancia promedio se tiene una mejora de 1 °C respecto al modelo de aletas rectangulares y 4.48 °C respecto al modelo sin sistema de enfriamiento.

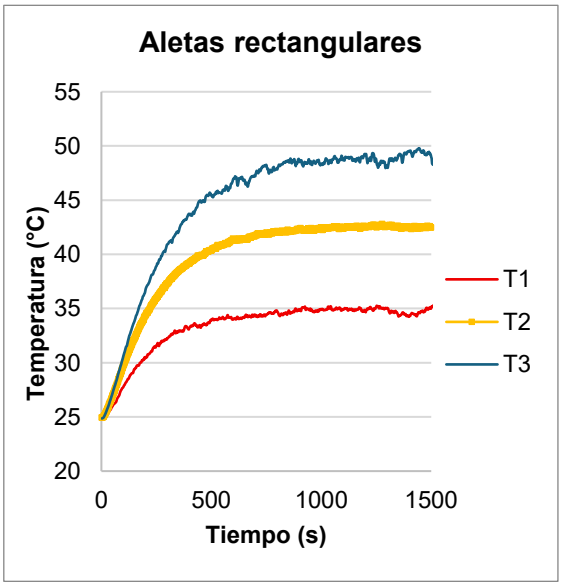
## 3.2 Resultados de implementación experimental de laboratorio

Se realizaron pruebas de laboratorio en condiciones controladas, en la Figura 77a se tiene el sistema aplicado, en el que se colocaron 3 termopares tipo K a los paneles cuyos valores se promediaron, se usaron fuentes de irradiancia bulbos halógenos de 500 W, que fue un simulador desarrollado por Hernández Gabriel [15]. En la en Figura 77b,c y d se presenta el perfil de calentamiento de los paneles bajo una irradiancia de 1100 W/m$^2$ y una velocidad de viento de 2.5 m/s de donde se observa que en el panel sin enfriamiento la temperatura alcanza valores máximos de 65 °C en el centro con promedio de 54 °C tomando los demás termopares en los extremos, el panel enfriado con aletas rectangulares tiene temperatura máxima de 50 °C en el centro con promedio de 44 °C con los termopares colocados en los extremos frontal y trasero y el panel enfriado con aletas hélice tiene temperatura máxima de 49 y con promedio de 40°C de donde se observa que las aletas hélice redujo la temperatura 14 C° en comparación con el panel sin enfriamiento en condición extrema, y enfrió 4 C° más que el panel con aletas rectangulares.

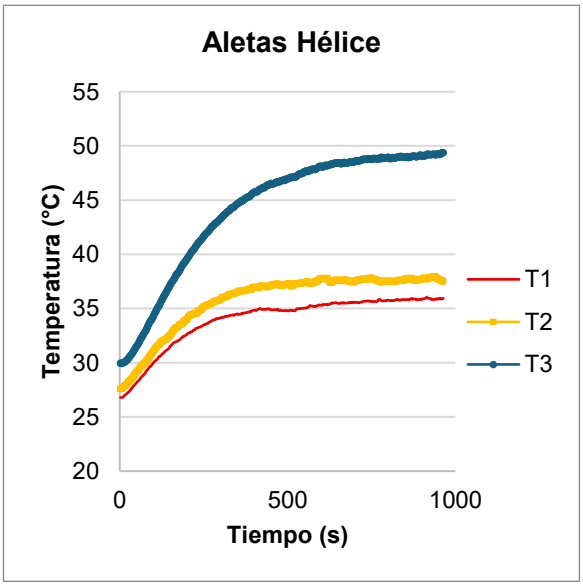
a)




b)

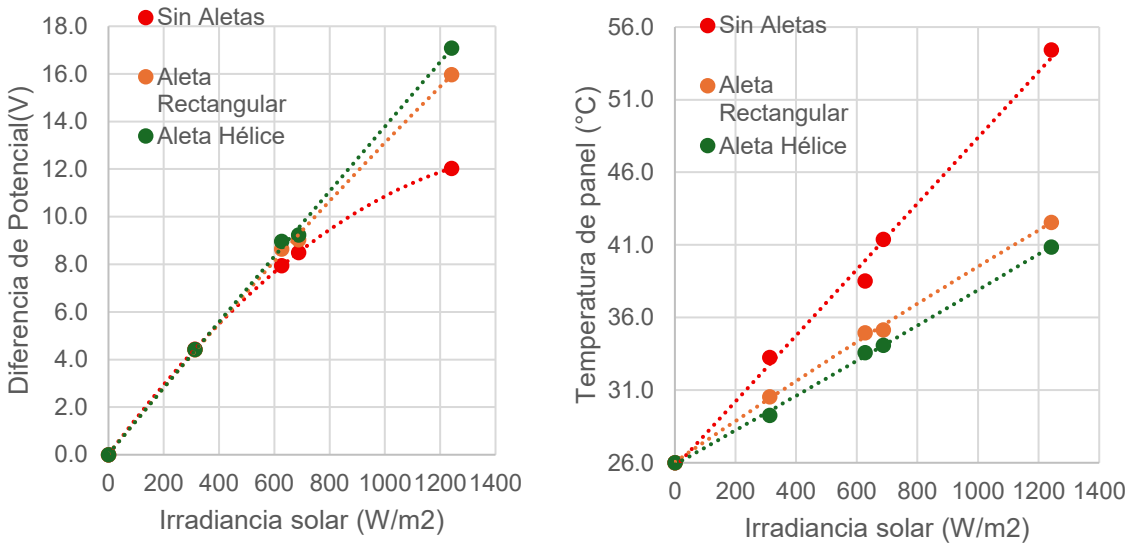



c)




d)

Figura 77. Mediciones de laboratorio, a) Sistema experimental de laboratorio, b)Perfil de temperatura para panel sin aletas de enfriamiento, c) Perfil de temperaturas para panel con aletas rectangulares, d) perfil de temperatura para panel con aletas hélice.




a) b)

Figura 78. Resultados de mediciones de laboratorio, a)Diferencia de potencial en panel, b) Temperatura superficial de paneles.

En la Figura 78a se observan los resultados de diferencia de potencial de cada uno de los paneles con distintos diseños de sistemas de enfriamiento de donde se presenta que el panel sin aletas de enfriamiento es el que genera menor diferencia de potencial lo que implica el menor nivel de eficiencia y por lo tanto la menor producción energética. El panel con aletas rectangulares tiene una diferencia de potencial intermedio, y el que genera mayor voltaje es el panel con aletas en hélice lo que implica mayor eficiencia y producción energética. En la Figura 78b se observan las temperaturas promedio de cada uno de los paneles de donde se observa que las aletas en hélice presentan una mejora de 15 °C respecto al panel sin aletas bajo un a irradiancia de 1242 W/m$^2$ y para una irradiancia de 688 W/m$^2$ se tiene una mejor de 7 °C.

## 3.2 Resultados de pruebas a la intemperie

Se implementaron los 3 modelos de la Tabla 10, es decir un modelo propuesto con aletas hélice, un modelo de aletas rectangulares estudiado previamente por Hernandez Gabriel y un panel sin sistemas de enfriamiento para observar la contribución energética de los distintos diseños de enfriamiento pasivo evaluados (Figura 79).

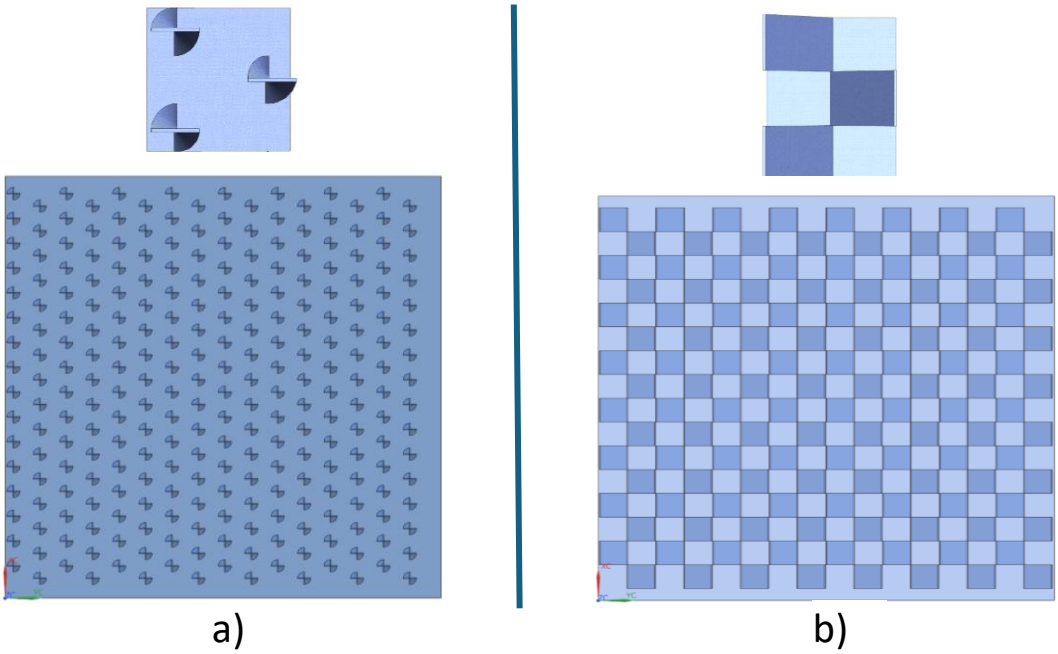



Figura 79. Sistemas de enfriamiento implementados. a) aletas hélice, b) aletas rectangulares seccionadas.

Se compararon 3 paneles con las mismas dimensiones generales 35x36 cm, son paneles monocristalinos de 15W (Figura 81) en los que se colocaron 3 termopares tipo K para cada uno de los paneles solares en posición diagonal, como se puede observar en la Figura 80 rotulados como T1,T2 y T3, cuyos valores de temperatura

midieron mediante un módulo de medición de termopares DAQ9213. Adicionalmente se usó un módulo de medición de voltaje y corriente DAQ 9213, esto para realizar un muestreo de voltaje y calibrar lo parámetros internos de los paneles solares de acuerdo con el modelo propuesto por Ishaque et al. [40]. Respecto a la irradiancia y temperatura ambiente, se usó una estación meteorológica Vantage Pro2 de Davis Instruments, todo esto conectado a una computadora con sistema de adquisición de datos.

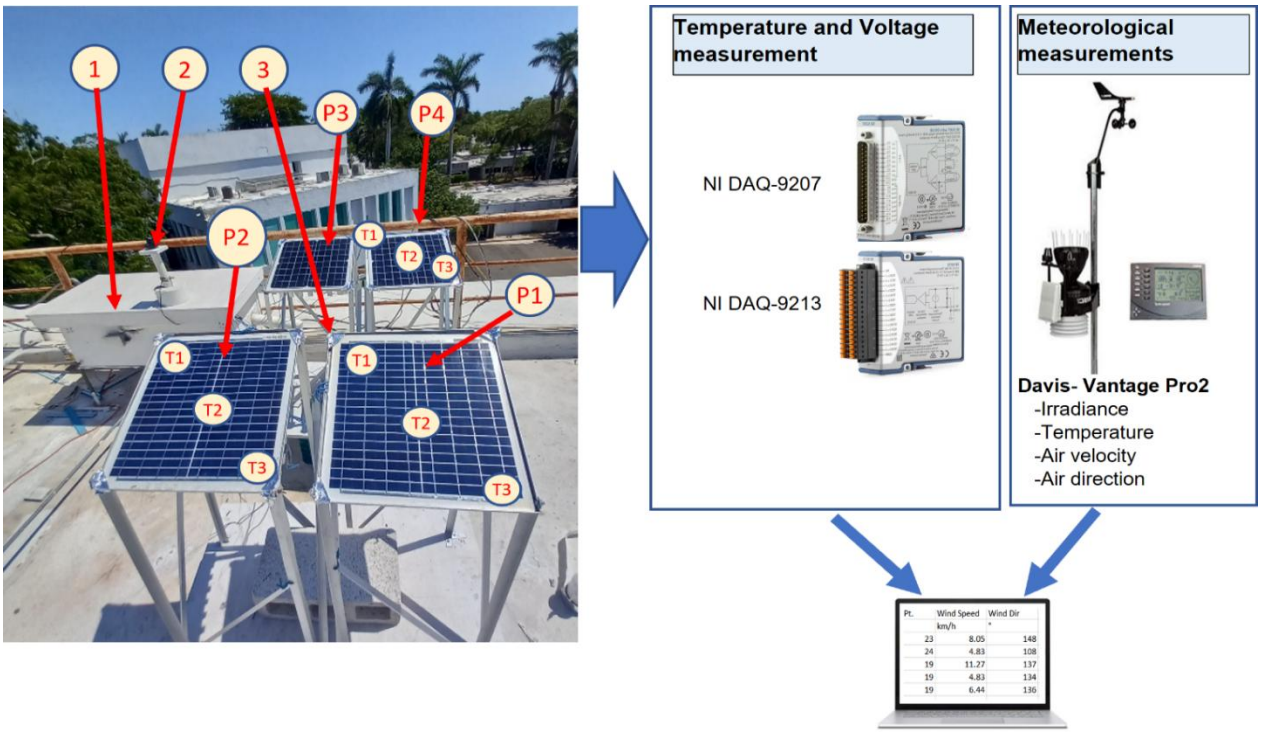
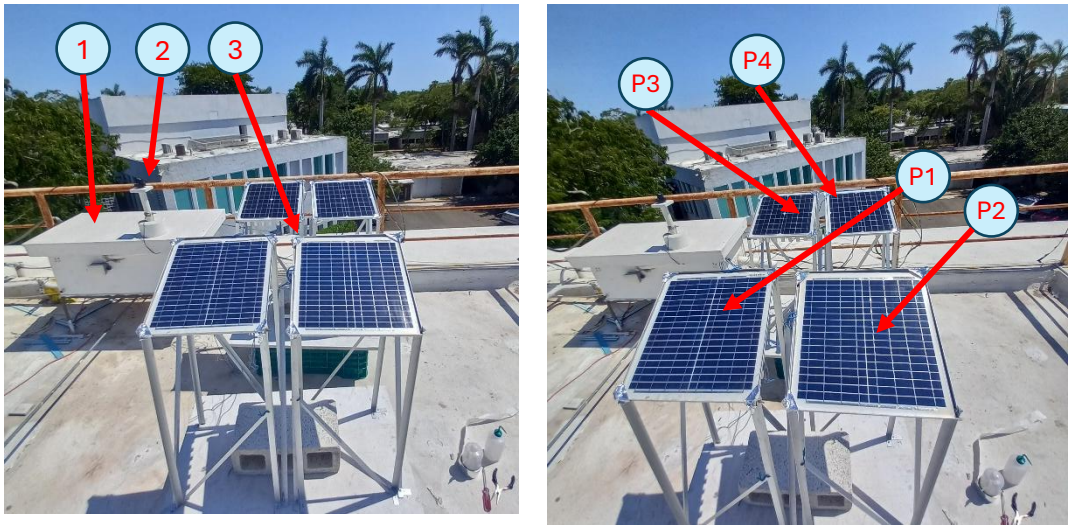



Figura 80. Esquema de conexiones para prueba experimental de los sistemas de enfriamiento.




1) Caja de conexiones, 2) Sensor de irradiancia solar, 3) Cables de conexiones (termopares, cables de medición de voltaje) , P1) panel con sistema de enfriamiento propuesto, P2) panel con sistema de enfriamiento aletas rectangulares, P3) Panel con sistema de enfriamiento para trazabilidad, P4) Panel sin sistema de enfriamiento.

Figura 81. Vista del sistema de medición implementado.

En la Figura 82 se observa el perfil de 12 horas de irradiancia del día 1 desde las 6:00 hr hasta las 18:00 hr esto debido a que se observó que durante el día es el rango de tiempo en el que la energía de irradiancia puede ser aprovechable a partir de 10W/m$^2$ y por debajo de este valor consideramos mínima la producción energética.

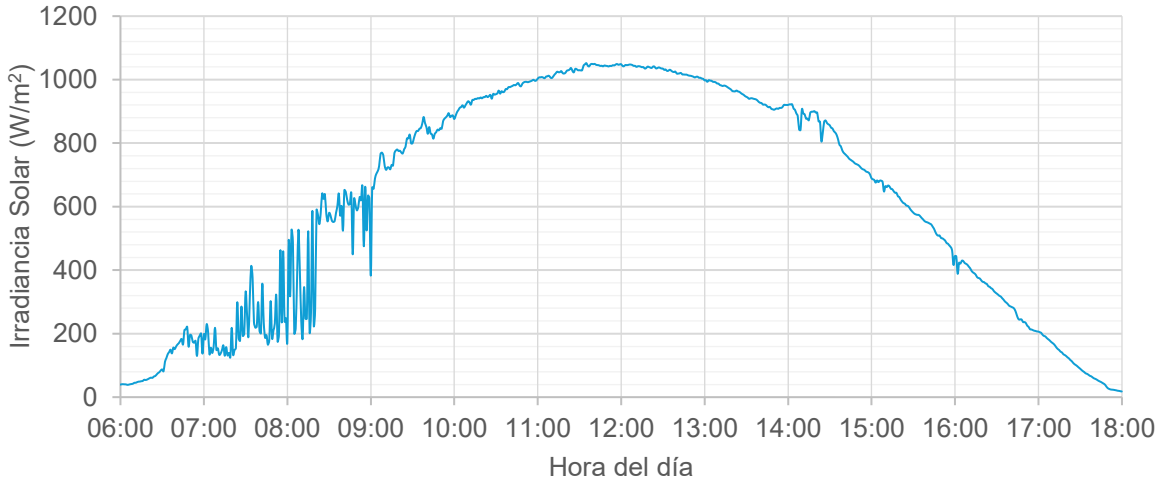



Figura 82. Perfil de irradiancia solar durante el día seleccionado para análisis.

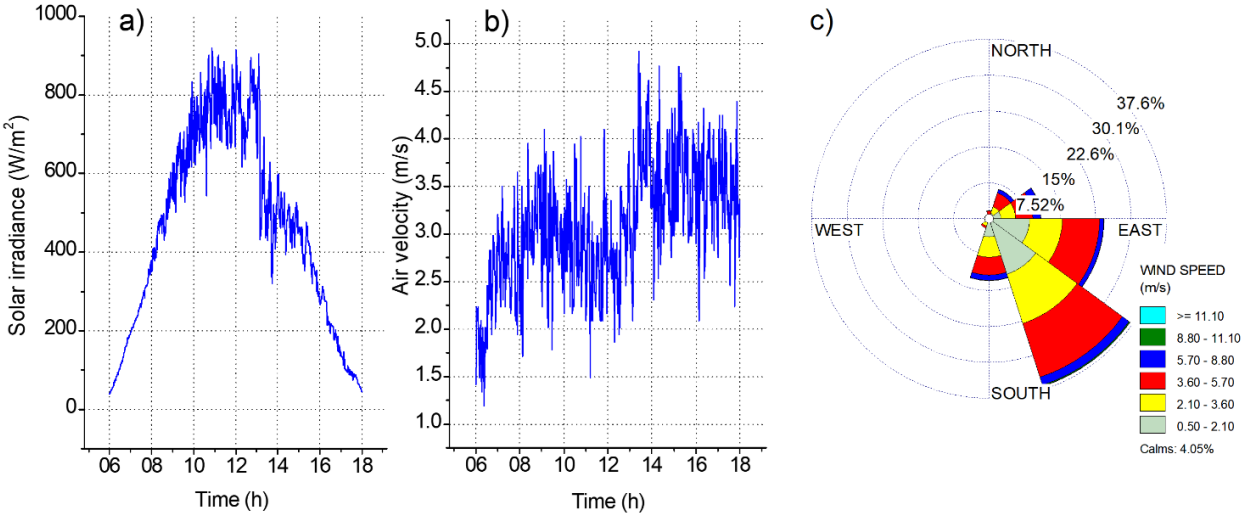



Figura 83. Condición de irradiancia promedio durante 14 días, b) perfil de velocidad promedio, c) rosa de vientos.

En la Figura 83 se tienen los perfiles promedio de valores ambientales tales como irradiancia solar, velocidad de viento, dirección de viento y velocidad durante el periodo evaluado de 14 días.

