

ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR DE  
TUBOS AL VACÍO

WILLIAM OMAR VARGAS ORTIZ  
DIEGO ALEJANDRO VILLANUEVA OSORIO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2020

ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR DE  
TUBOS AL VACÍO

WILLIAM OMAR VARGAS ORTIZ  
DIEGO ALEJANDRO VILLANUEVA OSORIO

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

DIRECTOR  
JULIAN E. JARAMILLO IBARRA  
PhD en Ingeniería Térmica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2020

## DEDICATORIA

*A la estructura y el destino del universo, por permitirme existir.*

*A mi madre María Isabel, por su amor incondicional.*

*A mi familia, por su inmenso apoyo y cariño.*

*Y a todas las personas que de alguna forma me han brindado su compañía y sus conocimientos.*

*Diego Alejandro Villanueva Osorio*

## DEDICATORIA

*Principal dedicatoria a Dios, quién ha puesto en mi camino a las personas correctas y nos ha llenado la vida de bendiciones.*

*También quiero dedicar este trabajo a mi familia, ya que todos y cada uno de ellos han puesto su grano de arena en lo que hoy se realiza como este proyecto de grado.*

*A mi madre, Blanca Ortiz porque con sudor y lágrimas logró sacarme adelante. Su amor, dedicación y esfuerzo fueron de las cosas que me permitieron llegar hasta acá. Ha sido un orgullo poder ser su hijo. Ella es la mejor.*

*A mi hermano, Manuel Alexander que junto a mi madre es de mis ejemplos de superación y fue esa figura paterna en mi vida. Por enseñarme y guiarme por el buen camino.*

*A mis primas, tía y abuelita, ya que ellas siempre han estado para mí y su trabajo brindó posibilidades en mi vida con la que ellas no contaron.*

*A mi Padre, William Duque, que aún en la distancia siempre me apoyó.*

*Finalmente, a la chica que me acompañó en mis peores momentos, aquella que nunca me dejó caer, que con sus palabras y amor hizo un pilar importante en mi vida. Para ti, Ingrid Julieth, esto y mucho más.*

*William Omar Vargas Ortiz*

## **AGRADECIMIENTOS**

*A la Universidad Industrial de Santander, por proveer las herramientas necesarias para nuestra formación académica como ingenieros mecánicos.*

*A todo el personal educativo y administrativo de la escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos el apoyo y los conocimientos necesarios plasmados en esta investigación.*

*Al ingeniero Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, profesor de la escuela de Ingeniería Mecánica, por su compromiso, dedicación y guía en la realización de este proyecto de grado.*

*Al ingeniero Martín Steven Herrera Pérez, estudiante de doctorado en la Universidad de Minnesota, por su ayuda en el planteamiento del solucionador de ecuaciones por mínimos cuadrados para sistemas no lineales en Matlab.*

*A Juan Daniel Joya Cadena, estudiante de Ingeniería Mecánica, por su revisión y sus consejos para nuestra presentación del proyecto.*

## CONTENIDO

INTRODUCCIÓN .....	17
1. OBJETIVOS .....	20
1.1. OBJETIVO GENERAL .....	20
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	20
2. GENERALIDADES DE LA RADIACIÓN SOLAR .....	21
2.1. RADIACIÓN SOLAR.....	21
2.1.1. Características de la radiación solar .....	21
2.1.2. Propagación de la radiación solar .....	23
2.1.3. Tipos de radiación solar .....	24
2.2. MOVIMIENTO TERRESTRE .....	25
2.3. GEOMETRÍA SOLAR .....	28
2.3.1. Superficies horizontales .....	28
2.3.2. Superficies inclinadas.....	33
2.4. MÉTODOS DE DETERMINACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR A NIVEL TERRESTRE .....	35
2.4.1. Instrumentos de medición de radiación solar .....	35
2.4.2. Estimación de la radiación solar incidente directa y difusa.....	38
2.4.3. Cálculo de la radiación recibida efectivamente por una superficie plana.....	39
3. COLECTORES SOLARES .....	40
3.1. CLASIFICACIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES .....	40
3.1.1. Colector solar de placa plana con cubierta .....	40
3.1.2. Colector solar de placa plana sin cubierta.....	42
3.1.3. Colector solar de concentradores parabólicos .....	43

3.1.4. Colector solar de tubos al vacío .....	43
3.2. APLICACIONES INDUSTRIALES DE LOS COLECTORES SOLARES .....	49
4. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL COLECTOR SOLAR .....	51
4.1. CARACTERIZACIÓN DEL COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACÍO CON TUBOS DE CALOR .....	51
4.2. CÁLCULO DEL CALOR NETO DE ENTRADA AL COLECTOR .....	57
4.2.1. Incidencia de la radiación solar sobre el colector .....	57
4.2.2. Cálculo de la radiación absorbida en la superficie superior de la aleta:.....	58
4.2.3. Cálculo de la radiación absorbida en la superficie inferior de la aleta .....	59
4.2.4. Cálculo de la radiación total absorbida.....	62
4.2.5. Cálculo de las pérdidas de calor del colector .....	62
4.2.6. Cálculo del calor neto de entrada.....	63
4.3. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL TUBO DE CALOR .....	63
4.3.1. Balance de energía en la aleta absorbidora y la pared del evaporador .....	63
4.3.2. Cálculo del calor transferido a través del tubo de calor ( $Q_{hp}$ ) .....	64
4.3.3. Cálculo de la temperatura del condensador ( $T_c$ ).....	69
4.4. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR AL INTERIOR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR (MANIFOLD) .....	70
4.4.1. Transferencia de calor entre el condensador y el fluido portador de calor.....	71
4.4.2. Cálculo de las pérdidas de calor en el manifold .....	73
4.4.3. Cálculo del aumento de temperatura en el fluido portador de calor .....	75
4.5. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO .....	75