En la Figura 84 se observan las mediciones de las temperaturas de los paneles con los distintos diseños de enfriadores simulados (aletas hélice, aletas rectangulares, sin aletas) y de la temperatura ambiente, donde se observa un mayor efecto de los enfriadores en las horas que corresponden a una mayor irradiancia entre las 12:00 hr y las 14:00 hr, que se encuentra en el rango de reducción de 5-8 °C.

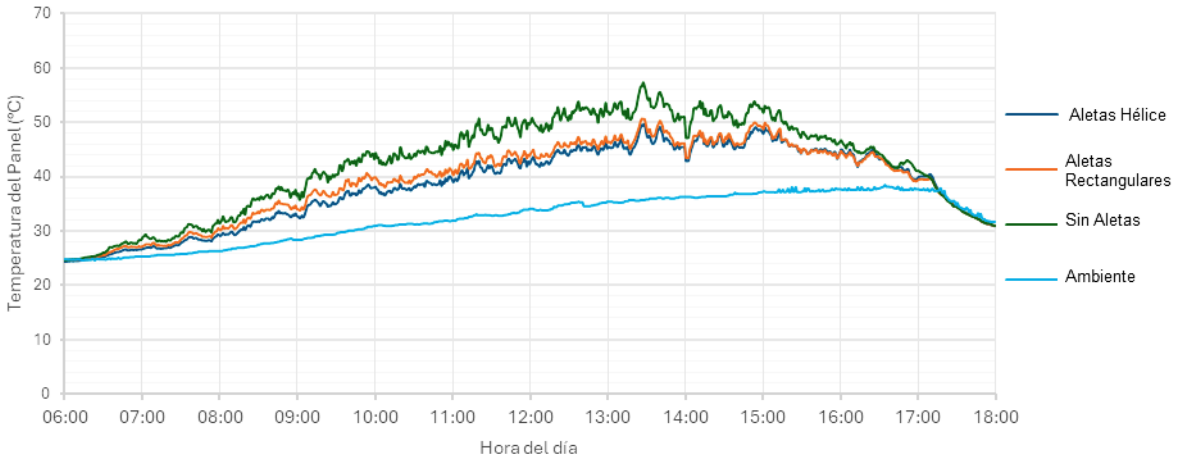



Figura 84. Resultados de medición de temperaturas de los sistemas probados.

En la Figura 85 se tiene la diferencia de temperatura de panel con aletas rectangulares menos temperatura panel con sistema de enfriamiento propuesto (hélice ) y temperatura de panel sin enfriamiento menos temperatura de panel con aletas hélice , se observa que el sistema de enfriamiento con aleta hélice es ligeramente mejor que el sistema con aletas rectangulares, para el caso particular durante el día en el punto de mayor irradiancia se tiene una diferencia de temperatura Trectangulares-Thélice de 2 °C y una diferencia de temperatura de

Tno_fins-Thélice de 6-8 °C correspondientemente a los puntos de máxima irradiancia entre 12:00hr y 14:00 hr.

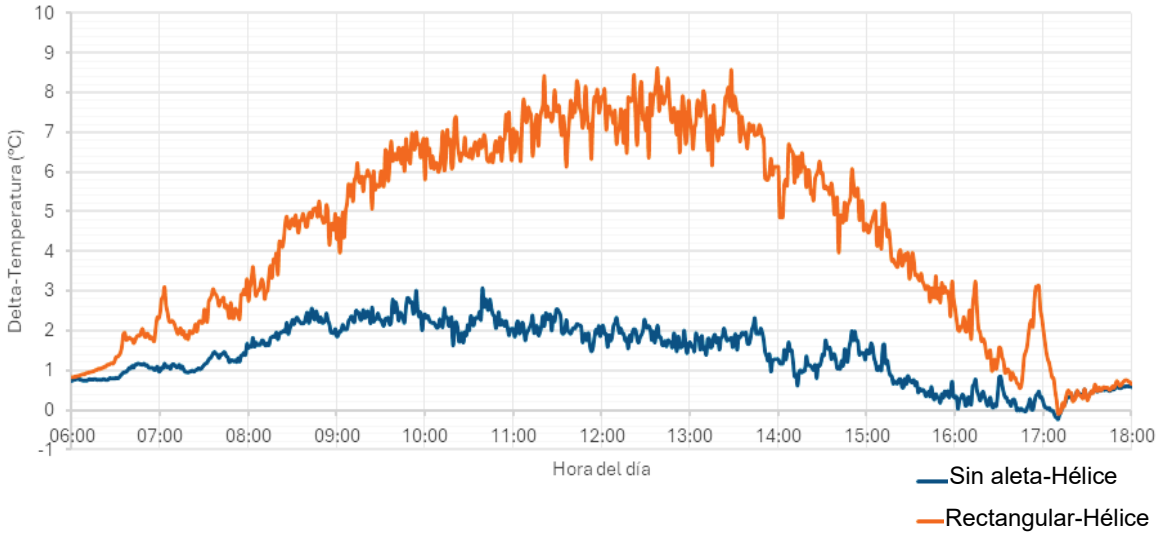



Figura 85. Diferencia de temperaturas de panel respecto al panel que tiene el sistema propuesto.

Respecto a la producción energética, se usó el modelo de Ishaque [40] para cálculo de voltaje y corriente y por consiguiente de potencia, experimentalmente se colocó una resistencia de 10 Ohm con una potencia de 20W como carga de corriente, igualmente se midió el perfil de voltaje y se calcularon los parámetros de modelo de panel de dos diodos esto para normalizar los valores de corriente y voltaje ya que a pesar de que los paneles implementados sean de la misma tecnología, marca y dimensiones se observó una variación de resultados es decir no son idénticos y su potencia bajo las mismas condiciones son distintos, por esta razón fue necesario normalizar mediante el modelo matemático de Kashif Isaque y de esta forma todos los paneles solares tienen los mismos parámetros funcionales y así poderlos comparar uno a uno en las mismas condiciones y con el mismo modelo matemático, una vez dicho esto, se tiene la producción energética que se observa en la Figura 86.

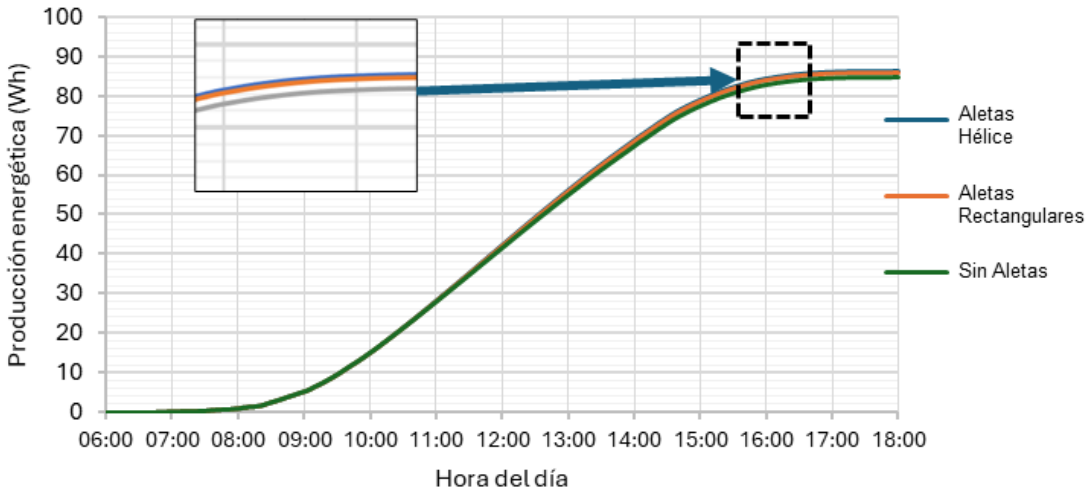
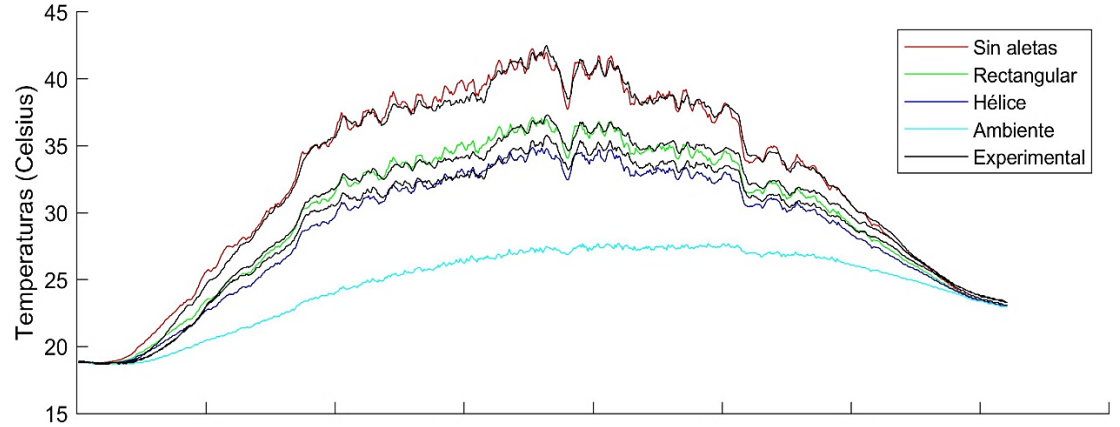



Figura 86. Producción energética durante el día evaluado.

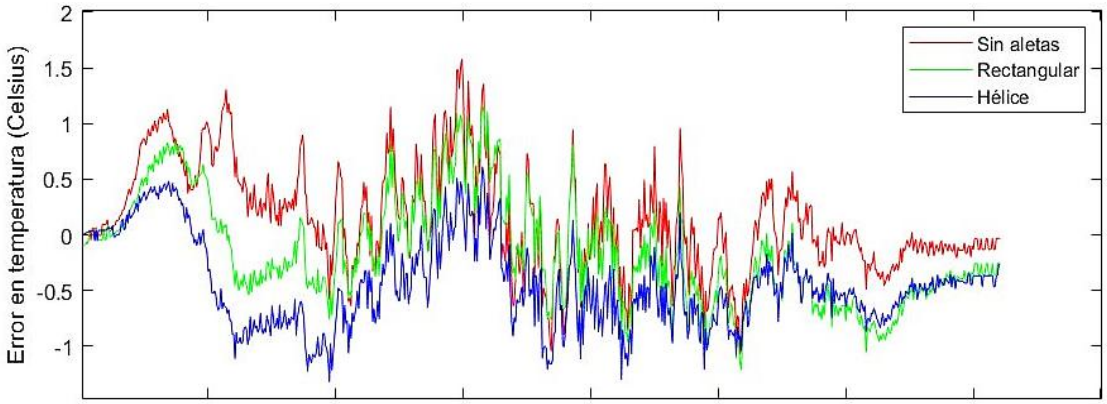
En todo tiempo la energía acumulada del modelo de aletas hélice es mayor que las aletas rectangulares y aún más que el modelo sin enfriamiento, de esta curva se observó que el panel solar con aletas hélice producen un 2% más de energía que el panel sin sistema de enfriamiento, y el panel de aletas rectangulares en offset producen un 1.6% más de energía que el panel sin sistema de enfriamiento.

### 3.3 Comparación experimental vs. cuadripolos térmicos.

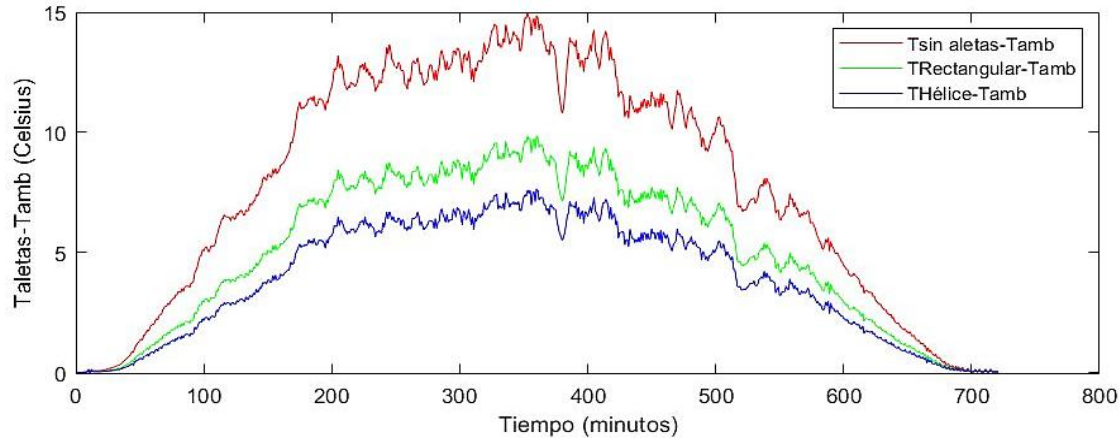
En esta sección se realizan simulaciones en estado transitorio mediante cuadripolos térmicos, previamente se han calculado los coeficientes de convección promedios de las caras vidrio y aletas con las que se alimenta el modelo de simulación, estos coeficientes se obtuvieron en la sección 2.11.




a)




b)




c)

Figura 87. Resultados de modelo de cuadripolos, a)resultados de medición de temperatura de panel solar y resultados de modelo de cuadripolos, b) error cuadripolo-valor experimental, c) diferencia de temperatura experimental medida respecto al ambiente.

En la Figura 87, se tienen los resultados de simulaciones mediante cuadripolos térmicos donde se observa el comparativo de simulación/experimental de las 3 configuraciones implementadas físicamente: sin enfriador, aletas rectangulares y aletas hélice . Se observa una mejora en la reducción de temperatura de panel de 1 °C aproximadamente lo que corresponde a valores que se obtuvieron de las mediciones físicas, esto demuestra la viabilidad de usar cuadripolos térmicos como una opción para estimar temperaturas de panel de manera rápida y confiable.

### 3.4 Efecto de dirección de viento en energía acumulada.

En esta sección se evalúa de forma simulada la contribución energética y su relación con la dirección de viento de los 3 modelo evaluados anteriormente, adicionalmente se toma un escalamiento a los valores obtenidos en la sección 3.3, es decir se normaliza el intercambio de energía por unidad de área y se escala para un panel de 500 W que es muy común encontrarlo en instalaciones domésticas. En la Figura 88 se tiene una comparación de la energía excedente con el método de la Figura 86 que consiste en integrar por unidad de tiempo la potencia producida con sistemas de enfriamiento ya sea rectangular o hélice y respecto al sistema sin sistema de enfriamiento, en esa figura se observa que el modelo rectangular tiene mayor dependencia respecto a la dirección de viento es decir que la variación de producción energética (30%) depende en mayor cantidad de la dirección de viento a diferencia de los modelos hélice (4%) donde el efecto de dirección de viento es menor, el caso peor de desempeño es la dirección de viento SE.

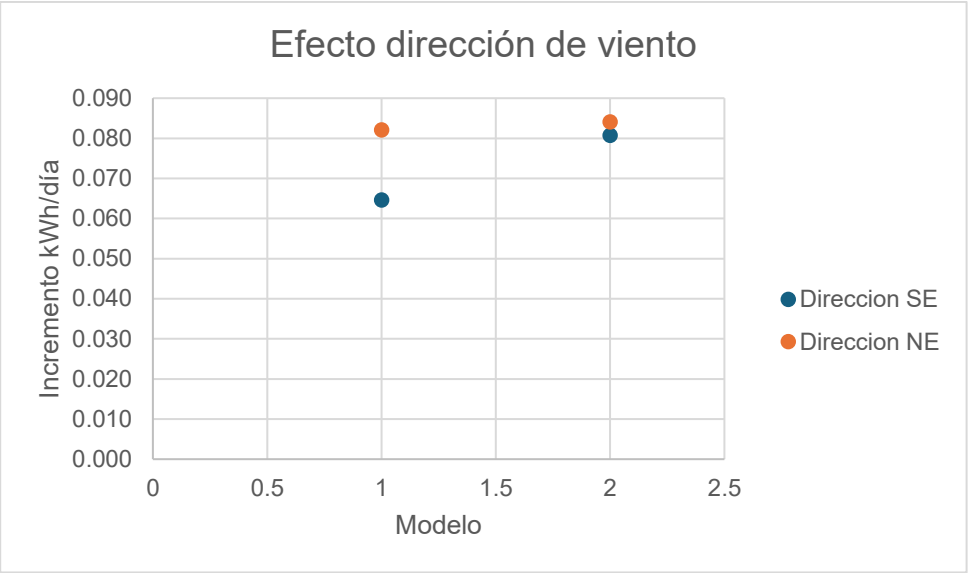



Figura 88. Dependencia de energía kWh en función del ángulo de dirección de viento.

De la Figura 88 se observa que aunque la dirección del viento cambie durante las estaciones del año el modelo 2 se muestra más estable (aletas hélice) a comparación del modelo 1 (aletas rectangulares) que tiene una mayor variabilidad de producción de energía, lo que significa que en todos los casos las aletas hélice son estables térmicamente sin importar la dirección del viento como se observó en la sección de simulaciones CFD a distintas direcciones de viento, esto significa que en cualquier estación del año las aletas hélice proveerán mayor ahorro energético que las aletas rectangulares.

## 3.5 Resultados de la producción de energética

En cuanto a la producción de energía durante el período de prueba de 14 días, en la configuración experimental, se conectó una resistencia de carga de 20-Ohm al panel fotovoltaico y se midieron los perfiles de voltaje-corriente de los paneles en condiciones de operación a la intemperie. Posteriormente, se calcularon los parámetros internos de los paneles utilizando un modelo de panel diodo-Rp-R. Este enfoque de modelado proporcionó la normalización de la producción energética de cada uno de los paneles lo que permitió una comparación uno a uno en condiciones

uniformes al usar el mismo modelo matemático. Una vez hecho esto, la producción de energía para un día representativo se presenta en la Figura 89.

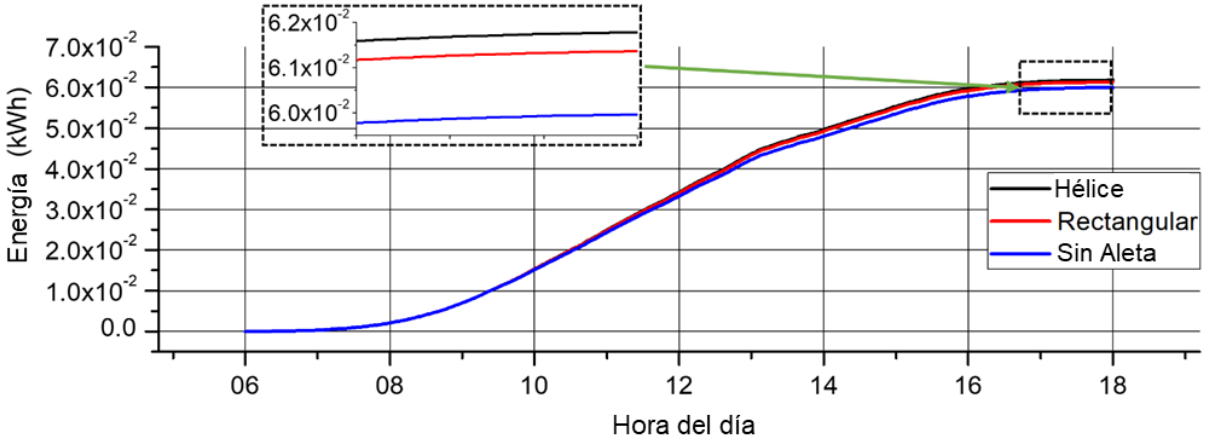



Figura 89. Producción de energía durante un día característico para tres tipos de aletas.

A lo largo de todo el período de tiempo, la energía acumulada del modelo de aletas hélice supera constantemente a la del modelo de aletas rectangulares seccionadas y por consiguiente supera a la configuración del panel sin sistema de enfriamiento. Observando la curva de producción se observa que el panel solar equipado con aletas hélice produce un excedente de energía del 3% en comparación con el panel sin sistema de refrigeración para una carga de 20Ω. Además, el panel de aletas rectangulares seccionadas exhibe una ganancia de energía del 2% en comparación con la configuración del panel no refrigerado.

### 3.6 Variación de la carga resistiva.

Con el fin de optimizar la producción de energía y observar la máxima capacidad posible, se realizó un estudio de producción de energía y de potencia con varias resistencias de carga dentro del rango de 2 a 100 Ohms. Los resultados de este estudio se ilustran en la Figura 90 para el panel con aletas hélice .

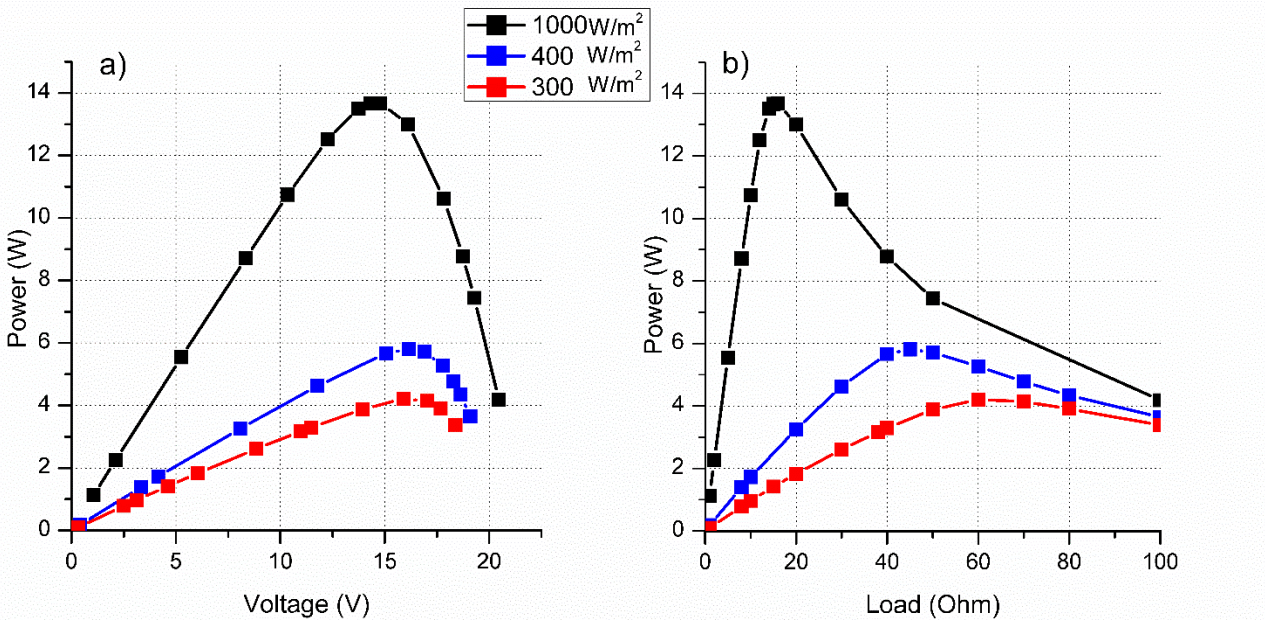



Figura 90. (a) Potencia del panel fotovoltaico y su dependencia respecto al voltaje a diferentes valores de irradiación solar, (b) la potencia fotovoltaica a distintos valores de resistencia de carga para diferentes niveles de irradiación solar.

En la Figura 90(a), se presenta la dependencia potencia/voltaje para valores de irradiancia de 300, 400 y 1000 W/m² a una temperatura constante de 34,9 °C, que representa la temperatura media diaria del panel con aleta hélice . En otras palabras, bajo irradiancia y temperatura constantes, se aplicaron variaciones en la resistencia de carga para aumentar la corriente y variar el voltaje (como se muestra en la Figura 90 (b)). Es evidente que, para una irradiancia dada, existe un valor óptimo de resistencia a la carga en el que la potencia alcanza su máximo. Para una irradiancia de 1000 W/m², esta resistencia óptima es de 16 ohmios, mientras que, para la irradiancia media diaria (400 W/m²), la resistencia óptima es de 45 ohmios. Indica que una resistencia a la carga de 45 Ohm da como resultado la mayor contribución de energía de la implementación de aletas hélice utilizando el promedio diario de irradiancia.

Por otro lado, la producción de energía se evaluó utilizando el perfil variable de irradiancia y temperatura durante el período de medición de 14 días en los tres

paneles distintos: aquellos con aleta hélice, aletas rectangulares y sin aletas. Los datos resultantes se presentan en Figura 91a, donde se observa la dependencia de la producción de energía respecto a la variación de la resistencia a la carga (Figura 91b). En particular, existe un rango de valores de resistencia dentro del cual la producción de energía alcanza su máximo y exhibe un pico. Además, como se muestra en la Figura 91 (b), para valores de resistencia a la carga superiores a 40 ohmios, se observa un aumento del 4% en la producción de energía en el modelo de panel enfriado mediante aletas hélice , en comparación con un aumento del 2.9% en la producción de energía para el panel fotovoltaico con aletas rectangulares seccionadas. Se observa que las aletas hélice proveen un beneficio más significativo a la producción de energía y está en consonancia con el resultado de resistencia de carga óptima obtenido en la Figura 91(b).

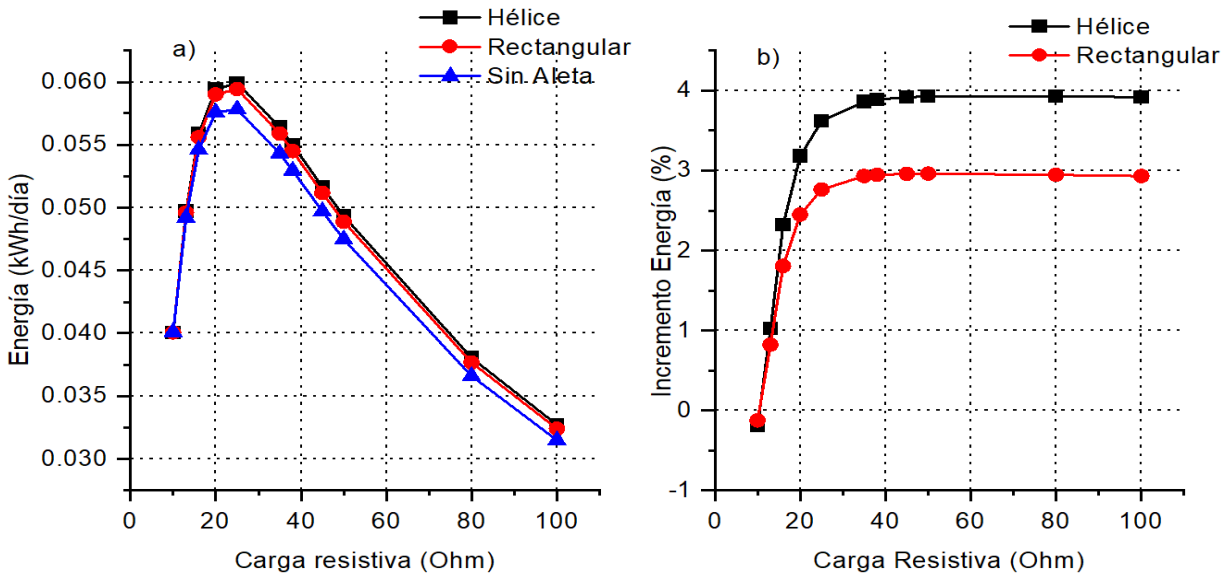



Figura 91. (a) Producción diaria de energía en dependencia de la resistencia a la carga, y (b) Aumento de la producción de energía en dependencia a la resistencia a la carga.

Comprender la relación entre la producción de energía y la resistencia a la carga es crucial porque, dependiendo de la aplicación, se puede elegir una carga adecuada para garantizar que el panel funcione al aire libre en su punto máximo de producción de energía.

## 3.7 Resultados de modelos de redes neuronales.

La Figura 92 muestra la matriz de correlaciones entre las variables seleccionadas para el estudio. Se observa que la irradiancia solar es la variable con mayor influencia en las temperaturas de los paneles solares, con coeficientes de correlación superiores a 0.89. En segundo lugar, se encuentra la temperatura ambiente (coeficientes entre 0.45 y 0.53), seguida por la humedad relativa que presenta una correlación negativa (entre -0.19 y -0.26). La velocidad y dirección del viento muestran una influencia menor pero aún significativa en el comportamiento térmico de los paneles. Esta jerarquía de influencias confirma la importancia de considerar múltiples variables ambientales en el modelado de sistemas fotovoltaicos, especialmente cuando se evalúan mecanismos de enfriamiento pasivo cuya eficacia puede variar significativamente según las condiciones climáticas.

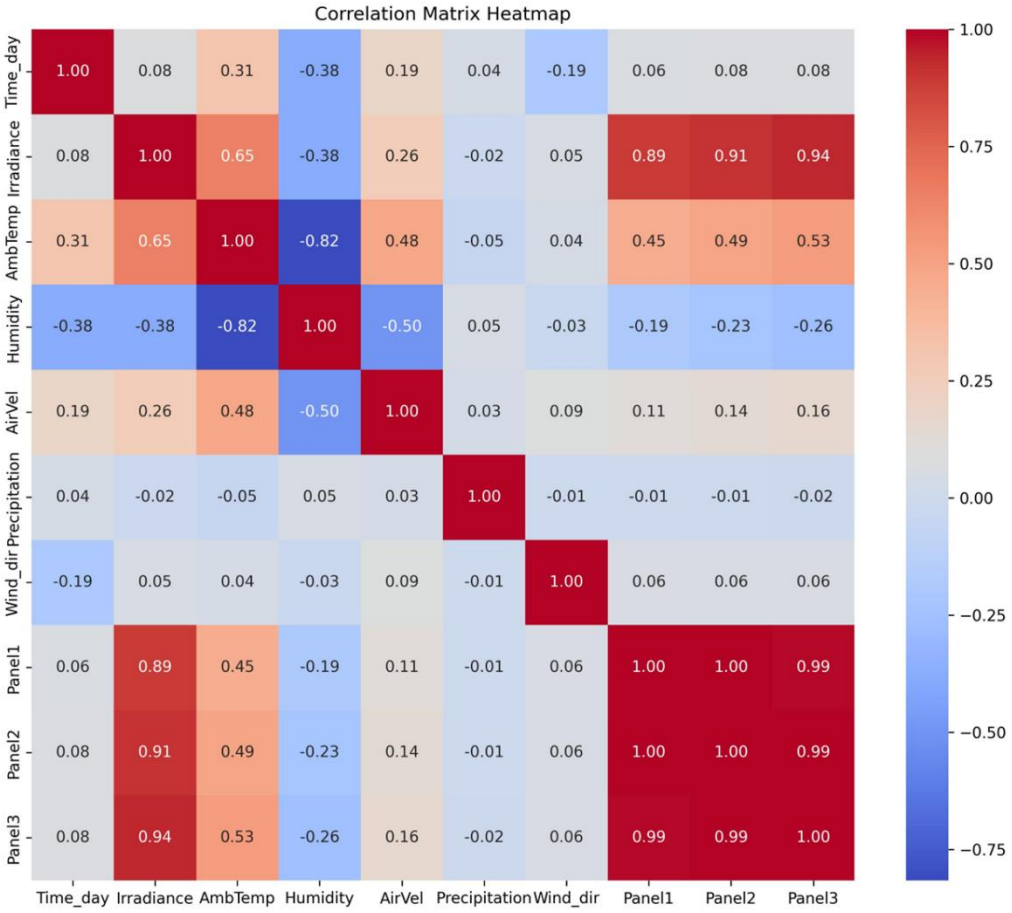



Figura 92. Mapa de correlaciones entre variables.

### 3.7.1 Evaluación comparativa de los modelos de aprendizaje automático

Las Figura *93*, 93 y 94 presentan las gráficas de comparación entre valores predichos y valores reales para las temperaturas de los tres paneles analizados. Para el Panel 1 (Figura *93*), se observa que los modelos Random Forest y GRU muestran la mejor correspondencia entre valores predichos y reales, tanto en los conjuntos de entrenamiento como de prueba, seguidos por el modelo LSTM y finalmente el modelo DNN.

Un patrón similar se observa en el Panel 2 que corresponde al panel con aletas rectangulares seccionadas (Figura *94*), donde Random Forest destaca por su precisión, seguido por GRU, LSTM y DNN. Para el Panel 3 que corresponde al panel sin aletas de enfriamiento(Figura 93), nuevamente Random Forest y GRU proporcionan las mejores predicciones, con LSTM en tercer lugar y DNN mostrando el rendimiento más bajo.

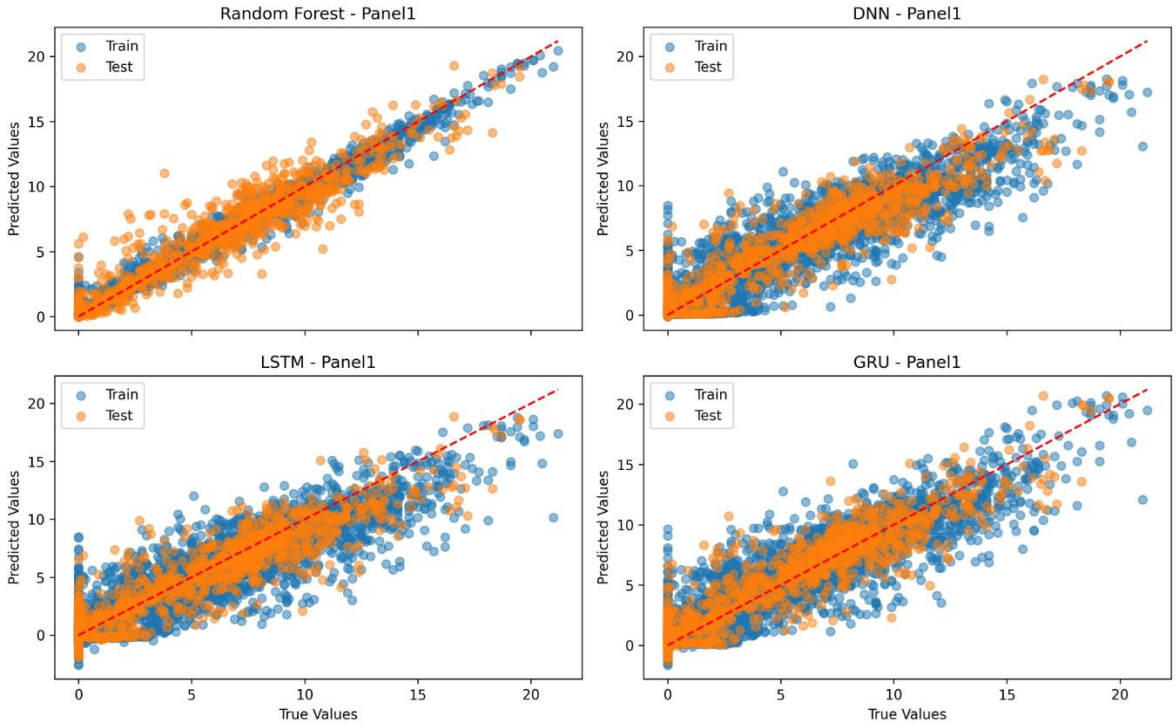



Figura 93**.** Predicción de temperatura vs. temperaturas medidas.

En la Figura 94 se presentan las gráficas de comparación valores verdaderos vs. valores predichos del panel 2 para los 4 modelos analizados: Random Forest, DNN, LSTM, GRU, tanto para train como para test, de donde se observa que Random Forest tiene mejor correspondencia entre los valores verdaderos y los valore predichos seguido por el modelo GRU, LSTM y por último el modelo DNN.

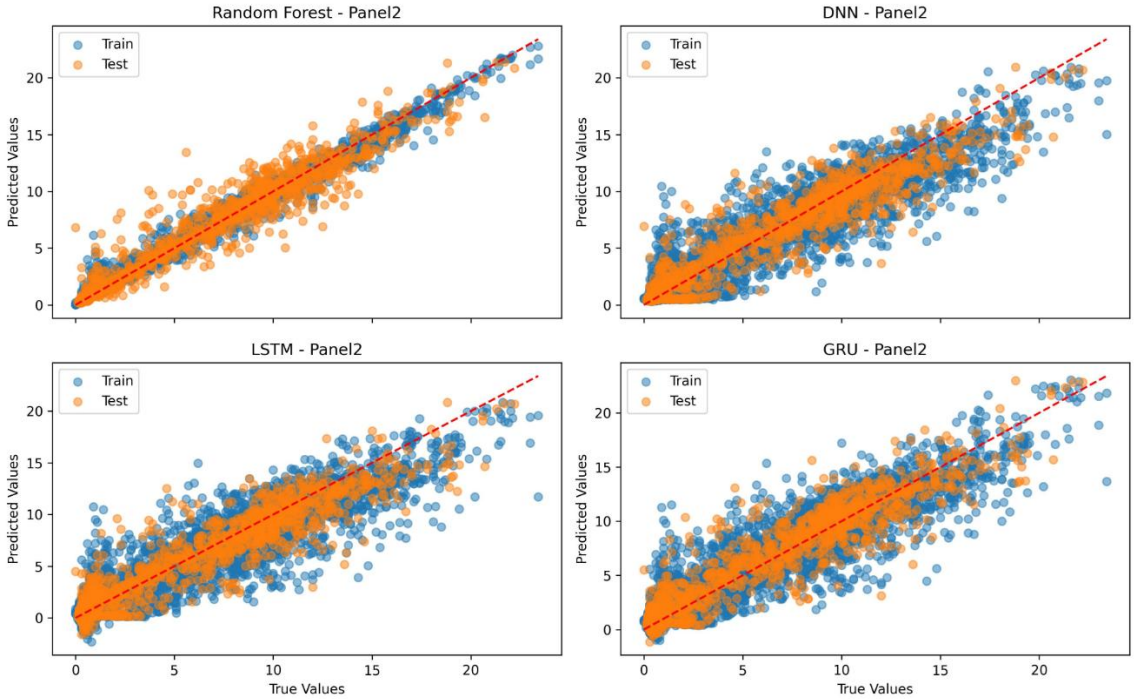



Figura 94**.** Temperaturas predichas vs. temperaturas medidas de panel 2.

En la Figura *95* se presentan las gráficas de comparación valores verdaderos vs. valores predichos del panel 3 para los 4 modelos analizados: Random Forest, DNN, LSTM, GRU, tanto para train como para test, de donde se observa que Random Forest y el modelo GRU tienen mejor correspondencia entre los valores verdaderos y los valore predichos seguido por el modelo LSTM y por último el modelo DNN.

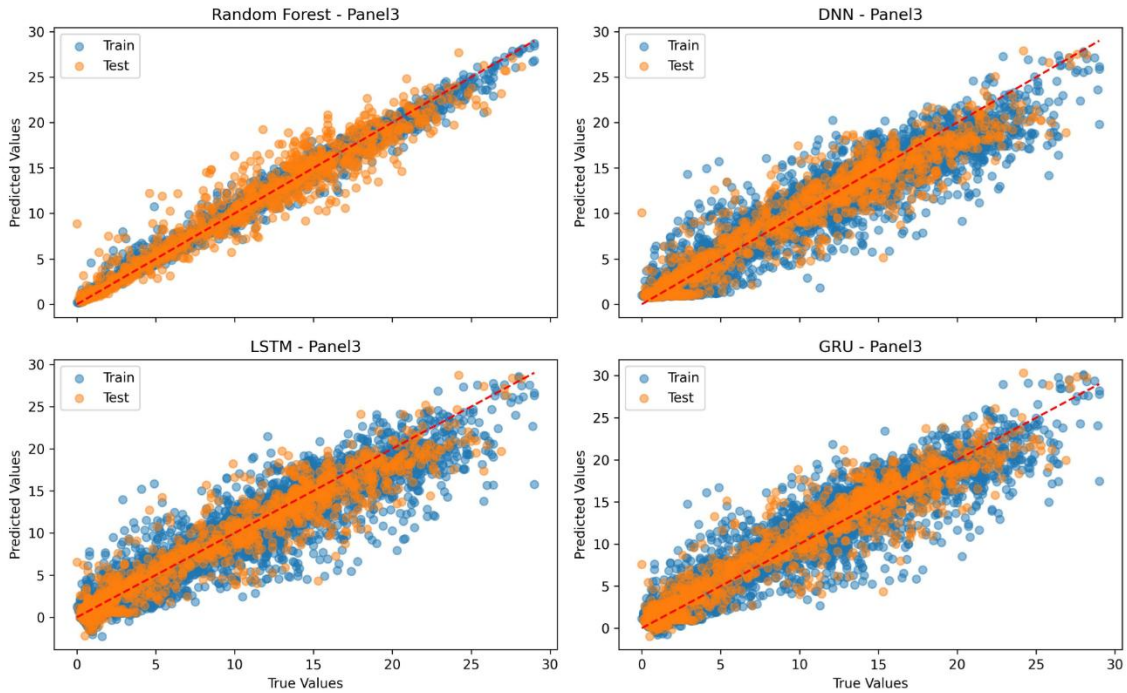



Figura 95**.** Temperaturas predichas vs. temperaturas medidas de panel 3*.*

En la Figura *96* se presentan gráficas de histogramas de error para el Panel 1 en prueba (test) y para entrenamiento (train) para los 4 modelos de algoritmo de entrenamiento evaluados, se observan campanas de distribución de las cuales el que se encuentre más concentrado al centro es el más conveniente debido a que el error tiene un rango menor, tomando esto en cuenta se observa que los mejores modelos en orden de prioridad son: Ramdom Forest, GRU, LSTM y por último DNN.