4.6. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR.....	77
5. REALIZACIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN EN MATLAB.....	79
5.1. CONFIGURACIÓN DE LA SIMULACIÓN E IMPORTACIÓN DE LOS DATOS AMBIENTALES .....	79
5.2. CONEXIÓN LÓGICA DE LOS BLOQUES.....	80
5.2.1. Subsistema 1: cálculo de la radiación total absorbida.....	80
5.2.2. Subsistema 2: pérdidas de calor del colector .....	81
5.2.3. Subsistema 3: Modelo de transferencia de calor en los tubos de calor .....	82
5.2.4. Subsistema 4: Modelo de transferencia de calor al interior del intercambiador de calor (manifold) .....	86
5.2.5. Subsistema 5: Modelo de transferencia de calor en el tanque de almacenamiento: .....	87
5.2.6. Cálculo de la eficiencia del colector.....	89
5.3. CONDICIONES INICIALES PARA LA SIMULACIÓN .....	91
5.4. DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SIMULACIÓN.....	92
6. EJECUCIÓN DEL PROGRAMA Y COMPARACIÓN CON DATOS EXPERIMENTALES .....	94
6.1. RESULTADOS OBTENIDOS CON LAS CONDICIONES DE DISEÑO ..	94
6.2. COMPARACIÓN DE LAS EFICIENCIAS OBTENIDAS CON LOS RESULTADOS DEL PROYECTO DE DISEÑO.....	99
7. VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS FÍSICOS DEL COLECTOR Y ANÁLISIS DE LOS DATOS OBTENIDOS .....	103
7.1. VARIACIÓN DE LA DISTANCIA ENTRE TUBOS BAJO LAS CONDICIONES DE DISEÑO.....	103
7.2. VARIACIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO BAJO LAS CONDICIONES DE DISEÑO .....	105

7.3. VARIACIÓN DEL TIPO Y MATERIAL DE LA ESTRUCTURA CAPILAR BAJO LAS CONDICIONES DE DISEÑO.....	109
7.4. ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE DIFERENTES CONFIGURACIONES DE DISTANCIA ENTRE TUBOS, FLUIDOS DE TRABAJO, TIPO Y MATERIAL DE ESTRUCTURAS CAPILARES.....	112
7.4.1. Análisis de los efectos principales en la eficiencia promedio del colector.....	113
7.4.2. Análisis de los efectos de interacción en la eficiencia promedio del colector.....	115
7.4.3. Correlaciones matemáticas para la eficiencia promedio del colector .....	116
8. CONCLUSIONES .....	122
9. RECOMENDACIONES .....	124
BIBLIOGRAFÍA .....	125
ANEXOS .....	127

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Espectro de radiación del cuerpo negro, intensidad vs longitud de onda.....	22
Figura 2. Esquema de propagación de la radiación solar. ....	23
Figura 3. Traslación de la Tierra. ....	26
Figura 4. Rotación de la Tierra.....	26
Figura 5. Nutación de la Tierra.....	27
Figura 6. Precesión de la Tierra.....	27
Figura 7. Ángulo de declinación terrestre.....	29
Figura 8. Latitud terrestre.....	30
Figura 9. Meridiano de Greenwich (longitud = 0°) y LST para ciertas zonas de Brasil y Groenlandia.....	31
Figura 10. Ángulo de elevación y cenit solar respecto a una superficie horizontal. ....	32
Figura 11. Ilustración de los ángulos de azimut y elevación solar. ....	33
Figura 12. Ilustración de los ángulos de geometría solar para superficies inclinadas. ....	34
Figura 13. Piranómetro común.....	35
Figura 14. Piranómetro Davis 6450. ....	36
Figura 15. Pirheliómetro.....	37
Figura 16. Fotografía y componentes de un heliógrafo de Campbell-Stokes....	37
Figura 17. Componentes del colector solar de placa plana .....	41
Figura 18. Colector solar de piscina.....	42
Figura 19. Concentrador parabólico.....	43
Figura 20. Partes de un colector solar de tubos al vacío. ....	44
Figura 21. Funcionamiento de un colector solar termosifónico. ....	45
Figura 22. Esquema de un tubo al vacío simple. ....	46
Figura 23. Esquema de un tubo al vacío de flujo directo. ....	47
Figura 24. Esquema de funcionamiento de tubos al vacío con Heat Pipe. ....	48
Figura 25. Fotografía del prototipo de colector solar de tubos al vacío.....	51
Figura 26. Modelo 3D del prototipo de colector solar.....	52

Figura 27. Radiación transmitida, absorbida y reflejada en una superficie. ....	57
Figura 28. Radiación absorbida, reflejada y transmitida a través del tubo de vidrio y la aleta de aluminio.....	58
Figura 29. Ilustración del método de Hottel.....	60
Figura 30. Método de Hottel para el cálculo de visión entre la superficie reflectora y la aleta absorbedora.....	61
Figura 31. Balance de energía en la aleta y las paredes del evaporador. ....	64
Figura 32. Diagrama de resistencias térmicas al interior del tubo de calor. ....	68
Figura 33. Flujos de calor al interior del intercambiador de calor (manifold). ....	71
Figura 34. Diagrama de resistencias del intercambiador de calor. ....	73
Figura 35. Flujos de masa y calor en el tanque de almacenamiento. ....	76
Figura 36. Configuración de los tiempos de inicio y fin de simulación, selección del solucionador y duración de cada ciclo.....	80
Figura 37. Subsistema 1. Cálculo de la radiación total absorbida.....	81
Figura 38. Subsistema 2. Cálculo de las pérdidas del colector.....	81
Figura 39. Cálculo del calor neto de entrada al colector. ....	82
Figura 40. Subsistema de acción 1, fluido de trabajo en saturación. ....	83
Figura 41. Subsistema de acción 2, fluido de trabajo fuera de saturación.....	84
Figura 42. Subsistema 3. Modelo de transferencia de calor en los tubos de calor.....	85
Figura 43. Inputs y outputs del subsistema 3.....	86
Figura 44. Discretización del intercambiador de calor. ....	86
Figura 45. Subsistema 4. Transferencia de calor al interior del manifold.....	87
Figura 46. Subsistema 5. Transferencia de calor en el tanque de almacenamiento.....	88
Figura 47. Conexiones entre el subsistema 4 (manifold) y 5 (tanque). ....	88
Figura 48. Cálculo de la eficiencia del colector .....	89
Figura 49. Programa de simulación del colector solar en Simulink.....	90
Figura 50. Programa de simulación del colector solar en Simulink (Continuación).....	90
Figura 51. Diagrama de flujo de la simulación. ....	92
Figura 52. Diagrama de flujo de la simulación (Continuación). ....	93

Figura 53. Radiación global, directa y difusa a lo largo del día. ....	94
Figura 54. Calor de entrada, pérdidas de calor y calor neto de entrada al colector. ....	95
Figura 55. Calor transferido a través del tubo de calor en no saturación y en saturación. ....	96
Figura 56. Temperatura de entrada y salida del fluido portador de calor en el manifold. ....	97
Figura 57. Eficiencia del colector solar de tubos al vacío con tubos de calor a lo largo del día. ....	98
Figura 58. Eficiencia instantánea del colector para las condiciones de diseño, con respecto a la variable X. ....	99
Figura 59. Scope de $T_i - T_a$ y tiempos en donde la diferencia es igual a 15 y 50°C. ....	101
Figura 60. Eficiencias instantáneas del colector con variaciones en la separación entre tubos. ....	104
Figura 61. Eficiencias del colector para varios fluidos de trabajo. ....	107
Figura 62. Eficiencias instantáneas del colector para diferentes materiales de estructuras capilares. ....	110
Figura 63. Eficiencias instantáneas del colector para diferentes tipos de estructuras capilares. ....	111
Figura 64. Efectos principales en la eficiencia promedio del colector solar. ...	114
Figura 65. Interacción entre diferentes variables y su influencia en el comportamiento de la eficiencia. ....	116
Figura 66. Correlación matemática de $\eta$ vs. C. ....	117
Figura 67. Correlación matemática de $\eta$ vs. $K_s$ para mallas. ....	118
Figura 68. Correlación matemática de $\eta$ vs. $K_s$ para mecha estriada. ....	119
Figura 69. Correlación matemática de $\eta$ vs. $K_s$ para mecha sinterizada. ....	120
Figura 70. Correlación matemática de $\eta$ vs. $K_l$ para anillos concéntricos. ....	121

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Rango de temperaturas en algunos procesos industriales. ....	50
Tabla 2. Parámetros geométricos usados en el modelo de transferencia de calor. .....	53
Tabla 3. Parámetros geométricos usados en el modelo de transferencia de calor (Continuación).....	54
Tabla 4. Parámetros físicos usados en el modelo de transferencia de calor. ...	55
Tabla 5. Parámetros físicos usados en el modelo de transferencia de calor (Continuación).....	56
Tabla 6. Longitudes de las cuerdas para el cálculo del factor de visión entre la superficie reflectora y la aleta absorbadora. ....	62
Tabla 7. Condiciones iniciales de la simulación. ....	91
Tabla 8. Resultados obtenidos en las pruebas de desempeño del colector solar de tubos al vacío.....	100
Tabla 9. Comparación de las eficiencias obtenidas en la simulación y las pruebas de desempeño .....	102
Tabla 10. Eficiencia promedio del colector solar para varias distancias entre tubos, bajo las condiciones de diseño. ....	104
Tabla 11. Fluidos de trabajo usados en tubos de calor y su rango de operación. .....	106
Tabla 12. Temperaturas de saturación para los fluidos de trabajo preseleccionados. ....	107
Tabla 13. Eficiencia promedio del colector solar para varios fluidos de trabajo, bajo las condiciones de diseño. ....	108
Tabla 14. Eficiencia promedio del colector solar para varios materiales de estructura capilar, bajo las condiciones de diseño. ....	110
Tabla 15. Eficiencia promedio del colector solar para varios materiales de estructura capilar, bajo las condiciones de diseño. ....	112
Tabla 16. Diseño de experimentos en Minitab. ....	112

## LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Porcentaje de eficiencia promedio respecto a los datos de distancia entre tubos, fluido de trabajo, material y tipo de estructura capilar registrados en Minitab. ....	127
---	-----

## RESUMEN

**TÍTULO:** ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACÍO\*

**AUTORES:** WILLIAM OMAR VARGAS ORTIZ, DIEGO ALEJANDRO VILLANUEVA OSORIO\*\*

**PALABRAS CLAVE:** COLECTOR SOLAR, TUBOS AL VACÍO, TUBOS DE CALOR, EFICIENCIA, ENERGÍAS ALTERNATIVAS.

### DESCRIPCIÓN:

Con el objetivo de utilizar una tecnología limpia que permita obtener energía sin comprometer al medio ambiente, diversos países han desarrollado metodologías para el aprovechamiento de energías renovables tales como la energía solar. Entre estas se encuentra el uso de colectores solares térmicos, los cuales aprovechan el calor del sol para producir agua caliente. La obtención de energía solar útil mediante estos dispositivos depende de factores geométricos, térmicos y atmosféricos; por ende, es pertinente comprender la relación que existe entre ciertas variables y la eficiencia térmica del colector.

En la presente investigación se reportan los resultados de un estudio de eficiencias en un colector solar de tubos al vacío mediante el software MATLAB cuyo análisis se lleva a cabo bajo las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga, Colombia. Se realizó un estudio paramétrico implementando diferentes fluidos de trabajo, tipos y materiales de estructuras capilares y separación entre tubos con el objeto de aumentar el estado del arte de esta aplicación en particular, de manera que los resultados puedan ser aplicados para mejorar la eficiencia de los colectores solares comerciales ya existentes. Los resultados muestran que para lograr el mayor rendimiento térmico se debe implementar agua como fluido de trabajo, cobre en mechas sinterizadas como estructura capilar y una separación entre tubos de 0,165 m. La eficiencia correspondiente a esta disposición promedió aproximadamente el 60,66%.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Julián Ernesto Jaramillo Ibarra

## ABSTRACT

**TITLE:** ANALYSIS OF THE THERMAL PERFORMANCE OF AN EVACUATED TUBE SOLAR COLLECTOR\*

**AUTHORS:** WILLIAM OMAR VARGAS ORTIZ, DIEGO ALEJANDRO VILLANUEVA OSORIO\*\*

**KEYWORDS:** SOLAR COLLECTOR, EVACUATED TUBE, HEAT PIPES, EFFICIENCY, RENEWABLE ENERGIES.

### DESCRIPTION:

With the objective of using a clean technology that allows obtaining energy without compromising the environment, several countries have developed methodologies for the use of renewable energy such as solar energy. Among these is the use of solar thermal collectors, which take advantage of the sun's heat to produce hot water. Obtaining useful solar energy through these devices depends on geometric, thermal, and atmospheric factors; therefore, it is pertinent to understand the relationship between certain variables and the thermal efficiency of the collector.

In the present investigation, the results of a study of efficiencies in an evacuated tubes solar collector are reported by making use of MATLAB whose analysis is carried out under the environmental conditions of the city of Bucaramanga, Colombia. A parametric study was carried out implementing different working fluids, capillary structures and separation between tubes in order to increase the state of the art of this particular application, so that the results can be applied to improve the efficiency of already existing commercial solar collectors.