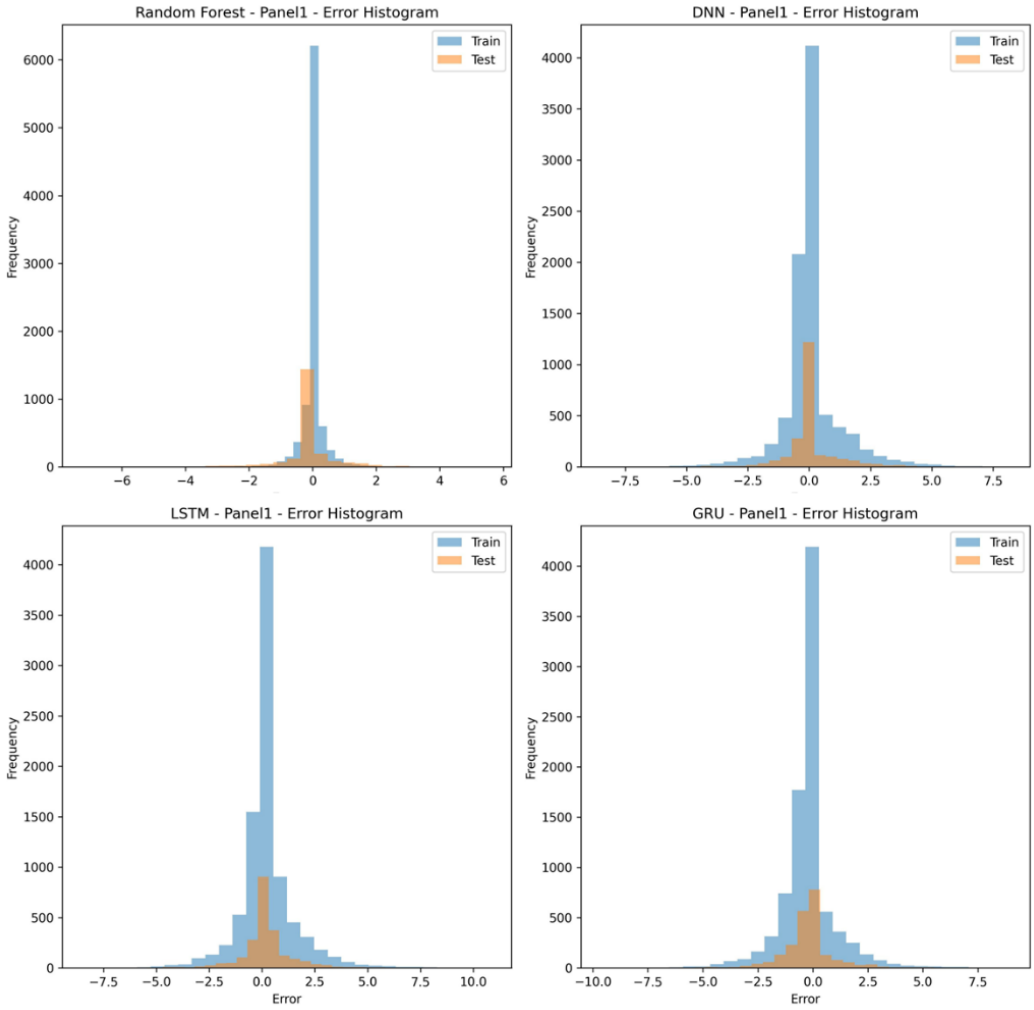



Figura 96. Histogramas de error de temperaturas predichas para panel 1.

Para el Panel 2, en la En la Figura 97 se presentan gráficas de histogramas de error en test y en train para los 4 modelos de entrenamiento evaluados, se observan campanas de distribución de las cuales el que se encuentre más concentrado al centro es el más conveniente debido a que el error tiene un rango menor, tomando esto en cuenta se observa que los mejores modelos en orden de prioridad son: Ramdom Forest y DNN, para el caso de LSTM y GRU presentan el mismo comportamiento pero una menor aproximación.

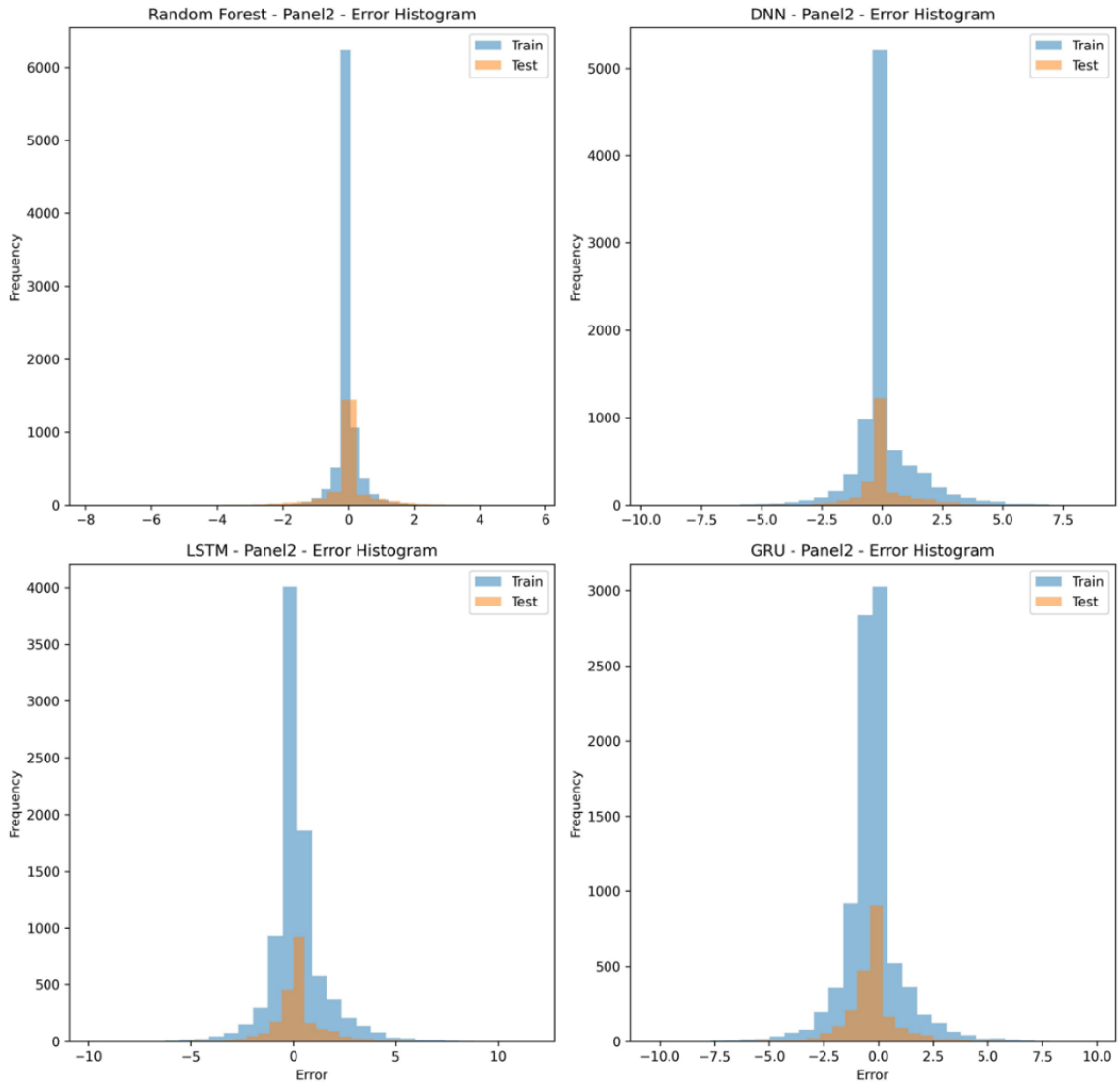



Figura 97. Histogramas de error de temperaturas predichas para panel 2.

Para el Panel 3, en la Figura 98 se presentan gráficas de histogramas de error en test y en train para los 4 modelos de entrenamiento evaluados, se observan campanas de distribución de las cuales el que se encuentre más concentrado al centro es el más conveniente debido a que el error tiene un rango menor, tomando esto en cuenta se observa que los mejores modelos en orden de prioridad son: Ramdom Forest y DNN, para el caso de LSTM y GRU presentan el mismo comportamiento pero una menor aproximación para este panel.

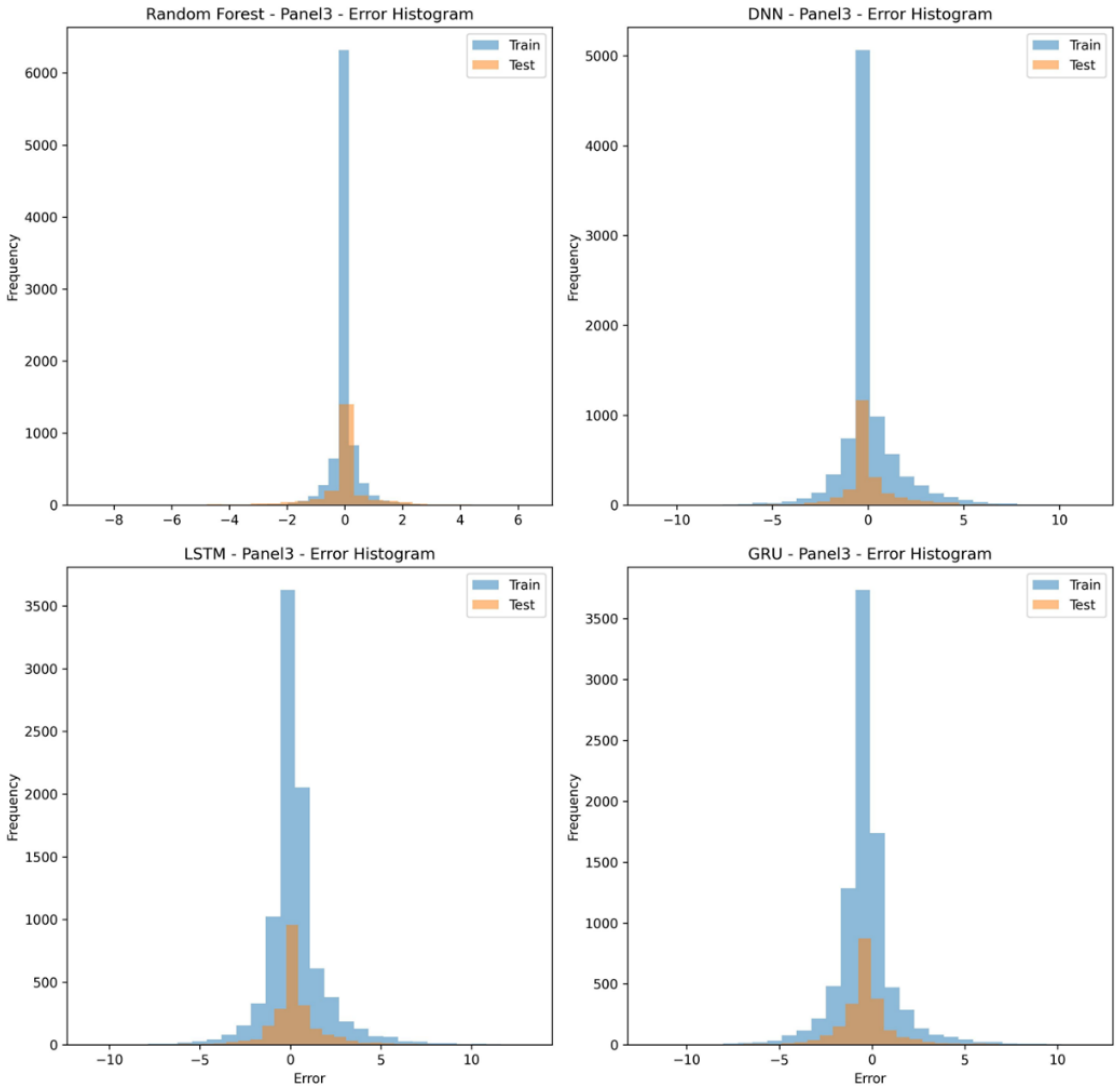



Figura 98**.** Histogramas de error de algoritmos evaluados en panel 3.

Calculando los coeficientes de determinación se presenta la Tabla 3, de donde se observa que el mejor modelo para este estudio es Random Forest dado que tiene un promedio de 0.98 a comparación de DNN con un promedio de 0.93 y GRU con un promedio de 0.92 al igual que LSTM, dada esta condición, se aplicó el modelo Random Forest para predicción en distintas zonas climáticas de México para la estimación de producción energética.

Tabla 14. Coeficientes de determinación.

| | Panel 1 | | Panel 2 | | Panel 3 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Train | Test | Train | Test | Train | Test | AVE |
| Random Forest | 0.99 | 0.95 | 0.99 | 0.96 | 0.99 | 0.97 | 0.98 |
| DNN | 0.92 | 0.92 | 0.93 | 0.93 | 0.95 | 0.95 | 0.93 |
| GRU | 0.90 | 0.91 | 0.92 | 0.92 | 0.94 | 0.94 | 0.92 |
| LSTM | 0.89 | 0.90 | 0.91 | 0.92 | 0.94 | 0.94 | 0.92 |

### 3.7.2 Predicción de producción energética en distintas zonas climáticas de México mediante Inteligencia Artificial

De acuerdo con los resultados obtenidos en la evaluación comparativa de modelos, se seleccionó Random Forest como el algoritmo óptimo para la fase de predicción, dado su superior coeficiente de determinación (0.98). Este modelo se aplicó para predecir la producción energética de paneles solares de 15W con 17% de eficiencia en condiciones STC (condiciones estándar), idénticos a los utilizados durante la fase experimental de recolección de datos.

Para evaluar la aplicabilidad de los sistemas de enfriamiento pasivo en diferentes contextos ambientales, se seleccionaron tres zonas geográficas de México que representan una diversidad significativa de condiciones climáticas. Esta selección estratégica permite analizar el comportamiento térmico y energético de los paneles solares con diferentes sistemas de enfriamiento en entornos contrastantes, proporcionando así información valiosa para la optimización de instalaciones fotovoltaicas en diversas regiones del país. Las características principales de las zonas seleccionadas se presentan en la Tabla 16, donde se observa la irradiancia máxima de las mediciones obtenidas en cada locación, si se desea conocer a detalle todas las variables medidas se puede revisar la sección de anexo .

Tabla 15.Locaciones para predicción de producción energética.

| Locación | Latitud / Longitud | Altura (m) | Irradiancia Máxima ($W/m^2$) | Características |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 30.761° N, 107.29° W | 377 | 1000 | Esta región se caracteriza por un clima árido, con muy poca precipitación anual (menos de 250 mm) y temperaturas extremas, que pueden superar los 39°C en verano. La falta de nubes y la alta radiación solar directa hacen que esta zona sea ideal para la instalación de paneles solares, ya que se maximiza la captación de energía solar. |
| 2 | 19.489° N, 99.193° W | 7388 | 900 | Esta región tiene un clima templado-húmedo, con temperaturas más bajas y mayor precipitación en comparación con las zonas áridas. |
| 3 | 20.99° N, 89.675° W | 5 | 800 | Esta región se caracteriza por un clima cálido y húmedo, con alta humedad relativa y temperaturas elevadas durante todo el año 3. La proximidad al mar ayuda a regular las temperaturas, evitando extremos térmicos. |

La Figura 99 presenta los perfiles de temperatura de paneles 1, 2 y 3 predichos mediante el algoritmo de random forest, de igual forma se presenta sus respectivos perfiles de irradiancia solar de donde se observa que la irradiancia de la locación 1 es el mayor de los 3, se sigue el de la locación 2 y en tercer lugar se encuentra la locación 3, este parámetro tiene mucho peso en la producción energética eléctrica, en el anexo 1 se presenta las tablas de datos usados para predicciones.

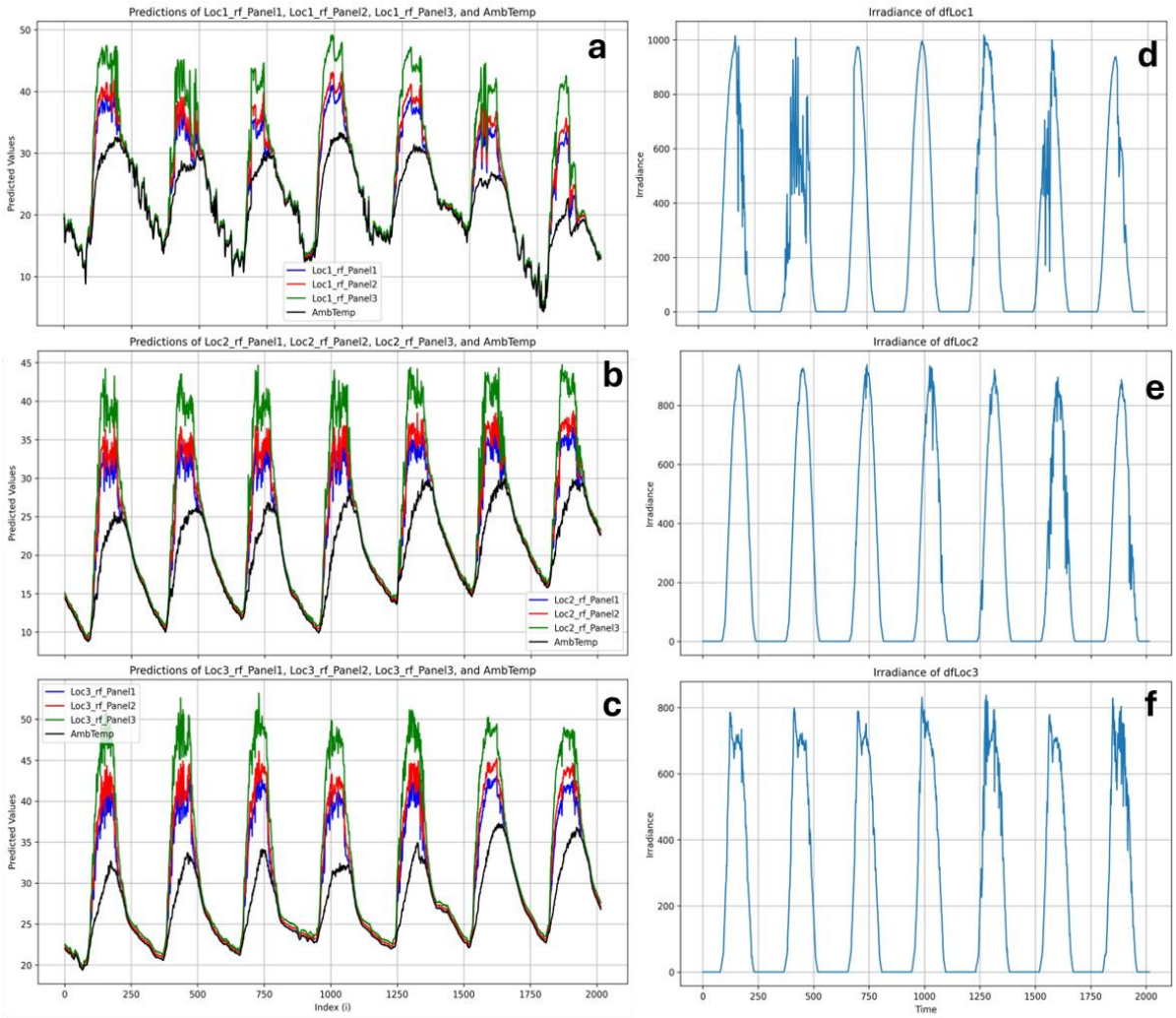



Figura 99. Resultados de modelo IA, a) Predicciones de temperatura para locación 1,b) Predicciones de temperatura para locación 2,c) Predicciones de temperatura para locación 3,d) Perfil de irradiancia solar en locación 1, e) Perfil de irradiancia solar en locación 2, f) Perfil de irradiancia solar en locación 3.

Considerando las temperaturas estimadas se calculó la producción energética por día con la ecuación [53]:

$$P(T,G) = P_{STC} * \frac{G}{G_{STC}}(1 + \gamma * (T - T_{STC}) \quad (52)$$

Donde $\boldsymbol{P_{STC}}$, $\boldsymbol{G_{STC}}$ y $\boldsymbol{T_{STC}}$ son la potencia de salida, irradiancia solar y temperatura bajo condiciones estándar definidas por fabricante y por literatura que corresponden a 15W, 1000 W/m² y 25 °C respectivamente.

En la Tabla 16 se presenta un comparativo de producción energética dependiendo de la zona climática y dependiendo del tipo de enfriador pasivo de paneles, es importante mencionar que los datos ambientales como irradiancia solar, velocidad de viento, dirección de viento, temperatura ambiente, etc, se obtuvieron cada 5 minutos de la plataforma Weather Underground (wunderground.com) ya que es una fuente confiable y útil para obtener información climática de alta frecuencia (cada minuto o cada 5 minutos), lo cual es fundamental para aplicaciones en energía solar, ya que permite acceder a datos históricos y en tiempo real como temperatura, humedad, velocidad del viento, presión atmosférica, precipitación e incluso irradiancia solar en estaciones que lo reportan. Gracias a su red de estaciones meteorológicas personales (PWS), es posible obtener datos locales muy específicos, ideales para modelar la producción solar, detectar variaciones rápidas en irradiancia y optimizar el rendimiento de los paneles solares. Esta plataforma es especialmente valiosa para calcular la eficiencia térmica de los paneles, estimar la producción energética real frente a la teórica y realizar mantenimiento predictivo con base en condiciones climáticas detalladas.

Tabla 16. Producción energética por día en distintas locaciones.

| | Producción Energética ($kWh/m^2$) | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | Panel1(Aletas hélice ) | Panel2(Aletas rectangulares) | Panel3(Sin aletas) | %Incremento Aleta hélice | %Incremento Aleta rectangular |
| Locación 1 | 5.23 | 5.19 | 5.07 | 3.3 | 2.4 |
| Locación 2 | 5.02 | 4.97 | 4.85 | 3.3 | 2.4 |
| Locación 3 | 4.48 | 4.44 | 4.33 | 3.4 | 2.5 |

En la Figura 100 se presenta un comparativo de producción energética de las distintas locaciones, de donde se observa que la locación 1 produce mayor energía que la locación 3 y de manera intermedia la locación 2, esto está relacionado con que la locación 1 es un clima seco con poca precipitación y la zona 3 es mayormente húmeda y de forma intermedia la zona 2 es una zona con mayor altitud por lo que tiene mayor captación de energía solar que la zona 3 pero menor que la locación 1. De igual forma se observa que el panel 1 tiene mayor producción energética que

corresponde a 3.4% de producción mayor que el panel 3 que no tiene sistema de enfriamiento, y el panel 2 tiene una producción energética excedente de 2.5% mejor que el sistema que no cuenta con sistema de enfriamiento de aletas.

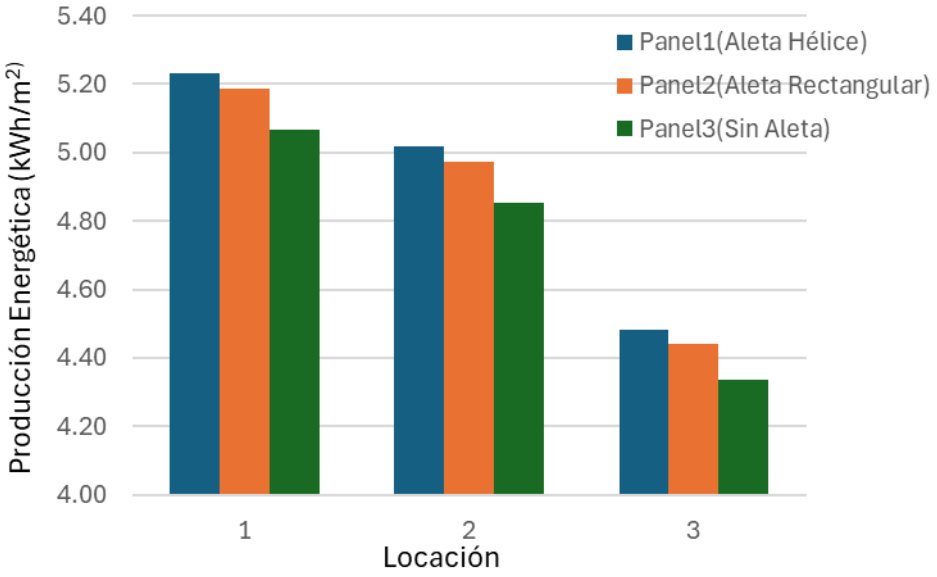



Figura 100. Comparativo de producción energética.

## 3.8 Tiempo de recuperación de la inversión

Usando la producción energética calculado en la sección de implementación experimental y la sección de aprendizaje automático, respecto al tiempo de recuperación de la inversión para la implementación del sistema de enfriamiento de aletas hélice, los resultados se escalaron por metro cuadrado para un panel de 540 W. De acuerdo con la Figura 91, dado el aumento anticipado del 4% en la producción de energía para las aletas hélice en comparación con un sistema no refrigerado y del 2,9% para las aletas rectangulares, la producción media de energía es de 2.244 kWh para las aletas hélice , lo que representa un 4% en comparación con el panel no refrigerado (2.158 kWh) y 2.221 kWh para las aletas rectangulares, tomando información de la figura Figura 91 con una carga resistiva de 40Ω se calculó un modelo escalando de 15W a 540W y 2.6 m², tomando la producción de energía del sistema sin enfriamiento y aplicando un factor de 4% y 2.9% para aletas hélice y rectangulares respectivamente (Tabla 17).

Tabla 17. Escalado de Sistema fotovoltaico.

| | Dimensión | Potencia de Panel (W) | Producción energética diaria (Wh) | Factor Enfriamiento/Sin enfriamiento |
|---|---|---|---|---|
| Sin enfriamiento | Miniatura | 15 | 60.0 | 1 |
| | Escalado | 540 | 2158.6 | 1 |
| Aleta Hélice | Miniatura | 15 | 62.4 | 1.040 |
| | Escalado | 540 | 2244.9 | 1.040 |
| Aleta Rectangular | Miniatura | 15 | 61.7 | 1.029 |
| | Escalado | 540 | 2221.2 | 1.029 |

Una vez calculada la producción de energía para un panel de 540 W, se estimó el costo de material y el excedente energético con el fin de calcular el tiempo de amortización de la propuesta de aletas hélice y aletas rectangulares.

Se sabe que el precio de material no es constante y tiene variación de un país a otro y con una dependencia respecto al tiempo, por lo que en este caso para normalizar se utiliza el precio del aluminio 2.35 USD/kg como promedio en 2023 en América del norte [54].

$$\text{Tiempo de retorno de inversión} = \frac{\text{Costo inicial}}{\text{ahorro anual de operación}} \tag{53}$$

Respecto al tiempo de recuperación de inversión se tiene la expresión 53, de donde se observa que el tiempo en años corresponde a la división del costo inicial con inflación entre el ahorro anual debido la energía excedente debido a la implementación de los sistemas de enfriamiento.

Tabla 18. Producción energética excedente para sistema con aletas hélice y aletas rectangulares.

| Tipo aleta | Area superior panel ($m^2$) | Peso de aletas ($kg/m^2$) | Costo de material (USD/kg) | Costo de aletas (USD) | Potencia de panel (W) | Producción energética diaria- Sin aletas (Wh) | Producción energética diaria-Con Aletas (Wh) | Excedente de producción día (Wh) | Excedente de producción año (Wh) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Hélice | 2.6 | 3.6 | 2.35 | 22.1 | 540 | 2158.6 | 2244.9 | 83.3 | 30405 |
| Rectangular | 2.6 | 3.6 | 2.35 | 22.1 | 540 | 2158.6 | 2221.2 | 62.6 | 22849 |

Por otro lado, en la Tabla 18 se presenta la energía excedente producida en un panel de 540 W con una superficie fija de 2,6 m² con la implementación de los sistemas de enfriamiento (aleta hélice y rectangular) de donde se observa que las contribuciones diarias de energía excedente al sumarse durante un año podrían alcanzar valores de 30.4 kWh para aletas hélice y 22.8kWh para aletas rectangulares que representarían valores considerables de producción energética. En las Tabla 19-20 se presenta el cálculo de tiempo de recuperación de inversión para México y USA al implementar los sistemas de enfriamiento de aletas hélice y rectangulares, con sus respectivos promedios de inflación e incremento en los precios de la electricidad en cada país hasta octubre 2023.

Tabla 19. Cálculo de tiempo de retorno de inversión en México 2023 para aletas hélice.

| Aletas HÉLICE<br><br>MEXICO | Años | Energía excedente 1% reducción anual (kWh) | Precio electricidad incremento 7.1% anual (USD) | Ahorros anuales (USD) | Ahorro total (USD) | Capital inicial con inflación 4% |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Precio doméstico | 1 | 31.5 | 0.094 | 3.0 | 3.0 | 22.1 |
| | 2 | 31.2 | 0.101 | 3.1 | 6.1 | 23.0 |
| | 3 | 30.9 | 0.108 | 3.3 | 9.4 | 23.9 |
| | 4 | 30.6 | 0.115 | 3.5 | 13.0 | 24.9 |
| | 5 | 30.3 | 0.124 | 3.7 | 16.7 | 25.9 |
| | 6 | 30.0 | 0.132 | 4.0 | 20.7 | 26.9 |
| | 7 | 29.7 | 0.142 | 4.2 | 24.9 | 28.0 |
| | **8** | **29.4** | **0.152** | **4.5** | **29.3** | **29.1** |
| Precio industrial | 1 | 31.5 | 0.199 | 6.3 | 6.3 | 22.1 |
| | 2 | 31.2 | 0.213 | 6.6 | 12.9 | 23.0 |
| | 3 | 30.9 | 0.228 | 7.0 | 20.0 | 23.9 |
| | **4** | **30.6** | **0.244** | **7.5** | **27.4** | **24.9** |

Tabla 20. Cálculo de tiempo de retorno de inversión en México 2023 para aletas Rectangulares.

| Aleta RECTANGULAR<br><br>MEXICO | Años | Energía excedente 1% reducción anual (kWh) | Precio electricidad incremento 7.1% anual (USD) | Ahorros anuales (USD) | Ahorro total (USD) | Capital inicial con inflación 4% |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Precio doméstico | 1 | 22.8 | 0.094 | 2.1 | 2.1 | 22.1 |
| | 2 | 22.6 | 0.101 | 2.3 | 4.4 | 23.0 |
| | 3 | 22.4 | 0.108 | 2.4 | 6.8 | 23.9 |
| | 4 | 22.2 | 0.115 | 2.6 | 9.4 | 24.9 |
| | 5 | 21.9 | 0.124 | 2.7 | 12.1 | 25.9 |
| | 6 | 21.7 | 0.132 | 2.9 | 15.0 | 26.9 |
| | 7 | 21.5 | 0.142 | 3.1 | 18.0 | 28.0 |
| | 8 | 21.3 | 0.152 | 3.2 | 21.3 | 29.1 |
| | 9 | 21.1 | 0.163 | 3.4 | 24.7 | 30.3 |
| | 10 | 20.9 | 0.174 | 3.6 | 28.3 | 31.5 |
| | **11** | **20.7** | **0.187** | **3.9** | **32.2** | **32.7** |
| | **12** | **20.5** | **0.200** | **4.1** | **36.3** | **34.0** |
| Precio industrial | 1 | 22.8 | 0.199 | 4.5 | 4.5 | 22.1 |
| | 2 | 22.6 | 0.213 | 4.8 | 9.4 | 23.0 |
| | 3 | 22.4 | 0.228 | 5.1 | 14.5 | 23.9 |
| | 4 | 22.2 | 0.244 | 5.4 | 19.9 | 24.9 |
| | **5** | **21.9** | **0.262** | **5.7** | **25.6** | **25.9** |
| | **6** | **21.7** | **0.280** | **6.1** | **31.7** | **26.9** |

Tabla 21. Cálculo de tiempo de retorno de inversión en USA 2023 para aletas hélice.

| Aletas HÉLICE<br><br>USA | Años | Energía excedente 1% reducción anual (kWh) | Precio electricidad incremento 10% anual (USD) | Tarifa incentiva (USD) | Ahorros anuales (USD) | Ahorro total (USD) | Capital inicial con inflación 3.7% |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Precio residencial | 1 | 31.5 | 0.158 | 0.020 | 5.6 | 5.6 | 22.1 |
| | 2 | 31.2 | 0.173 | 0.021 | 6.0 | 11.6 | 22.9 |
| | 3 | 30.9 | 0.191 | 0.021 | 6.5 | 18.2 | 23.8 |
| | **4** | **30.6** | **0.210** | **0.022** | **7.1** | **25.2** | **24.7** |

Tabla 22. Cálculo de tiempo de retorno de inversión en USA 2023 para aletas rectangulares.

| Aletas Rectangulares<br><br>USA | Años | Energía excedente 1% reducción anual (kWh) | Precio electricidad incremento 10% anual (USD) | Tarifa incentiva (USD) | Ahorros anuales (USD) | Ahorro total (USD) | Capital inicial con inflación 3.7% |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Precio residencial | 1 | 22.8 | 0.158 | 0.020 | 4.1 | 4.1 | 22.1 |
| | 2 | 22.6 | 0.173 | 0.021 | 4.4 | 8.4 | 22.9 |
| | 3 | 22.4 | 0.191 | 0.021 | 4.7 | 13.2 | 23.8 |
| | 4 | 22.2 | 0.210 | 0.022 | 5.1 | 18.3 | 24.7 |
| | **5** | **21.9** | **0.231** | **0.022** | **5.5** | **23.8** | **25.6** |
| | **6** | **21.7** | **0.254** | **0.023** | **6.0** | **29.9** | **26.5** |

A partir de la información sobre el tiempo de amortización de las tablas 17-20, se presenta un resumen en la Tabla 23 y la Figura 101, donde se observa que, si el costo de la electricidad aumenta, el tiempo de recuperación de inversión se reduce, como es el caso de una estimación para un precio de la electricidad de 0.55 USD (por ejemplo, Grecia o Italia en 2023) donde el tiempo de amortización es de 1.1 años para las aletas hélice y de 1.8 años para el sistema con aletas rectangulares.

Tabla 23. Cálculo de tiempo de retorno de inversión resumen en USA y México 2023 para aletas Hélice y rectangulares.

| País | Incremento precio electricidad anual ( % ) | Inflación de capital inicial ( % ) | Precio electricidad (USD) | Aletas Hélice (Años) | Aletas Rectangulares (Años) | Diferencia (Años) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| MX | 7.1 | 4.0 | 0.094 | 8.0 | 10.8 | 2.8 |
| USA | 10.0 | 3.7 | 0.158 | 3.9 | 5.4 | 1.5 |
| MX | 7.1 | 4.0 | 0.199 | 3.6 | 5.0 | 1.4 |
| Estimación | 7.1 | 4.0 | 0.550 | 1.1 | 1.8 | 0.7 |

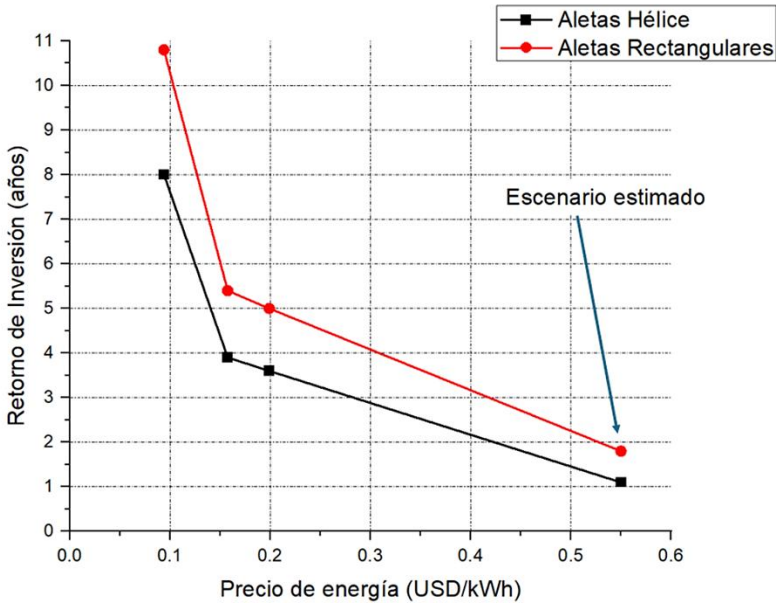



Figura 101. Tiempo de retorno de inversión de enfriador propuesto (aleta hélice) y referencia (aletas rectangulares).

En la Tabla 23 y Figura 101 se observa que un caso teórico de evaluación en el que el costo de energía es alto (0.56USD/kWh) el tiempo de recuperación reducido en comparación con costo de 0.1 USD/kWh.

Realizando un estimado para distintos países se tiene la Tabla 24 donde se observa un estimado de tiempo de recuperación de inversión para sistema de enfriamiento de aletas hélice y aletas rectangulares. En este caso particular no se aplicaron factores de inflación, se observa en el caso de Italia que este estimado está sobredimensionado es decir si se aplican costos de inflación e incremento en precios de electricidad el tiempo de recuperación sería menor. Es decir, la tabla muestra el peor escenario y en la realidad este tiempo de recuperación sería menor lo que indicaría una ventaja en la implementación de los sistemas de enfriamiento analizados en la presente investigación.

Tabla 24. Tiempo de recuperación de la inversión en función del precio de la electricidad.

| **Precio energía (USD/kWh)** | **País (2023)** | **Excedente diario de energía Aletas Hélice (USD)** | **Excedente diario de energía Aletas Rectangulares (USD)** | **Tiempo de retorno de inversión Aletas Hélice (años)** | **Tiempo de retorno de inversión Aletas Rectangulares (años)** |
|---|---|---|---|---|---|
| 0.094 | Mexico | 8.323E-03 | 6.034E-03 | 8.45 | 11.66 |
| 0.171 | Brasil | 1.423E-02 | 1.032E-02 | 4.94 | 6.82 |
| 0.227 | España | 1.889E-02 | 1.370E-02 | 3.72 | 5.14 |
| 0.253 | Uruguay | 2.106E-02 | 1.527E-02 | 3.34 | 4.61 |
| 0.294 | Grecia | 2.447E-02 | 1.774E-02 | 2.88 | 3.97 |
| 0.550 | Italia | 4.736E-02 | 3.434E-02 | 1.49 | 2.05 |

Como muestra la Tabla 24, es posible ver la dependencia del tiempo de amortización del coste de la energía, según los precios mundiales de la energía, a medida que aumenta el coste de la energía, como en el caso del coste de la energía en Italia, el excedente de energía se vuelve más relevante y, de forma similar, el tiempo de amortización se reduce, por lo que el sistema de refrigeración pasiva propuesto podría ser una opción económicamente viable.

Por último, la Figura 102 muestra la evolución temporal de la amortización de la inversión en función del costo energético. A medida que aumenta el costo de la energía, disminuye el tiempo de amortización de la inversión. La tendencia mundial actual sugiere que los precios de la energía seguirán aumentando, lo que conducirá a un menor tiempo de amortización de la inversión, lo que significa que este sistema de refrigeración fotovoltaica pasiva puede ser una buena opción para mejorar la producción de energía.