The results show that to achieve the highest thermal performance, water must be implemented as the working fluid, copper in sintered wicks as the capillary structure and a separation between tubes of 0.165 m. The efficiency corresponding to this arrangement averaged approximately 60.66%.

---

\* Bachelor Thesis

\*\* Faculty of Physical mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Julián Ernesto Jaramillo Ibarra

## INTRODUCCIÓN

Las energías renovables son fuentes de energía limpia, inagotable y crecientemente competitiva. Se diferencian de los combustibles fósiles principalmente en su diversidad, abundancia y potencial de aprovechamiento en cualquier parte del planeta, pero sobre todo en su cuidado con el medio ambiente al no producir gases de efecto invernadero ni emisiones contaminantes. Además, sus costes evolucionan a la baja de forma sostenida, mientras que la tendencia general de costes de los combustibles fósiles es la opuesta.

Entre los diferentes tipos de energías renovables se encuentra la energía solar. Este tipo de energía es proporcionada por el sol en forma de radiación electromagnética (luz, calor y rayos ultravioleta principalmente). El uso de esta energía se puede clasificar, dependiendo de su aplicación, en energía solar térmica (usada para producir agua caliente de baja temperatura para uso sanitario y calefacción) y solar fotovoltaica (a través de placas de semiconductores que se alteran con la radiación solar).

Con el objetivo de utilizar una tecnología limpia que permita obtener energía sin comprometer al medio ambiente, los países han desarrollado metodologías para el aprovechamiento de energías renovables tales como la energía solar. Entre estas se encuentra el uso de colectores solares térmicos, los cuales aprovechan la energía de radiación solar para producir agua caliente:

Los colectores solares con tubos al vacío son productos de vanguardia con un concepto especialmente eficiente para proveer agua caliente a medianas y grandes instalaciones. Pueden aportar más del 75% de la demanda de agua caliente y ofrecen una excelente relación costo/beneficio, manteniendo así su liderazgo en la industria de la energía solar térmica<sup>1</sup>. Es actualmente una de las tecnologías más eficaces en cuanto a colectores solares térmicos y las cualidades de este útil elemento permiten una óptima absorción de la energía. Sin embargo, a pesar de que este colector es uno de los más eficientes en

---

<sup>1</sup> AGM Energías Renovables. Energía solar térmica: colectores de tubos evacuados. Artículo [en línea]. 2015 [citado el 20 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2DfUXG7>

comparación a los demás, se carece de información completa acerca de cómo ciertas variables interfieren en el valor de su eficiencia.

Dicha desinformación producida por la complejidad del sistema es difícil o imposible de definir mediante hojas de cálculo. El modelamiento del sistema de captación de energía solar mediante un colector de tubos al vacío brinda una perspectiva más amplia acerca de las relaciones que existen entre las variables operacionales y su impacto en la eficiencia del sistema. Así mismo, provee una herramienta de educación para los trabajadores y supervisores acerca de su funcionamiento. Es por eso entonces que el modelamiento y análisis de las variables significa, entre otros: mejorar el entendimiento de cómo opera el sistema y disminuir los costos asociados con la experimentación en el sistema real.

Por lo tanto, la solución que se plantea para este problema consiste en llevar a cabo un proyecto de investigación que reportará los resultados de un estudio diario de eficiencias en un sistema de captación de energía solar basado en un colector de tubos al vacío mediante el *software* MATLAB, implementando fluidos de trabajo tales como agua, heptano, metanol y tolueno; estructuras capilares de tipo malla, sinterizada y de surcos longitudinales; y diferentes distancias de separación entre los tubos de vacío con el objeto de aumentar el estado del arte de esta aplicación en particular.

Toda la información relacionada con este trabajo de investigación se mostrará en el presente libro, cuyos capítulos contienen los siguientes temas:

Capítulo 1, en este capítulo se plantea el objetivo general y los objetivos específicos del proyecto de investigación.

Capítulo 2, en este capítulo se especifican las generalidades de la radiación solar, la geometría solar y los métodos de medición de la energía solar.

Capítulo 3, en este capítulo se describe el principio de funcionamiento y la aplicación de diversos tipos de colectores solares.

Capítulo 4, en este capítulo se desarrolla el modelo de transferencia de calor del colector solar y se plantean las ecuaciones necesarias para calcular la eficiencia térmica del colector dadas las condiciones iniciales y sus características físicas.

Capítulo 5, en este capítulo se describe el proceso de programación de la simulación del colector solar en el entorno visual de programación Simulink del software MATLAB y la conexión lógica de cada uno de los bloques.

Capítulo 6, en este capítulo se hace una descripción de los resultados obtenidos a partir de la configuración de diseño del colector solar y una comparación con datos experimentales.

Capítulo 7, en este capítulo se plantean las variaciones a realizar sobre las condiciones iniciales de las variables del colector solar (separación entre tubos, fluido de trabajo y estructura capilar usada) y se realiza un análisis paramétrico sobre los resultados obtenidos, en busca de obtener relaciones matemáticas entre las variables y la eficiencia térmica del colector.

## 1. OBJETIVOS

### 1.1. OBJETIVO GENERAL

Analizar el desempeño térmico del prototipo de colector solar de tubos al vacío existente en la escuela de Ingeniería Mecánica mediante el uso del software MATLAB bajo la variación de diferentes variables físicas y geométricas.

### 1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Simular un sistema solar térmico basado en un colector solar de tubos al vacío con tubos de calor en el *software* MATLAB para evaluar la variación de su eficiencia a lo largo de un día.
- Usar el *software* para analizar el impacto de parámetros tales como diferentes fluidos de trabajo, separación de tubos y estructuras capilares del tubo de calor en la eficiencia de un colector solar de tubos al vacío.
- Entregar un reporte de los resultados obtenidos en la simulación, que incluya relaciones paramétricas entre las variables de análisis y la eficiencia diaria del colector.

## 2. GENERALIDADES DE LA RADIACIÓN SOLAR

### 2.1. RADIACIÓN SOLAR

La radiación solar es la energía emitida por el Sol, extendida en todas las direcciones a través del espacio mediante ondas electromagnéticas en varias frecuencias o longitudes de onda y se genera a partir de las reacciones termonucleares de fusión que se producen en el núcleo solar<sup>2</sup>. Esa energía determina la dinámica de los procesos atmosféricos y el clima.