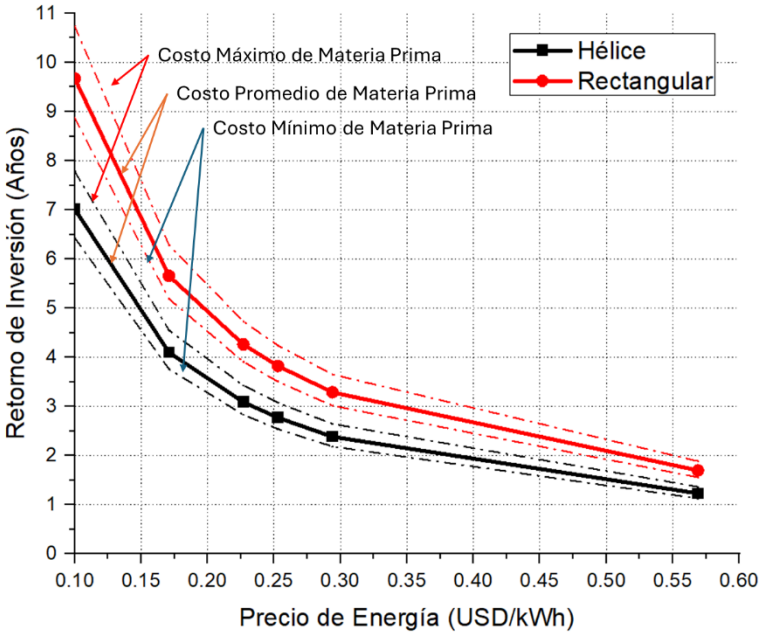



Figura 102. Tiempo de recuperación de la inversión en función del precio de la electricidad.

# CONCLUSIONES

En el presente trabajo de investigación se estudia termoeconómicamente y de forma comparativa paneles solares fotovoltaicos que incorporan un nuevo sistema de refrigeración pasiva mediante aletas hélice y aletas rectangulares seccionadas para mejorar el rendimiento energético. El estudio se enfocó en 4 ramas principales para darle certeza a los resultados, en la prime rama se realizó mediante software de dinámica de fluidos computacional ANSYS CFX para estimar puntos específicos de operación en estado estacionario, la segunda rama consiste en el uso de cuadripolos térmicos para estimar el comportamiento de los sistemas de enfriamiento pasivos ante entradas en estado transitorio, la tercera rama consiste en la aplicación de algoritmos de aprendizaje automático como redes neuronales para estimar el comportamiento térmico de los paneles solares con sistemas de enfriamiento bajo condiciones ambientales variables y por último se tiene la rama de implementación experimental, las cuatro ramas mostraron una concordancia de resultados lo que resulta en un alto nivel de confiabilidad, la metodología incluye el estudio del sistema con aleta hélice, un modelo con aletas rectangulares y un modelo sin sistema de enfriamiento. Se realizó una variación de parámetros geométricos de diseño, como la longitud de la aleta, el ancho de la aleta, el área de convección, el ángulo de torsión y el diámetro del orificio para lograr la configuración óptima final. Posteriormente, se realizó una evaluación experimental considerando el modelo de aleta hélice propuesto, el modelo de aleta rectangular y un panel sin sistema de enfriamiento. Se realizó la variación de la carga de producción de energía y una evaluación económica. Los resultados primarios se pueden resumir de la siguiente manera:

1. Tomando como base el estudio de variación de parámetros geométricos de las aletas en condiciones de operación en Mérida Yucatán, con una velocidad de viento promedio de 2.5 m/s y una irradiancia solar de 1000W/m$^2$, se observó que, respecto a la influencia de las dimensiones de las aletas, se determinó que el ancho ideal debe mantenerse dentro del rango de 10 a 20

mm para garantizar una adecuada disipación del calor sin incurrir en un aumento excesivo de la temperatura. Del mismo modo, la longitud de las aletas se mantuvo en 40 mm con el objetivo de tener un comparativo uno a uno de los sistemas comparados.

2. El ángulo de torsión de las aletas resultó esencial para la eficiencia térmica, donde los ángulos entre 90° y 270° dieron como resultado la reducción de temperatura óptima. Además, el tamaño de los orificios en las aletas afecta negativamente la efectividad del enfriamiento, lo que demuestra que las aberturas más grandes disminuyen el área de superficie convectiva y aumentan la temperatura del panel.
3. La estabilidad térmica de las aletas hélice frente a los cambios en la dirección del viento es destacable la ventaja en términos de fiabilidad operativa dado que mantiene su nivel de enfriamiento sin importar la dirección de viento. Además, en comparación de paneles con y sin aletas reveló consistentemente temperaturas más bajas para aquellos ya que las aletas hélice demuestran una superioridad de 2 °C sobre las aletas rectangulares y una superioridad de 8 °C sobre sistemas sin enfriamiento.
4. La incorporación de orificios en las aletas condujo a una reducción del área efectiva de transferencia de calor, lo que resultó en una menor capacidad de disipación térmica. Esta modificación fue inicialmente concebida con el objetivo de incrementar la turbulencia del flujo de aire y, por ende, mejorar la convección. Sin embargo, de manera indirecta, la disminución del área superficial disponible para la transferencia de calor contrarrestó los posibles beneficios del aumento de turbulencia, reflejándose en una disminución del rendimiento térmico global. Si bien una posible solución habría sido compensar esta pérdida mediante el incremento de la longitud de las aletas para restaurar el área de convección, dicha alternativa fue descartada debido al objetivo principal del diseño: minimizar el uso de material en el sistema de enfriamiento. Por esta razón, no se continuó con la implementación de orificios en las aletas.

5. De acuerdo con la validación realizada en la sección 3.1, se observó una buena aproximación CFD/Experimental en el que se observó un error de aproximación en un rango de 0.3-0.7 °C, tomando mediciones de un día promedio y simulando ese día con sus condiciones ambientales particulares como velocidad de viento igual a 3.1m/s e irradiancia solar de 900W/$m^2$ a las 12:00 hr del día.
6. En cuanto a la producción de energía, los paneles con aletas hélice superaron sistemáticamente a las aletas rectangulares y a los paneles sin aletas durante el período de prueba de 14 días de verano, es importante mencionar que este estudio se realizó con mediciones reales en estado transitorio con mediciones cada minuto de variables ambientales con el objetivo de ser lo más aproximado a la realidad e integrando la energía producida en cada minuto para observar el excedente energético que se interpretó como una ganancia del 3% de energía adicional en comparación con los paneles no enfriados y una ganancia del 2% en comparación con las aletas rectangulares, y optimizando la resistencia de carga se logró un incremento de 4% y2.9% respectivamente. Las variaciones en la resistencia a la carga también demostraron que la aleta hélice ofrece un beneficio superior en la producción de energía, con una relación de resistencia óptima que maximiza la producción de energía.
7. En cuanto a la tiempo de recuperación de la inversión de la implementación del sistema de enfriamiento propuesto se tiene que en México en 2023 podría recuperarse el costo de implementación en 3.6 años para la aleta hélice y en 5 años para las aletas rectangulares bajo tarifa eléctrica industrial y en USA se podría recuperar el costo de implementación en 3.9 años para las aletas hélice y en 5.4 años para las aletas rectangulares tomando en cuenta un incremento de los precios de 7.1-10% anual, un incremento en la inflación de 3.7-4% y en una reducción de producción energética por degradación de los paneles de 1% anual, de esto se observa que el sistema de enfriamiento propuesto con aletas hélice provee una mejora en enfriamiento y por tanto en producción energética respecto al enfriador de aletas rectangulares.

8. El presente estudio implementó metodologías avanzadas de aprendizaje automático para modelar sistemas fotovoltaicos con enfriamiento pasivo, obteniendo resultados significativos que contribuyen al campo de las energías renovables. Analizando la matriz de correlaciones, identificamos que la irradiancia solar constituye el factor de mayor impacto en la temperatura de los paneles solares (coeficientes >0.89), seguida por la temperatura ambiente (0.45-0.53), humedad relativa (correlación negativa entre -0.19 y -0.26), y en menor medida, la velocidad y dirección del viento.
9. La evaluación comparativa de los algoritmos reveló la superioridad del modelo Random Forest, que alcanzó un coeficiente de determinación promedio de 0.98, significativamente mayor que sus competidores: DNN (0.93), GRU (0.92) y LSTM (0.92). Los histogramas de error confirmaron esta ventaja, mostrando distribuciones más concentradas alrededor de cero para Random Forest, lo que indica predicciones más precisas y confiables.
10. En términos de rendimiento energético, el sistema de enfriamiento con aletas en hélice (Panel 1) demostró ser el más eficiente, incrementando la producción energética entre 3.3% y 3.4% en comparación con el panel sin sistema de enfriamiento. El sistema con aletas rectangulares (Panel 2) generó mejoras más modestas, entre 2.4% y 2.5%. Estos resultados cuantifican el beneficio tangible de implementar sistemas pasivos de enfriamiento, especialmente en condiciones de alta temperatura e irradiancia.
11. El análisis geográfico-climático evidenció que la zona árida (Locación 1) alcanzó la mayor producción energética (5.23 kWh/m² con Panel 1), seguida por la zona templada en altura (Locación 2, 5.02 kWh/m²) y finalmente la zona cálida-húmeda (Locación 3, 4.48 kWh/m²). Esta variación refleja principalmente las diferencias en irradiancia solar disponible y el impacto de la humedad en la disipación térmica, es importante mencionar que este estudio se realizó en condiciones reales de operación usando datos ambientales de mediciones cada 5 minutos con el objetivo de ser lo más

aproximado al funcionamiento en condiciones reales de operación, en la sección de anexo se pueden consultar los datos en estado transitorio usados.

12. La metodología de gemelo digital desarrollada representa una contribución significativa para la industria fotovoltaica, ofreciendo un enfoque sistematizado para evaluar y optimizar sistemas de enfriamiento pasivo sin necesidad de extensas pruebas físicas en múltiples locaciones. La capacidad de nuestro modelo para simular con precisión el comportamiento térmico y energético bajo diversas condiciones climáticas proporciona una herramienta valiosa para la planificación estratégica de instalaciones fotovoltaicas.

**13.** Los resultados de este estudio subrayan el potencial de combinar técnicas avanzadas de simulación por CFD, quadripolos térmicos y aprendizaje automático con principios de ingeniería térmica para optimizar sistemas fotovoltaicos, contribuyendo así al desarrollo de soluciones energéticas más eficientes, sostenibles y adaptadas a condiciones locales específicas.

# PERSPECTIVAS

A partir de los hallazgos obtenidos, se identifican diversas líneas de investigación que pueden enriquecer y ampliar el presente estudio. En primer lugar, se propone la incorporación de variables ambientales adicionales como la nubosidad, la calidad del aire y la radiación ultravioleta, las cuales podrían influir significativamente en la eficiencia térmica y energética de los sistemas fotovoltaicos. Asimismo, se sugiere el desarrollo de nuevos diseños geométricos de sistemas de enfriamiento pasivo que optimicen la transferencia de calor con un uso mínimo de materiales, priorizando configuraciones biomiméticas o estructuras con geometrías que maximicen el área de convección.

Otra línea de trabajo relevante consiste en extender el análisis a un espectro geográfico más amplio, incluyendo zonas con condiciones climáticas

extremas, con el fin de validar la robustez y generalización de los modelos predictivos desarrollados. Además, se plantea la integración de estos sistemas de enfriamiento con tecnologías de almacenamiento energético, como baterías o sistemas térmicos, para evaluar su impacto en la estabilidad y autonomía de microredes solares.

Desde una perspectiva económica, se recomienda realizar estudios de costo-beneficio más detallados, considerando escenarios de escalamiento industrial, variabilidad en los precios de la energía y políticas de incentivos gubernamentales. Finalmente, se vislumbra un alto potencial en la implementación de gemelos digitales y técnicas de inteligencia artificial para la gestión en tiempo real de sistemas fotovoltaicos, lo cual permitiría una optimización dinámica basada en condiciones ambientales cambiantes y patrones de consumo energético.

# BIBLIOGRAFÍA


[1] S.A. Rakino, S. Suherman, S. Hasan, A.H. Rambe, Gunawan, A Passive Cooling System for Increasing Efficiency of Solar Panel Output, J Phys Conf Ser 1373 (2019). https://doi.org/10.1088/1742-6596/1373/1/012017.

[2] G. Masson, E. Bosch, A. Van Rechem, M. de l'Epine, Snapshot 2024, 2024. https://doi.org/10.69766/VHRF4040.

[3] X. Wang, A. Barnett, The Evolving Value of Photovoltaic Module Efficiency, Applied Sciences 9 (2019) 1227. https://doi.org/10.3390/app9061227.

[4] H.G. Teo, P.S. Lee, M.N.A. Hawlader, An active cooling system for photovoltaic modules, Appl Energy 90 (2012) 309–315. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.01.017.

[5] E. Skoplaki, J.A. Palyvos, On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations, Solar Energy 83 (2009) 614–624. https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.10.008.

[6] G. Notton, C. Cristofari, M. Mattei, P. Poggi, Modelling of a double-glass photovoltaic module using finite differences, Appl Therm Eng 25 (2005) 2854–2877. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.02.008.

[7] A. Pradhan, S.K.S. Parashar, S.M. Ali, P. Paikray, Water cooling method to improve efficiency of photovoltaic module, in: 2016 International Conference on Signal Processing, Communication, Power and Embedded System (SCOPES), IEEE, 2016: pp. 1044–1047. https://doi.org/10.1109/SCOPES.2016.7955600.

[8] I. Houssamo, F. Locment, M. Sechilariu, Maximum power tracking for photovoltaic power system: Development and experimental comparison of two algorithms, Renew Energy 35 (2010) 2381–2387. https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.04.006.

[9] M. Firoozzadeh, A. Shiravi, M. Shafiee, An Experimental Study on Cooling the Photovoltaic Modules by Fins to Improve Power Generation: Economic Assessment, Iranica Journal of Energy & Environment 10 (2019) 80–84. https://doi.org/10.5829/IJEE.2019.10.02.02.

[10] S. Wu, C. Xiong, Passive cooling technology for photovoltaic panels for domestic houses, International Journal of Low-Carbon Technologies 9 (2014) 118–126. https://doi.org/10.1093/IJLCT/CTU013.

[11] R. Mazón-Hernández, J.R. García-Cascales, F. Vera-García, A.S. Káiser, B. Zamora, Improving the electrical parameters of a photovoltaic panel by means of an induced or forced air stream, International Journal of Photoenergy 2013 (2013). https://doi.org/10.1155/2013/830968.

[12] I. Ahmed Hasan, I. Saleh kareem, D. Adil Attar, Effect of Evaporative Cooling Combined with Heat Sink on PV Module Performance, Journal of University of Babylon for Engineering Sciences 27 (2019) 252–264. https://doi.org/10.29196/jubes.v27i2.2345.

[13] S.A. Rakino, S. Suherman, S. Hasan, A.H. Rambe, Gunawan, A Passive Cooling System for Increasing Efficiency of Solar Panel Output, J Phys Conf Ser 1373 (2019) 012017. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1373/1/012017.

[14] A.M. Elbreki, K. Sopian, A. Fazlizan, A. Ibrahim, An innovative technique of passive cooling PV module using lapping fins and planner reflector, Case Studies in Thermal Engineering 19 (2020) 100607. https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100607.

[15] G. Hernandez, Estudio de un nuevo diseño de disipador de calor pasivo para reducir las pérdidas de eficiencia de un sistema fotovoltaico, Centro de Investigación Científica de Yucatán, Mérida Yucatán, 2020. https://cicy.repositorioinstitucional.mx/jspui/handle/1003/1786 (accessed August 26, 2023).

[16] R. El Kassar, A. Al Takash, J. Faraj, M. Khaled, H.S. Ramadan, Phase change materials for enhanced photovoltaic panels performance: A comprehensive review and critical analysis, Energy and Built Environment 6 (2025) 655–675. https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2024.02.004.

[17] ANSYS INC, ANSYS INC, Https://Www.Ansys.Com/Products/Fluids (n.d.).

[18] ANSYS Inc., Ansys CFX-Solver Theory Guide, 2021 R2, ANSYS, Canonsburg, PA, 2021.

[19] F.R. Menter, Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective, Int J Comut Fluid Dyn 23 (2009) 305–316. https://doi.org/10.1080/10618560902773387.

[20] J. Adeeb, A. Farhan, A. Al-Salaymeh, Temperature Effect on Performance of Different Solar Cell Technologies, Journal of Ecological Engineering 20 (2019) 249–254. https://doi.org/10.12911/22998993/105543.

[21] S. Arya, P. Mahajan, Silicon-Based Solar Cells, in: Solar Cells, Springer Nature Singapore, Singapore, 2023: pp. 37–76. https://doi.org/10.1007/978-981-99-7333-0_2.

[22] M. Azab, Optimal power point tracking for stand-alone PV system using particle swarm optimization, in: 2010 IEEE International Symposium on Industrial Electronics, IEEE, 2010: pp. 969–973. https://doi.org/10.1109/ISIE.2010.5637061.

[23] A. Luque, S. Hegedus, eds., Handbook of Photovoltaic Science and Engineering, Wiley, 2003. https://doi.org/10.1002/0470014008.

[24] Q. Fu, N. Tong, A Complex-Method-Based PSO Algorithm for the Maximum Power Point Tracking in Photovoltaic System, in: 2010 Second International Conference on Information Technology and Computer Science, IEEE, 2010: pp. 134–137. https://doi.org/10.1109/ITCS.2010.39.

[25] D. Maillet, S. Andre, J.-C. Batsale, A. Degiovanni, C. Moyne, Thermal Quadrupoles: An Efficient Method for Solving the Heat Equation Through Integral Transform, John Wiley & Sons, LTD (2000) 370.

https://www.researchgate.net/publication/265486424_Thermal_QuadrupolesSolving_the_heat_equation_through_integral_transforms (accessed August 26, 2023).

[26] F.J. Valderrama Purizaca, D.A. Chávez Barturen, S.P. Muñoz Pérez, V.A. Tuesta-Monteza, H.I. Mejía-Cabrera, Importance of artificial neural networks in civil engineering: a systematic review of the literature, ITECKNE 18 (2020). https://doi.org/10.15332/iteckne.v18i1.2542.

[27] S. Bishnoi, B.K. Hooda, Decision Tree Algorithms and their Applicability in Agriculture for Classification, Journal of Experimental Agriculture International (2022) 20–27. https://doi.org/10.9734/jeai/2022/v44i730833.

[28] A.A. Mahamat, M.M. Boukar, N. Leklou, A. Celino, I.I. Obianyo, N.L. Bih, T.T. Stanislas, H. Savastanos, Decision Tree Regression vs. Gradient Boosting Regressor Models for the Prediction of Hygroscopic Properties of Borassus Fruit Fiber, Applied Sciences 14 (2024) 7540. https://doi.org/10.3390/app14177540.

[29] S. Chakraverty, S. Mall, Artificial Neural Networks for Engineers and Scientists, CRC Press, Boca Raton : CRC Press, 2017., 2017. https://doi.org/10.1201/9781315155265.

[30] S.R. Mohandes, X. Zhang, A. Mahdiyar, A comprehensive review on the application of artificial neural networks in building energy analysis, Neurocomputing 340 (2019) 55–75. https://doi.org/10.1016/j.neucom.2019.02.040.

[31] C. Jiang, Z. Huang, T. Pedapati, P.-Y. Chen, Y. Sun, J. Gao, Network properties determine neural network performance, Nat Commun 15 (2024) 5718. https://doi.org/10.1038/s41467-024-48069-8.

[32] M. Schonlau, R.Y. Zou, The random forest algorithm for statistical learning, The Stata Journal: Promoting Communications on Statistics and Stata 20 (2020) 3–29. https://doi.org/10.1177/1536867X20909688.

[33] R.C. Staudemeyer, E.R. Morris, Understanding LSTM -- a tutorial into Long Short-Term Memory Recurrent Neural Networks, (2019). https://arxiv.org/abs/1909.09586v1 (accessed April 3, 2025).

[34] H.H. Sak, A. Senior, F. Beaufays Google, Long Short-Term Memory Based Recurrent Neural Network Architectures for Large Vocabulary Speech Recognition, (2014). https://arxiv.org/abs/1402.1128v1 (accessed April 3, 2025).