Medir la radiación solar es crucial para un amplio rango de aplicaciones, principalmente como fuente alternativa de energía en la generación de electricidad, en el diseño y uso de sistemas de calentamiento de agua, también en el sector de la agricultura, ingeniería, entre otros, destacándose el monitoreo del crecimiento de plantas, análisis de la evaporación e irrigación, arquitectura y diseño de edificios e infraestructura, implicaciones en la salud (ej. cáncer de piel), modelos de predicción del tiempo y el clima y muchas otras aplicaciones más<sup>3</sup>.

#### 2.1.1. Características de la radiación solar

La radiación solar no se concentra en una sola frecuencia, sino que se distribuye en un amplio espectro de amplitud no uniforme con la forma de una campana, típico del espectro de un cuerpo negro con el que se modela la fuente solar. El máximo de radiación se centra en la banda de radiación o luz visible con un pico a 500 nm fuera de la atmósfera terrestre según la ley de Wien (color verde cian)<sup>4</sup>. Esta ley postula que, al aumentar la temperatura de un radiador de cuerpo negro, aumenta la energía radiada general, y el pico de la curva de radiación se mueve hacia longitudes de ondas más cortas<sup>5</sup>.

---

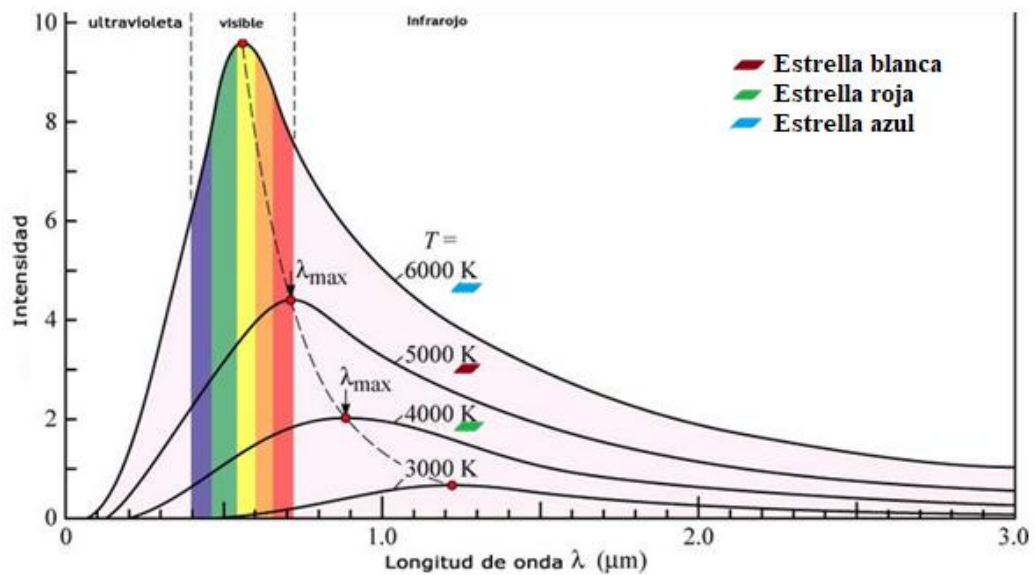
<sup>2</sup> ENERGÍA SOLAR. Radiación solar. Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2Ph3Bub>

<sup>3</sup> IDEAM. Radiación solar. Artículo [en línea] [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/3c2ukEs>

<sup>4</sup> ENERGÍA SOLAR. Op.Cit.

<sup>5</sup> ECURED. Ley de Wien. Artículo [en línea]. 2019 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2upqep1>

**Figura 1. Espectro de radiación del cuerpo negro, intensidad vs longitud de onda.**



**Fuente: QUÍMICA FÍSICA. La radiación del cuerpo negro. Hipótesis de Planck. Artículo [en línea]. 2015 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/2ID9BNv>**

La banda de radiación fotosintéticamente activa (PAR) oscila entre 400 y 700 nm, corresponde a la radiación visible y equivale al 41% de la radiación total<sup>6</sup>. Dentro del PAR hay sub-bandas con radiación:

- Azul-violeta (400-490 nm)
- Verde (490-560 nm)
- Amarillo (560-590 nm)
- Rojo-anaranjado (590-700 nm)

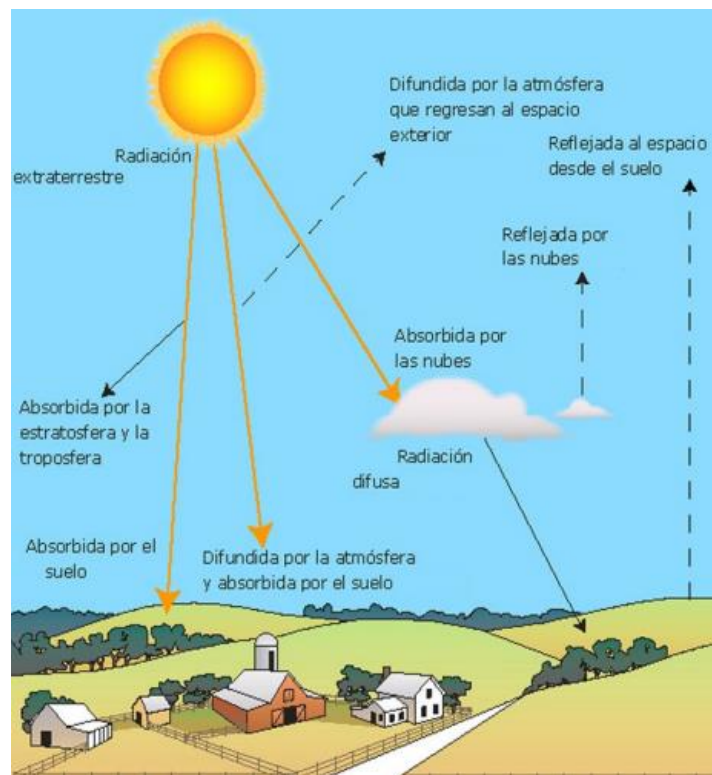
Aparte de la radiación visible, un elemento de menor valor energético, pero destacable por sus aplicaciones es el infrarrojo y, sobre todo, los rayos ultravioletas. Sus aplicaciones incluyen: visión nocturna, comunicación a cortas distancias entre ordenadores, fibras ópticas, espectroscopia, control de plagas, esterilización, etc.

<sup>6</sup> ENERGÍA SOLAR. Radiación solar. Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2Ph3Bub>

**2.1.2. Propagación de la radiación solar<sup>7</sup>:** En promedio, la Tierra recibe 1 366 W / m<sup>2</sup> (constante solar) del Sol. Esto está relacionado con los umbrales de la atmósfera y el plano perpendicular a los rayos solares entrantes. Debido a las particularidades de la atmósfera terrestre, la radiación solar sufre unas ciertas alteraciones para atravesarla y llegar a la superficie.

Se somete a fenómenos de reflexión, refracción, absorción y difusión por los diversos gases atmosféricos en un grado variable en función de la frecuencia, de modo que el suelo del espectro solar es irregular en comparación con la detectada en los umbrales externos de atmósfera (TOA) con presencia de bandas típicas de absorción o reflexión.

**Figura 2. Esquema de propagación de la radiación solar.**



**Fuente: ATLASGEOMUNDO. Elementos del clima. Artículo [en línea]. 2017 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/35uEpZK>**

<sup>7</sup> ENERGÍA SOLAR. Radiación solar. Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2Ph3Bub>

### 2.1.3. Tipos de radiación solar<sup>8</sup>

En función de cómo reciben la radiación solar los objetos situados en la superficie terrestre, se pueden distinguir los siguientes tipos de radiación:

- Radiación solar global

Se define como la radiación solar recibida de un ángulo sólido de  $2\pi$  estereorradianes sobre una superficie horizontal. Incluye la recibida directamente del disco solar, también la radiación celeste difusa dispersada al atravesar la atmósfera y la radiación reflejada.

- Radiación solar directa

Es la radiación que llega directamente del Sol sin haber sufrido cambio alguno en su dirección. Este tipo de radiación se caracteriza por proyectar una sombra definida de los objetos opacos que la interceptan.

- Radiación solar difusa

También conocida como radiación indirecta, representa la porción de radiación solar que ha golpeado al menos una partícula de gases atmosféricos al cambiar el ángulo de incidencia y que, sin embargo, alcanza el suelo porque está dirigida hacia él. Aumenta en relación con el total en cielos nublados.

- Radiación solar incidente

Radiación que ha encontrado alguna obstrucción a la que ha entregado toda o parte de su energía. De acuerdo con la ley de Lambert, la cantidad de radiación que golpea la unidad de superficie es proporcional al coseno del ángulo de incidencia.

La cantidad máxima de radiación solar incidente se obtiene con incidencia perpendicular, ya que a medida que el ángulo aumenta, tanto la superficie afectada por la misma cantidad de radiación como el grosor de la atmósfera atravesada por estos aumentan. Esto crea las variaciones diarias, anuales y latitudinales en la irradiación.

---

<sup>8</sup> MARTÍNEZ, Pedro. Energía solar térmica: Técnicas para su aprovechamiento. España: Marcombo S.A., 2010. p. 26.

- Radiación solar reflejada

Es la parte de la radiación solar incidente reflejada desde la superficie de la tierra debido al efecto albedo (coeficiente de reflexión  $\rho$ ). Los valores de  $\rho$  generalmente están entre 0 y 1 o se expresan como un porcentaje. Está dada por la relación entre la energía radiante reflejada desde una superficie con respecto a la energía incidente. La Tierra tiene un valor promedio de 40% ( $\rho = 0.4$ ).

- Radiación solar absorbida

Después de deducir todas las pérdidas debidas a la reflexión y la retro dispersión de la atmósfera y la superficie de la Tierra, la radiación solar incidente que queda es absorbida por la superficie de la Tierra y por lo tanto contribuye a su calentamiento, de una manera variable en función de la latitud y el tipo de superficie.

- Radiación solar extraterrestre

La radiación solar extraterrestre es la energía que recibe durante un periodo de tiempo una superficie del plano tangencial al planeta Tierra en un punto situado al exterior de la atmósfera; plano que será también el plano horizontal de ese punto. Se trata por lo tanto de una densidad de flujo de radiación solar, con unidades, en el Sistema Internacional, de  $\text{Js}^{-1}\text{m}^{-2}$  ó  $\text{Wm}^{-2}$ .

## 2.2. MOVIMIENTO TERRESTRE<sup>9</sup>

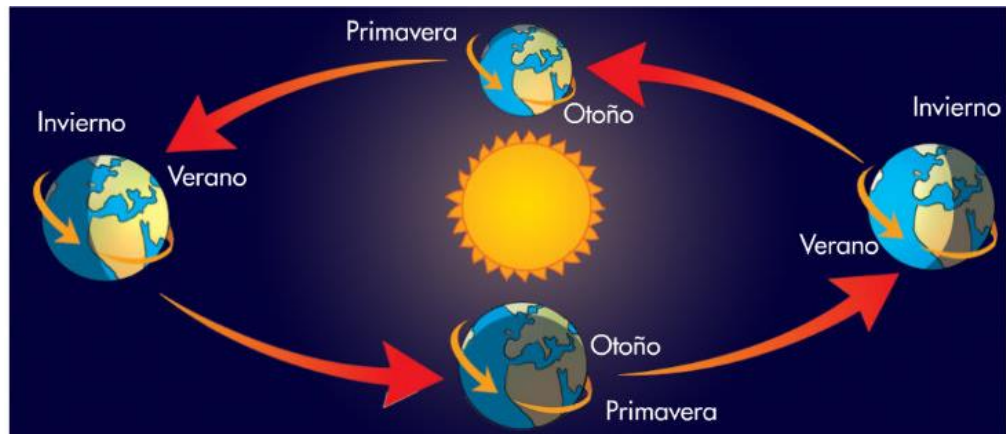
Cuando se habla de la captación de energía solar es relevante explicar en qué consisten cada uno de los movimientos del planeta Tierra, los cuales son causantes del movimiento aparente del sol en el cielo:

- Traslación: Movimiento elíptico que tiene la Tierra alrededor del Sol. Debido a la órbita elíptica el planeta se encuentra en algún momento más alejado del Sol, se le conoce como afelio (Julio). Por otra parte, al momento más cercano al sol se le llama perihelio y sucede en enero.