[35] K. Cho, B. Van Merriënboer, C. Gulcehre, D. Bahdanau, F. Bougares, H. Schwenk, Y. Bengio, Learning Phrase Representations using RNN Encoder–Decoder for Statistical Machine Translation, EMNLP 2014 - 2014 Conference on Empirical Methods in Natural Language Processing, Proceedings of the Conference (2014) 1724–1734. https://doi.org/10.3115/V1/D14-1179.

[36] J. Chung, C. Gulcehre, K. Cho, Y. Bengio, Empirical Evaluation of Gated Recurrent Neural Networks on Sequence Modeling, (2014). https://arxiv.org/abs/1412.3555v1 (accessed April 9, 2025).

[37] H. Balcioglu, K. Soyer, M. EL-Shimy, Renewable Energy– Background, in: 2017: pp. 17–33. https://doi.org/10.6084/m9.figshare.6169460.

[38] A. Jehad, I. Hamammu, Calculating the Efficiency of Solar Cells, (2018).

[39] Conagua México, Relación entre el Índice de Marginación y la Irradiación Solar, Https://Www.Conagua.Gob.Mx/CONAGUA07/Contenido/Documentos/Presentacion1.Pdf (n.d.).

[40] K. Ishaque, Z. Salam, H. Taheri, Simple, fast and accurate two-diode model for photovoltaic modules, Solar Energy Materials and Solar Cells 95 (2011) 586–594. https://doi.org/10.1016/J.SOLMAT.2010.09.023.

[41] N. Ferretti, A. Sönmez, F. Schneider, B. Litzenburger, S. Janke, T. Weber, J. Berghold, P. Grunow, REFLECTANCE MEASUREMENTS FOR TESTING THE EFFECT OF MODULE CLEANING ON THE GLASS SURFACE, in: European Photovoltaic Solar Energy Conference, Munich, 2021.

[42] S. Ponce-Alcántara, G. Sanchez, Improving the efficiency of PV modules using glass with reflective strips, Photovoltaics International (2016).

[43] B.P. Jelle, A. Gustavsen, T.N. Nilsen, T. Jacobsen, Solar material protection factor (SMPF) and solar skin protection factor (SSPF) for window panes and other glass structures in buildings, Solar Energy Materials and Solar Cells 91 (2007) 342–354. https://doi.org/10.1016/J.SOLMAT.2006.10.017.

[44] B. Li, Z. Cui, Q. Cao, W. Shao, Increasing Efficiency of a Finned Heat Sink Using Orthogonal Analysis, Energies 2021, Vol. 14, Page 782 14 (2021) 782. https://doi.org/10.3390/EN14030782.

[45] M. Baldry, V. Timchenko, C. Menictas, Optimal design of a natural convection heat sink for small thermoelectric cooling modules, Appl Therm Eng 160 (2019) 114062. https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.114062.

[46] S. Kumar Laha, P. Kumar Sadhu, A. Ganguly, A. Kumar Naskar, A comparative study on thermal performance of a 3-D model based solar photovoltaic panel through finite element analysis, Ain Shams Engineering Journal 13 (2022). https://doi.org/10.1016/J.ASEJ.2021.06.019.

[47] S. Sharples, P.S. Charlesworth, Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector, Solar Energy 62 (1998) 69–77. https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00119-9.

[48] J. Watmuff, D. Proctor, S. Australia, Solar and wind induced external coefficients-Solar collectors, n.d. https://www.researchgate.net/publication/234355019.

[49] H. Weiwei, X. Li, W. Hu, J. Wang, Z. Tian, B. Zhou, J. Wu, R. Li, W. Li, N. Ma, J. Kang, Y. Wang, J. Tian, J. Dai, Experimental research on the convective heat transfer coefficient of photovoltaic panel, n.d. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.12.090.

[50] A.J. Cetina-Quiñones, I. Polanco-Ortiz, P. Mijangos Alonzo, J.G. Hernandez-Perez, A. Bassam, Innovative heat dissipation design incorporated into a solar photovoltaic thermal (PV/T) air collector: An optimization approach based on 9E analysis, Thermal Science and Engineering Progress 38 (2023) 101635. https://doi.org/10.1016/J.TSEP.2022.101635.

[51] R. Tariq, J. Xamán, A. Bassam, L.J. Ricalde, M.A.E. Soberanis, Multidimensional assessment of a photovoltaic air collector integrated phase changing material considering Mexican climatic conditions, Energy 209 (2020) 118304. https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2020.118304.

[52] MinMaxScaler — scikit-learn 1.6.1 documentation, (n.d.). https://scikit-learn.org/stable/modules/generated/sklearn.preprocessing.MinMaxScaler.html (accessed April 26, 2025).

[53] B. Calsi-Silva, J. Angulo-Abanto, L. Conde-Mendoza, E. Muñoz-Cerón, R. Grieseler, J. Guerra-Torres, J. De La Casa-Higueras, J. Palomino-Töfflinger, PROCEDIMIENTO DEL CÁLCULO DE LA POTENCIA NOMINAL DE UN GENERADOR FOTOVOLTAICO PROCEDURE FOR CALCULATING THE NOMINAL POWER OF A PHOTOVOLTAIC GENERATOR, 30 (n.d.). https://doi.org/10.21754/tecnia.v30i1.834.

[54] Aluminum - Price - Chart - Historical Data - News, (n.d.). https://tradingeconomics.com/commodity/aluminum (accessed June 29, 2025).

## ANEXO

### Simulaciones CFD resumen

Tabla 25. Resumen simulaciones para diseño

| Condiciones de frontera | | | Variaciones de parámetros geométricos | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Temperatura viento | Velocidad viento | Irradiancia solar | Ancho | Longitud | Torsión | Diámetro de agujeros | Área de convección | Factor incremento área de convección | Tipo de análisis |
| °C | m/s | W/m$^2$ | mm | mm | ° | mm | m$^2$ | N | |
| 28 | 2.5 | 1000 | 11 | 40 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | Ancho de aleta |
| | | | 13 | 40 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 16 | 40 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 26 | 40 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | Longitud de aleta |
| | | | 20 | 60 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 80 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 100 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 0 | 0 | 0.32516 | 1.00 | Torsión |
| | | | 20 | 40 | 90 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 270 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 360 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 180 | 0 | 0.32516 | 1.00 | Agujeros |
| | | | 20 | 40 | 180 | 2 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 180 | 4 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 20 | 40 | 180 | 6 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 11 | 40 | 90 | 0 | 0.46823 | 1.44 | Área de convección |
| | | | 16 | 40 | 90 | 0 | 0.41946 | 1.29 | |
| | | | 20 | 40 | 90 | 0 | 0.32516 | 1.00 | |
| | | | 26 | 40 | 90 | 0 | 0.28289 | 0.87 | |

La Figura 103 muestra un ejemplo de simulaciones (aire a 2.5 m/s, temperatura del aire de 28 °C, irradiación solar de 1000 W/m²). Se presenta la energía cinética de la turbulencia, donde es posible observar que las aletas curvas (Figura 103 (b)) tienen

un comportamiento más uniforme que las aletas rectangulares (Figura 103 (a)), lo que implica que las aletas curvas tienen una mejor distribución de la energía cinética y, por lo tanto, una mejor distribución del enfriamiento. En las Figura 103 (c,d) se pueden observar diagramas vectoriales de velocidad; las aletas curvas (Figura 103 (d)) presentan más direcciones y mayor mezcla que las aletas rectangulares (Figura 103 (c)), lo que confirma una mejor distribución de la energía cinética en las aletas curvas.

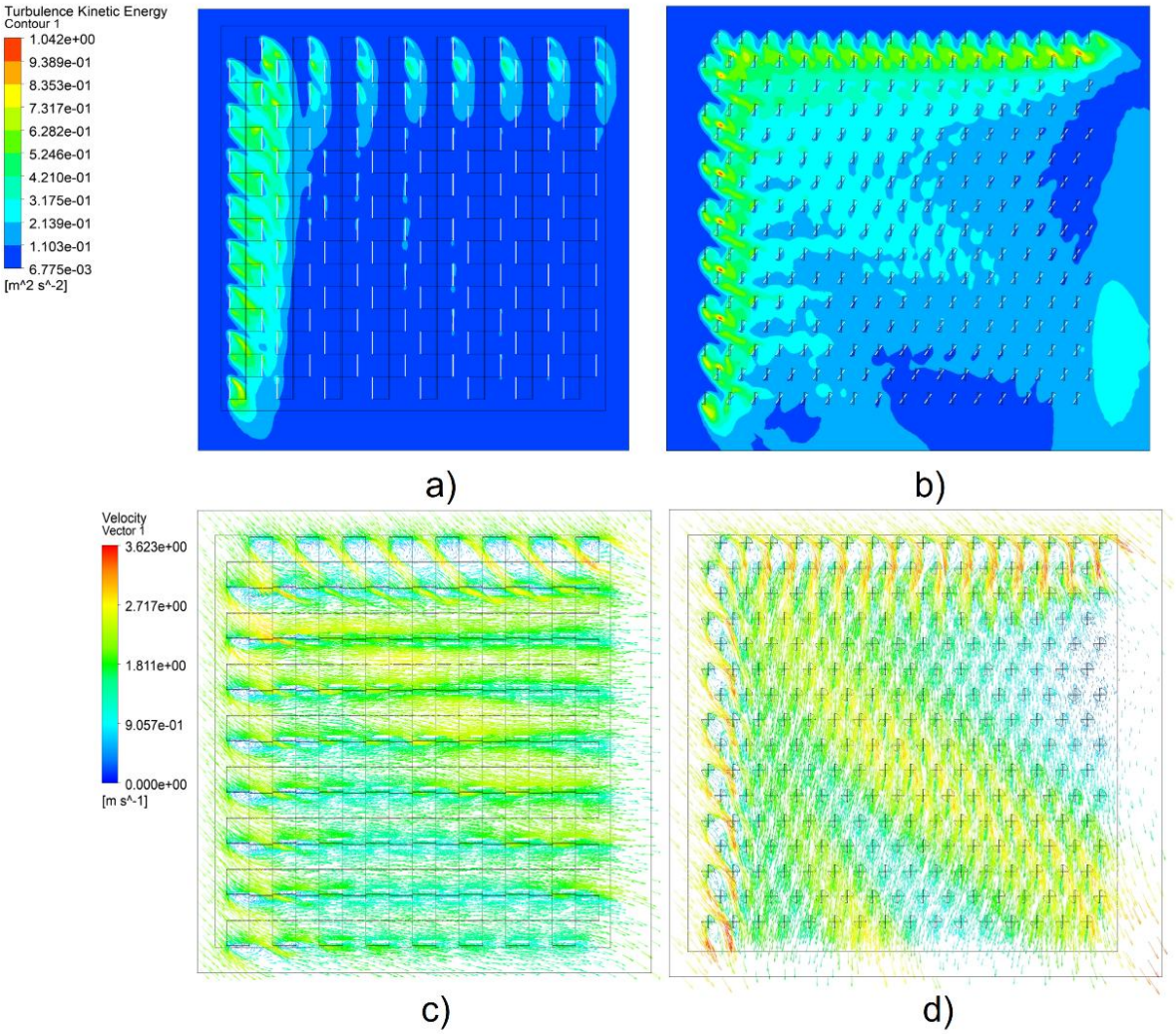



Figura 103. Gráfico de energía cinética de turbulencia y vectores de velocidad para aletas rectangulares (a, c) y aletas curvas (b, d).

**Simulaciones CFD**

Se presentan los resultados de simulación a 2 ms y temperatura ambiente 28 °C e irradiancia 1000.

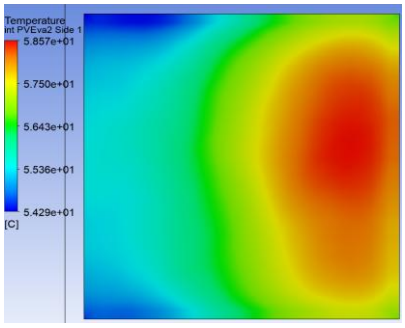
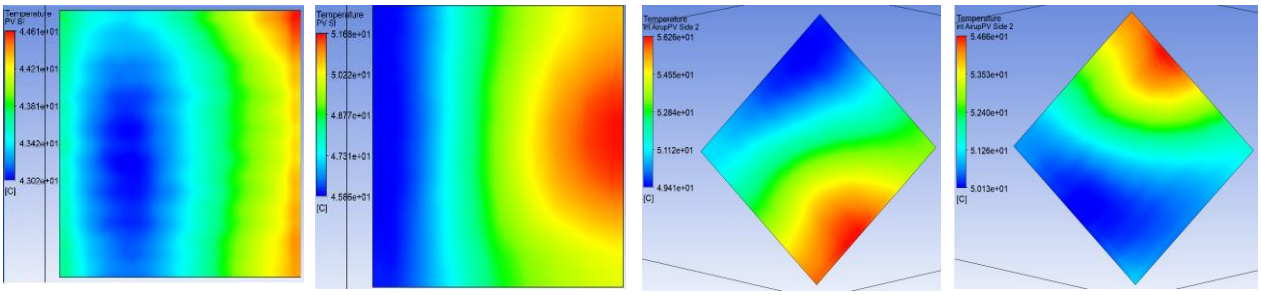
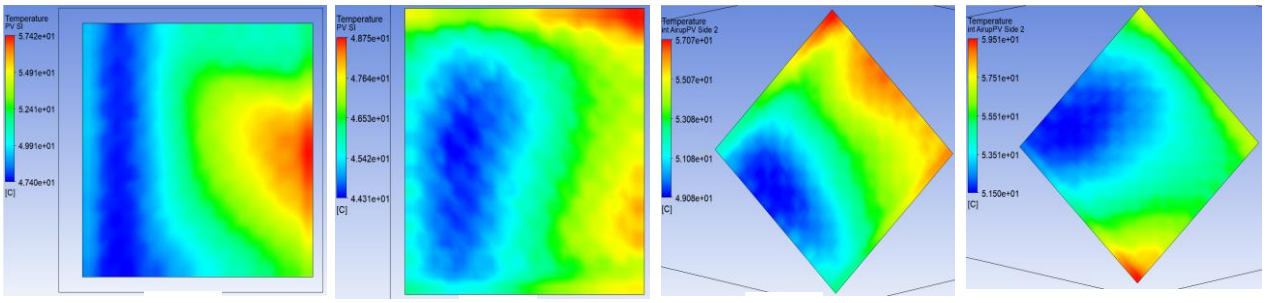



Figura 104. Modelo sin enfriador (referencia) 2m/s.



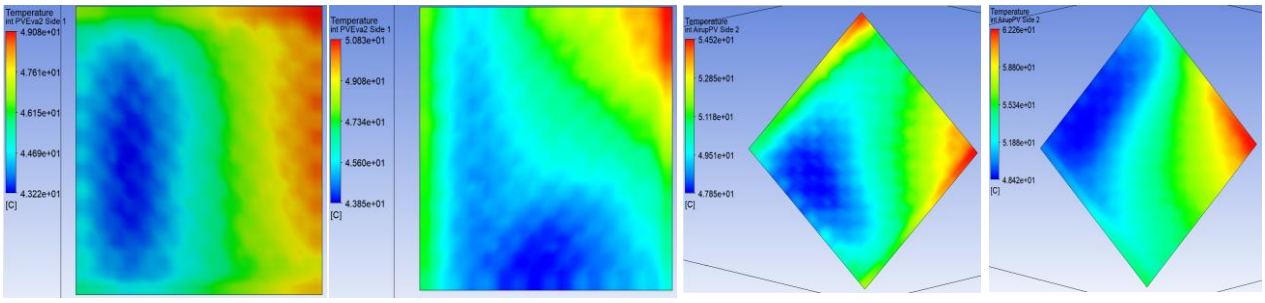

a) b) c) d)

Figura 105. M0(rectangular) a 2m/s, a)dirección de aire 1, b)dirección 2, c) dirección 3, d)dirección 4.



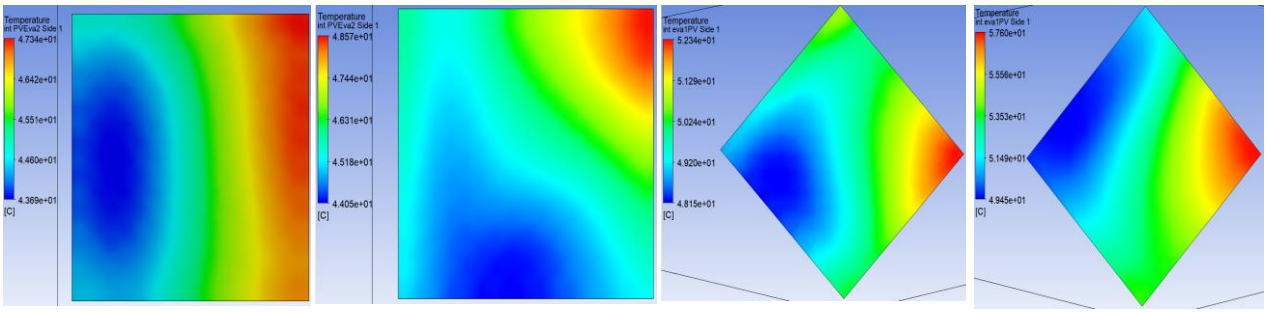
a) b) c) d)

Figura 106. Modelo B(hélice) a 2m/s, a)dirección de aire 1, b)dirección 2, c) dirección 3, d)dirección 4.