---

<sup>9</sup> NAUKAS. Los cinco movimientos de la tierra. Artículo [en línea]. 2010 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2VtFAnF>

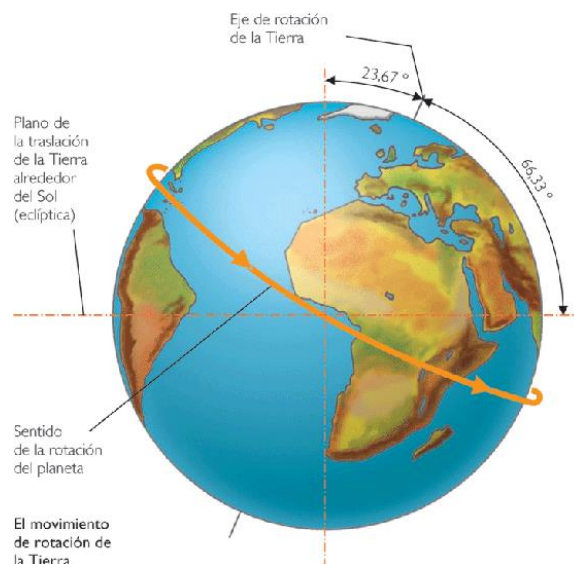
**Figura 3. Traslación de la Tierra.**



**Fuente: MI SISTEMA SOLAR. Traslación de la Tierra: definición, características, consecuencias y más. Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/3lvy9GA>**

- Rotación: Movimiento que realiza la tierra sobre su propio eje, el cual pasa entre los dos polos. Tiene un fenómeno denominado oblicuidad elíptica, se trata de los  $23,7^\circ$  aproximados de inclinación que se observan en la siguiente figura:

**Figura 4. Rotación de la Tierra.**



**Fuente: NAUKAS. Los cinco movimientos de la tierra. Artículo [en línea]. 2010 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/2Ur1lgl>**

Esta inclinación es la que produce las estaciones del año a causa del ángulo de incidencia de la radiación solar.

- Nutación: Es el oscilamiento que sufre el eje de posición. Leve, pero debe tenerse en cuenta en términos de calcular la radiación solar. Es debido al achatamiento de los polos y a la atracción que realiza la Luna sobre el eje ecuatorial. Este movimiento es simultáneo con el de precesión.

**Figura 5. Nutación de la Tierra.**



**Fuente: 100CIATOR. Movimientos de la tierra. Artículo [en línea]. 2015 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/3lwjvib>**

- Precesión: Movimiento que da lugar a los equinoccios. Los equinoccios son cada uno de los dos puntos de la tierra en los que la elíptica corta el ecuador. Sucede dos veces al año (primavera y otoño). En estas dos fechas la noche y el día tienen la misma duración en todos los lugares de la tierra.

**Figura 6. Precesión de la Tierra.**



**Fuente: 100CIATOR. Movimientos de la tierra. Artículo [en línea]. 2015 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/3lwjvib>**

## 2.3. GEOMETRÍA SOLAR

La geometría solar comprende un conjunto de métodos y variables que permiten determinar la posición del sol con respecto a la Tierra, lo que se conoce como movimiento aparente del sol. Entender el comportamiento de dicho movimiento es fundamental al momento de llevar a cabo proyectos de energía solar, debido a que la posición del sol influye directamente en la cantidad de radiación solar que se puede aprovechar en cierto instante del día o del año.

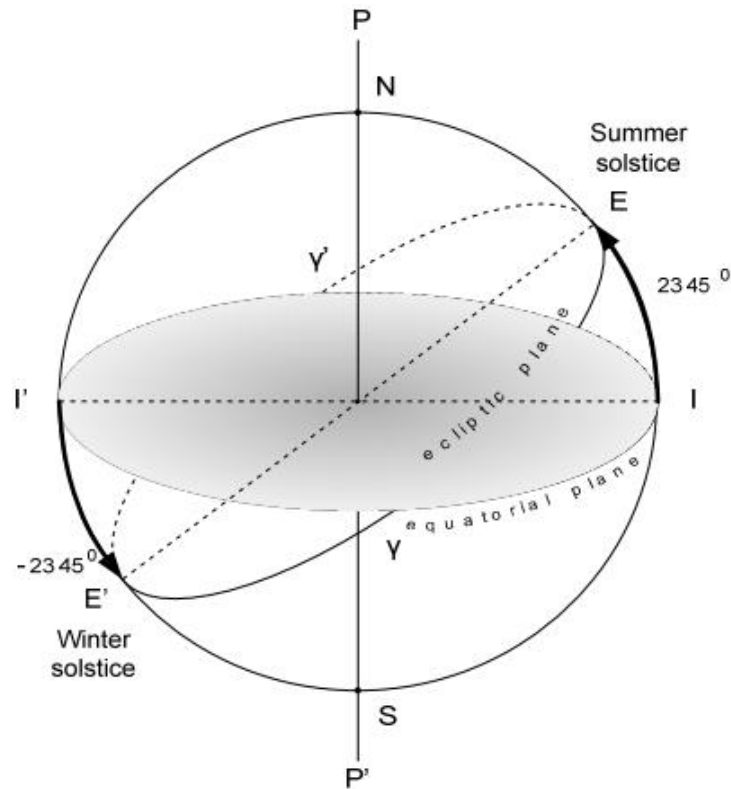
La geometría solar está basada en ángulos que indican la dirección del sol con respecto al punto de medición en la Tierra, el cual puede estar en una superficie horizontal o en una inclinada.

### 2.3.1. Superficies horizontales

Los ángulos que definen la posición del sol con respecto a una superficie horizontal ubicada sobre la superficie terrestre son los siguientes:

- **Ángulo de declinación terrestre ( $\delta$ ):** este ángulo mide la inclinación del eje de rotación de la tierra con respecto al plano elíptico de su órbita. Su valor depende del día del año y oscila entre  $-23,45^\circ$  para el 21 de diciembre (solsticio de invierno) y  $23,45^\circ$  para el 21 de junio (solsticio de verano).

Figura 7. Ángulo de declinación terrestre.