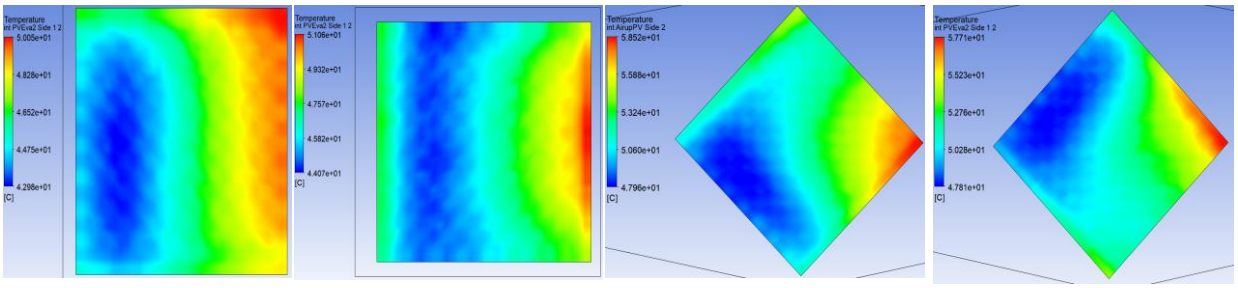
a) b) c) d)

Figura 107. Modelo B1(hélice troquelada) a 2m/s, a)dirección de aire 1, b)dirección 2, c) dirección 3, d)dirección 4.



a) b) c) d)

Figura 108. Modelo B1-r0(hélice) a 2m/s, a)dirección de aire 1, b)dirección 2, c) dirección 3, d)dirección 4.



a) b) c) d)

Figura 109 Modelo B1-r1(hélice) soldada) a 2m/s, a)dirección de aire 1, b)dirección 2, c) dirección 3, d)dirección 4.

| Model | | Angle | Turbulence Kinetic Energy (J/Kg) | Heat rejected (W/m2) | average Q (W/m2) | Tem PV °C | Tave °C | %Reduc Power | Max Power (W) | Max Power (W) ave | Eff % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sin Enfria | | | 0.017 | 374.1 | 374.07 | 56.71 | 56.71 | 14.27 | 12.86 | 13.07 | 14.61 |
| M0(rect) | dir1 | 0 | 0.048 | 562.1 | 538.62 | 43.63 | 49.14 | 8.38 | 13.74 | 13.37 | 15.62 |
| M0(rect) | dir2 | 90 | 0.026 | 501.3 | | 48.73 | | 10.68 | 13.40 | | 15.23 |
| M0(rect) | dir3 | 45 | 0.019 | 541.9 | | 52.51 | | 12.38 | 13.14 | | 14.94 |
| M0(rect) | dir4 | -45 | 0.020 | 549.1 | | 51.71 | | 12.02 | 13.20 | | 15.00 |
| B(Hélice 0) | dir2 | 0 | 0.040 | 465.0 | 513.01 | 51.33 | 51.18 | 11.85 | 13.22 | 13.23 | 15.03 |
| B(Hélice 0) | dir1 | 90 | 0.064 | 526.7 | | 46.20 | | 9.54 | 13.57 | | 15.42 |
| B(Hélice 0) | dir3 | 45 | 0.039 | 536.1 | | 52.92 | | 12.56 | 13.12 | | 14.90 |
| B(Hélice 0) | dir4 | -45 | 0.026 | 524.2 | | 54.25 | | 13.16 | 13.03 | | 14.80 |
| B1r0(Hélice 1) | dir1 | 90 | 0.077 | 530.6 | 539.77 | 45.90 | 49.03 | 9.40 | 13.59 | 13.38 | 15.44 |
| B1r0(Hélice 1) | dir2 | 0 | 0.094 | 537.1 | | 46.30 | | 9.59 | 13.56 | | 15.41 |
| B1r0(Hélice 1) | dir3 | 45 | 0.059 | 561.7 | | 50.48 | | 11.47 | 13.28 | | 15.09 |
| B1r0(Hélice 1) | dir4 | -45 | 0.044 | 529.6 | | 53.46 | | 12.81 | 13.08 | | 14.86 |
| B1r0P(Hélice Sol) | dir1 | 90 | 0.075 | 538.4 | 546.64 | 45.39 | 48.39 | 9.17 | 13.62 | 13.42 | 15.48 |
| B1r0P(Hélice Sol) | dir2 | 0 | 0.021 | 544.3 | | 45.65 | | 9.29 | 13.61 | | 15.46 |
| B1r0P(Hélice Sol) | dir3 | 45 | 0.056 | 567.4 | | 49.77 | | 11.15 | 13.33 | | 15.15 |
| B1r0P(Hélice Sol) | dir4 | -45 | 0.042 | 536.4 | | 52.77 | | 12.50 | 13.13 | | 14.92 |
| B1-r1 | dir1 | 90 | 0.078 | 524.7 | 539.39 | 46.20 | 48.98 | 9.54 | 13.57 | 13.38 | 15.42 |
| B1-r1 | dir2 | 0 | 0.099 | 531.5 | | 46.72 | | 9.77 | 13.53 | | 15.38 |
| B1-r1 | dir3 | 45 | 0.053 | 547.3 | | 51.86 | | 12.09 | 13.19 | | 14.99 |
| B1-r1 | dir4 | -45 | 0.056 | 554.0 | | 51.14 | | 11.76 | 13.24 | | 15.04 |

Tabla 26. Resultados de simulación velocidad aire 2m/s.

| Model | | Ang(°) | Turbulence Kinetic Energy (J/Kg) | Heat rejected (W/m2) | average Q (W/m2) | TemPV C | Tave C | %Reduc Power | Max Power (W) | Max Power (W) ave | Eff % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sin Enfriad | dir1 | | 0.00131 | 354.0 | 353.98 | 170.02 | 170.02 | 65.26 | 5.21 | 5.21 | 5.9 |
| M0(rectang) | dir1 | 0 | 0.00173 | 564.6 | 596.49 | 100.60 | 96.32 | 34.02 | 9.90 | 10.19 | 11.2 |
| M0(rectang) | dir2 | 90 | 0.00494 | 608.4 | | 88.96 | | 28.78 | 10.68 | | 12.1 |
| M0(rectang) | dir3 | 45 | 0.00260 | 604.2 | | 98.61 | | 33.12 | 10.03 | | 11.4 |
| M0(rectang) | dir4 | -45 | 0.00272 | 608.7 | | 97.10 | | 32.44 | 10.13 | | 11.5 |
| B1r0P(Hélice Sol) | dir1 | 90 | 0.01017 | 623.5 | 620.34 | 82.19 | 88.12 | 25.74 | 11.14 | 10.74 | 12.7 |
| B1r0P(Hélice Sol) | dir2 | 0 | 0.01355 | 633.7 | | 79.03 | | 24.31 | 11.35 | | 12.9 |
| B1r0P(Hélice Sol) | dir3 | 45 | 0.00818 | 623.6 | | 91.52 | | 29.93 | 10.51 | | 11.9 |
| B1r0P(Hélice Sol) | dir4 | -45 | 0.00659 | 600.5 | | 99.75 | | 33.64 | 9.95 | | 11.3 |
| B1-r1 | dir1 | 90 | 0.01064 | 614.4 | 614.32 | 84.76 | 90.41 | 26.89 | 10.97 | 10.58 | 12.5 |
| B1-r1 | dir2 | 0 | 0.01399 | 621.2 | | 83.27 | | 26.22 | 11.07 | | 12.6 |
| B1-r1 | dir3 | 45 | 0.00757 | 608.1 | | 97.55 | | 32.65 | 10.10 | | 11.5 |
| B1-r1 | dir4 | -45 | 0.00767 | 613.6 | | 96.06 | | 31.98 | 10.20 | | 11.6 |

Tabla 27. Resultados de simulación 0.5m/s.

| Model | | Angle | Turb Kinetic Energy (J/Kg) | Heat rejected (W/m2) | average Q (W/m2) | TemPV C | Tave C | %Reduc Power | Max Power (W) | Max Power (W) ave | Eff % | Eff Ave % |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sin Enfriad | | | 0.270912 | 384.1 | 384.11 | 40.66 | 40.66 | 7.05 | 13.94 | 13.94 | 15.8 | 15.8 |
| M0(rectang) | dir1 | 0 | 0.320064 | 551.8 | 507.68 | 35.55 | 38.04 | 4.75 | 14.29 | 14.12 | 16.2 | 16.05 |
| M0(rectang) | dir2 | 90 | 0.12415 | 460.2 | | 38.77 | | 6.19 | 14.07 | | 16.0 | |
| M0(rectang) | dir3 | 45 | 0.104223 | 504.2 | | 39.14 | | 6.36 | 14.05 | | 16.0 | |
| M0(rectang) | dir4 | -45 | 0.111472 | 514.5 | | 38.68 | | 6.16 | 14.08 | | 16.0 | |
| B(Hélice 0) | dir2 | 0 | 0.151392 | 291.6 | 444.01 | 39.85 | 39.22 | 6.68 | 14.00 | 14.04 | 15.9 | 15.95 |
| B(Hélice 0) | dir1 | 90 | 0.316165 | 515.2 | | 36.65 | | 5.24 | 14.21 | | 16.2 | |
| B(Hélice 0) | dir3 | 45 | 0.148038 | 490.5 | | 39.96 | | 6.73 | 13.99 | | 15.9 | |
| B(Hélice 0) | dir4 | -45 | 0.106375 | 478.8 | | 40.42 | | 6.94 | 13.96 | | 15.9 | |
| B1r0(Hélice 1) | dir1 | 90 | 0.301042 | 497.8 | 492.91 | 37.13 | 38.65 | 5.46 | 14.18 | 14.08 | 16.1 | 16.00 |
| B1r0(Hélice 1) | dir2 | 0 | 0.315949 | 491.2 | | 37.69 | | 5.71 | 14.14 | | 16.1 | |
| B1r0(Hélice 1) | dir3 | 45 | 0.211034 | 506.4 | | 39.35 | | 6.46 | 14.03 | | 15.9 | |
| B1r0(Hélice 1) | dir4 | -45 | 0.15453 | 476.2 | | 40.45 | | 6.95 | 13.96 | | 15.9 | |
| B1r0P(Hélice ) | dir1 | 90 | 0.296372 | 509.7 | 504.48 | 36.79 | 38.24 | 5.31 | 14.20 | 14.11 | 16.1 | 16.03 |
| B1r0P(Hélice ) | dir2 | 0 | 0.306609 | 504.2 | | 37.24 | | 5.51 | 14.17 | | 16.1 | |
| B1r0P(Hélice ) | dir3 | 45 | 0.202338 | 516.8 | | 38.89 | | 6.25 | 14.06 | | 16.0 | |
| B1r0P(Hélice ) | dir4 | -45 | 0.150072 | 487.2 | | 40.04 | | 6.77 | 13.99 | | 15.9 | |

| | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| B1-r1 | dir1 | 90 | 0.300228 | 494.5 | 494.57 | 37.18 | 38.55 | 5.48 | 14.18 | 14.09 | 16.1 | 16.01 |
| B1-r1 | dir2 | 0 | 0.353121 | 489.5 | | 37.71 | | 5.72 | 14.14 | | 16.1 | |
| B1-r1 | dir3 | 45 | 0.188 | 493.5 | | 39.84 | | 6.68 | 14.00 | | 15.9 | |
| B1-r1 | dir4 | -45 | 0.201496 | 500.8 | | 39.49 | | 6.52 | 14.02 | | 15.9 | |

Tabla 28. Resultados de simulación velocidad de aire 5m/s.

## Parámetros de Modelo de Cuadripolos Térmicos:

$$C_1 = Z_{h1}A_2A_3A_4A_5B_6C_1 + Z_{h1}A_2A_3A_4B_5C_1D_6 + Z_{h1}A_2A_3B_4B_6C_1C_5 + Z_{h1}A_2A_3B_4C_1D_5D_6 + Z_{h1}A_2A_5B_3B_6C_1C_4 + Z_{h1}A_2B_3B_5C_1C_4D_6 + Z_{h1}A_2B_3B_6C_1C_5D_4 + Z_{h1}A_2B_3C_1D_4D_5D_6 + Z_{h1}A_3A_4A_5B_6C_2D_1 + Z_{h1}A_3A_4B_5C_2D_1D_6 + Z_{h1}A_3B_4B_6C_2C_5D_1 + Z_{h1}A_3B_4C_2D_1D_5D_6 + Z_{h1}A_4A_5B_2B_6C_1C_3 + Z_{h1}A_4A_5B_6C_3D_1D_2 + Z_{h1}A_4B_2B_5C_1C_3D_6 + Z_{h1}A_4B_5C_3D_1D_2D_6 + Z_{h1}A_5B_2B_6C_1C_4D_3 + Z_{h1}A_5B_3B_6C_2C_4D_1 + Z_{h1}A_5B_6C_4D_1D_2D_3 + Z_{h1}B_2B_4B_6C_1C_3C_5 + Z_{h1}B_2B_4C_1C_3D_5D_6 + Z_{h1}B_2B_5C_1C_4D_3D_6 + Z_{h1}B_2B_6C_1C_5D_3D_4 + Z_{h1}B_2C_1D_3D_4D_5D_6 + Z_{h1}B_3B_5C_2C_4D_1D_6 + Z_{h1}B_3B_6C_2C_5D_1D_4 + Z_{h1}B_3C_2D_1D_4D_5D_6 + Z_{h1}B_4B_6C_3C_5D_1D_2 + Z_{h1}B_4C_3D_1D_2D_5D_6 + Z_{h1}B_5C_4D_1D_2D_3D_6 + Z_{h1}B_6C_5D_1D_2D_3D_4 + Z_{h1}D_1D_2D_3D_4D_5D_6 + A_1A_2A_3A_4A_5B_6 + A_1A_2A_3A_4B_5D_6 + A_1A_2A_3B_4B_6C_5 + A_1A_2A_3B_4D_5D_6 + A_1A_2A_5B_3B_6C_4 + A_1A_2B_3B_5C_4D_6 + A_1A_2B_3B_6C_5D_4 + A_1A_2B_3D_4D_5D_6 + A_1A_4A_5B_2B_6C_3 + A_1A_4B_2B_5C_3D_6 + A_1A_5B_2B_6C_4D_3 + A_1B_2B_4B_6C_3C_5 + A_1B_2B_4C_3D_5D_6 + A_1B_2B_5C_4D_3D_6 + A_1B_2B_6C_5D_3D_4 + A_1B_2D_3D_4D_5D_6 + A_3A_4A_5B_1B_6C_2 + A_3A_4B_1B_5C_2D_6 + A_3B_1B_4B_6C_2C_5 + A_3B_1B_4C_2D_5D_6 + A_4A_5B_1B_6C_3D_2 + A_4B_1B_5C_3D_2D_6 + A_5B_1B_3B_6C_2C_4 + A_5B_1B_6C_4D_2D_3 + B_1B_3B_5C_2C_4D_6 + B_1B_3B_6C_2C_5D_4 + B_1B_3C_2D_4D_5D_6 + B_1B_4B_6C_3C_5D_2 + B_1B_4C_3D_2D_5D_6 + B_1B_5C_4D_2D_3D_6 + B_1B_6C_5D_2D_3D_4 + B_1D_2D_3D_4D_5D_6 + Z_{h2}$$

$$C_2 = Z_{h1}\,Z_{h2}$$

$$C_3 = Z_{h1}\,Z_{h2}A_2A_3A_4A_5A_6C_1 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_2A_3A_4B_5C_1C_6 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_2A_3A_6B_4C_1C_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_2A_3B_4C_1C_6D_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_2A_5A_6B_3C_1C_4 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_2A_6B_3C_1C_5D_4 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_2B_3B_5C_1C_4C_6 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_2B_3C_1C_6D_4D_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_3A_4A_5A_6C_2D_1 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_3A_4B_5C_2C_6D_1 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_3A_6B_4C_2C_5D_1 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_3B_4C_2C_6D_1D_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_4A_5A_6B_2C_1C_3 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_4A_5A_6C_3D_1D_2 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_4B_2B_5C_1C_3C_6 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_4B_5C_3C_6D_1D_2 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_5A_6B_2C_1C_4D_3 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_5A_6B_3C_2C_4D_1 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_5A_6C_4D_1D_2D_3 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_6B_2B_4C_1C_3C_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_6B_2C_1C_5D_3D_4 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_6B_3C_2C_5D_1D_4 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_6B_4C_3C_5D_1D_2 + Z_{h1}\,Z_{h2}A_6C_5D_1D_2D_3D_4 + Z_{h1}\,Z_{h2}B_2B_4C_1C_3C_6D_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}B_2B_5C_1C_4C_6D_3 + Z_{h1}\,Z_{h2}B_2C_1C_6D_3D_4D_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}B_3B_5C_2C_4C_6D_1 + Z_{h1}\,Z_{h2}B_3C_2C_6D_1D_4D_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}B_4C_3C_6D_1D_2D_5 + Z_{h1}\,Z_{h2}B_5C_4C_6D_1D_2D_3 + Z_{h1}\,Z_{h2}C_6D_1D_2D_3D_4D_5 + Z_{h1}A_2A_3A_4A_5B_6C_1 + Z_{h1}A_2A_3A_4B_5C_1D_6 + Z_{h1}A_2A_3B_4B_6C_1C_5 + Z_{h1}A_2A_3B_4C_1D_5D_6 + Z_{h1}A_2A_5B_3B_6C_1C_4 + Z_{h1}A_2B_3B_5C_1C_4D_6 + Z_{h1}A_2B_3B_6C_1C_5D_4 + Z_{h1}A_2B_3C_1D_4D_5D_6 + Z_{h1}A_3A_4A_5B_6C_2D_1 + Z_{h1}A_3A_4B_5C_2D_1D_6 + Z_{h1}A_3B_4B_6C_2C_5D_1 + Z_{h1}A_3B_4C_2D_1D_5D_6 + Z_{h1}A_4A_5B_2B_6C_1C_3 + Z_{h1}A_4A_5B_6C_3D_1D_2 + Z_{h1}A_4B_2B_5C_1C_3D_6 + Z_{h1}A_4B_5C_3D_1D_2D_6 + Z_{h1}A_5B_2B_6C_1C_4D_3 + Z_{h1}A_5B_3B_6C_2C_4D_1 + Z_{h1}A_5B_6C_4D_1D_2D_3 + Z_{h1}B_2B_4B_6C_1C_3C_5 + Z_{h1}B_2B_4C_1C_3D_5D_6 + Z_{h1}B_2B_5C_1C_4D_3D_6 + Z_{h1}B_2B_6C_1C_5D_3D_4 + Z_{h1}B_2C_1D_3D_4D_5D_6 + Z_{h1}B_3B_5C_2C_4D_1D_6 + Z_{h1}B_3B_6C_2C_5D_1D_4 + Z_{h1}B_3C_2D_1D_4D_5D_6 + Z_{h1}B_4B_6C_3C_5D_1D_2 + Z_{h1}B_4C_3D_1D_2D_5D_6 + Z_{h1}B_5C_4D_1D_2D_3D_6 + Z_{h1}B_6C_5D_1D_2D_3D_4 + Z_{h1}D_1D_2D_3D_4D_5D_6 + Z_{h2}A_1A_2A_3A_4A_5A_6 + Z_{h2}A_1A_2A_3A_4B_5C_6 + Z_{h2}A_1A_2A_3A_6B_4C_5 + Z_{h2}A_1A_2A_3B_4C_6D_5 + Z_{h2}A_1A_2A_5A_6B_3C_4 + Z_{h2}A_1A_2A_6B_3C_5D_4 + Z_{h2}A_1A_2B_3B_5C_4C_6 + Z_{h2}A_1A_2B_3C_6D_4D_5 + Z_{h2}A_1A_4A_5A_6B_2C_3 + Z_{h2}A_1A_4B_2B_5C_3C_6 + Z_{h2}A_1A_5A_6B_2C_4D_3 + Z_{h2}A_1A_6B_2B_4C_3C_5 + Z_{h2}A_1A_6B_2C_5D_3D_4 + Z_{h2}A_1B_2B_4C_3C_6D_5 + Z_{h2}A_1B_2B_5C_4C_6D_3 + Z_{h2}A_1B_2C_6D_3D_4D_5 + Z_{h2}A_3A_4A_5A_6B_1C_2 + Z_{h2}A_3A_4B_1B_5C_2C_6 + Z_{h2}A_3A_6B_1B_4C_2C_5 + Z_{h2}A_3B_1B_4C_2C_6D_5 + Z_{h2}A_4A_5A_6B_1C_3D_2 + Z_{h2}A_4B_1B_5C_3C_6D_2 + Z_{h2}A_5A_6B_1B_3C_2C_4 + Z_{h2}A_5A_6B_1C_4D_2D_3 + Z_{h2}A_6B_1B_3C_2C_5D_4 + Z_{h2}A_6B_1B_4C_3C_5D_2 + Z_{h2}A_6B_1C_5D_2D_3D_4 + Z_{h2}B_1B_3B_5C_2C_4C_6 + Z_{h2}B_1B_3C_2C_6D_4D_5 + Z_{h2}B_1B_4C_3C_6D_2D_5 + Z_{h2}B_1B_5C_4C_6D_2D_3 + Z_{h2}B_1C_6D_2D_3D_4D_5 + A_1A_2A_3A_4A_5B_6 + A_1A_2A_3A_4B_5D_6 + A_1A_2A_3B_4B_6C_5 + A_1A_2A_3B_4D_5D_6 + A_1A_2A_5B_3B_6C_4 + A_1A_2B_3B_5C_4D_6 + A_1A_2B_3B_6C_5D_4 + A_1A_2B_3D_4D_5D_6 + A_1A_4A_5B_2B_6C_3 + A_1A_4B_2B_5C_3D_6 + A_1A_5B_2B_6C_4D_3 + A_1B_2B_4B_6C_3C_5 + A_1B_2B_4C_3D_5D_6 + A_1B_2B_5C_4D_3D_6 + A_1B_2B_6C_5D_3D_4 + A_1B_2D_3D_4D_5D_6 + A_3A_4A_5B_1B_6C_2 + A_3A_4B_1B_5C_2D_6 + A_3B_1B_4B_6C_2C_5 + A_3B_1B_4C_2D_5D_6 + A_4A_5B_1B_6C_3D_2 + A_4B_1B_5C_3D_2D_6 + A_5B_1B_3B_6C_2C_4 + A_5B_1B_6C_4D_2D_3 + B_1B_3B_5C_2C_4D_6 + B_1B_3B_6C_2C_5D_4 + B_1B_3C_2D_4D_5D_6 + B_1B_4B_6C_3C_5D_2 + B_1B_4C_3D_2D_5D_6 + B_1B_5C_4D_2D_3D_6 + B_1B_6C_5D_2D_3D_4 + B_1D_2D_3D_4D_5D_6$$

## Data sets usados para algoritmos de aprendizaje automático

Estos datos corresponden a las mediciones de cada una de las locaciones estudiadas mediante aprendizaje automático, de igual forma contiene los datos usados para entrenamiento de gemelos digitales:

https://docs.google.com/spreadsheets/d/1Fsr4wYfq_KRB5ywpvN5EqGi1i9uv8iAl/edit?usp=sharing&ouid=106412053509535964757&rtpof=true&sd=true