Fuente: LABRI. Principios de la Geometría Solar. Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/3lvLw9I>

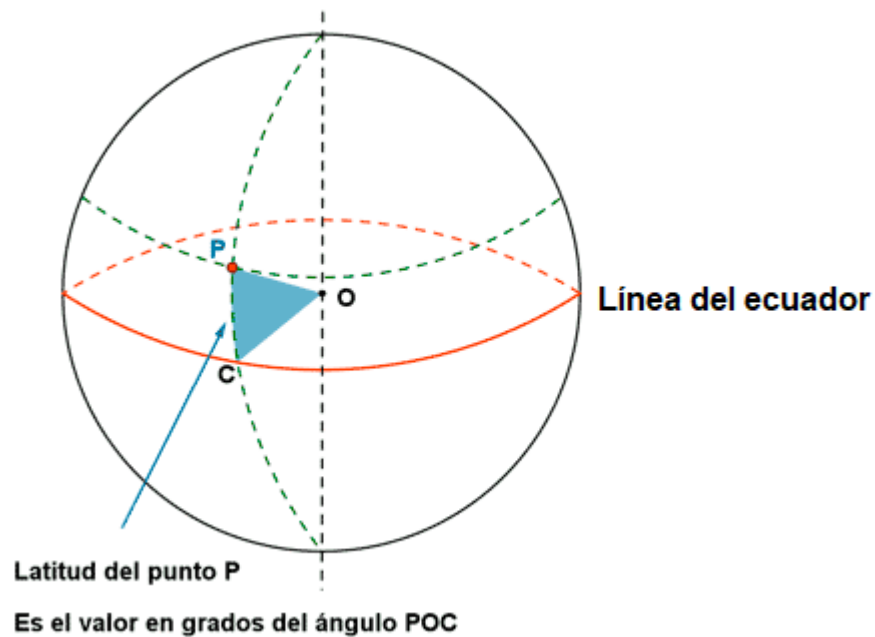
El valor del ángulo de declinación terrestre puede calcularse mediante la siguiente fórmula:

$$\delta = 23,45 * \text{sen} \left( \left( \frac{284 + n}{365} \right) * 360 \right) \quad (2.1)$$

Donde n es el número de días del año transcurridos desde el 1 de enero.

- **Latitud terrestre ( $\phi$ ):** la latitud mide la posición angular de un punto sobre la superficie terrestre con respecto al centro de la tierra y al plano del ecuador. Su valor varía entre  $0^\circ$  en la línea del ecuador y  $\pm 90^\circ$  en los polos norte y sur.

**Figura 8. Latitud terrestre.**



**Fuente: CALCULO. Globo terráqueo. Artículo [en línea]. 2015 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/32ldJT8>**

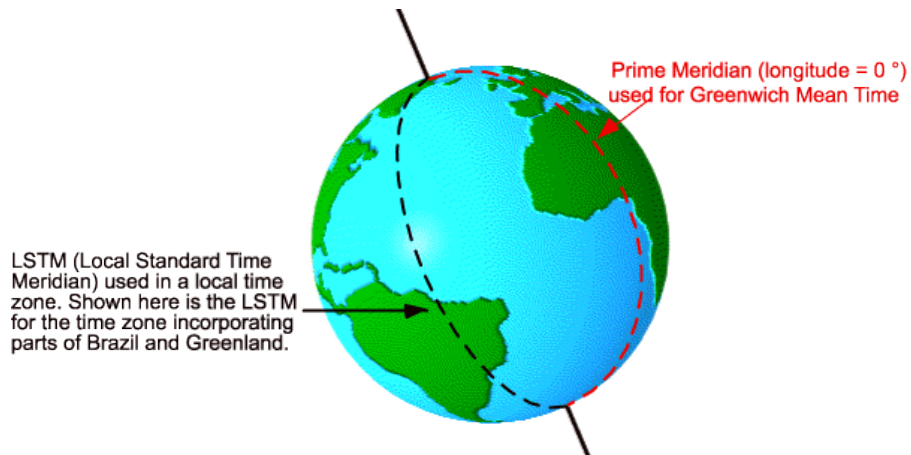
En la ciudad de Bucaramanga, la latitud es de  $7^{\circ}7.5234'$  Norte o  $+7,12^{\circ}$  en forma decimal.

- **Ángulo horario ( $\omega$ )<sup>10</sup>:** este valor representa el número de ángulos que el sol se mueve a través del cielo, de acuerdo con la hora solar local (LST), la cual depende de la longitud particular en donde se realiza el análisis.

---

<sup>10</sup> PV EDUCATION. Posición del sol. Artículo [en línea]. 2019 [citado el 20 feb. 2020]. Disponible en Internet: <http://bit.ly/2SldCm5>

**Figura 9. Meridiano de Greenwich (longitud = 0°) y LST para ciertas zonas de Brasil y Groenlandia.**



**Fuente: PVEDUCATION. Hora solar. Artículo [en línea]. 2014 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/2IFGCbq>**

El ángulo horario para determinada hora solar local (LST), se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\omega = 15^\circ * (LST - 12) \quad (2.2)$$

A su vez, la hora solar local se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$LST = LT + \frac{TC}{60} \quad (2.3)$$

Donde LT es la hora local correspondiente a la zona horaria donde se encuentra el punto de análisis y TC es el factor de corrección de tiempo, debido a la longitud exacta donde se encuentra el punto de análisis.

El factor de corrección TC se calcula de la siguiente forma:

$$TC = 4' * (L_{local} - LSTM) + EoT \quad (2.4)$$

Donde LSTM es la longitud estándar de la zona horaria local (para Colombia, LSTM= -75°),  $L_{local}$  es la longitud exacta del lugar de análisis (para Bucaramanga,  $L_{local}$ = -73,1198°) y EoT es la ecuación del tiempo, que realiza una corrección debido a la excentricidad de la órbita terrestre y la inclinación del

eje de la tierra. La tierra gira 1 grado cada 4 minutos, de este hecho proviene el factor de 4 minutos.

La ecuación del tiempo EoT se calcula de la siguiente forma:

$$EoT = 9,87\text{sen}(2B) - 7,53\text{cos}(B) - 1,5\text{sen}(B) \quad (2.5)$$

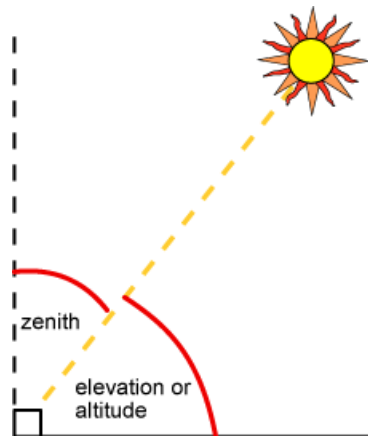
Donde el valor de B se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$B = \frac{360}{365}(n - 81) \quad (2.6)$$

(n es el número de días del año transcurridos desde el 1 de enero.)

- **Ángulo de elevación de los rayos solares ( $\alpha_s$ ):** es el ángulo que mide la altura angular del sol, medida desde la horizontal. Su ángulo complementario se denomina cenit solar ( $\theta_z$ ) y de igual forma, mide la posición angular del sol desde la dirección normal a la superficie terrestre.

**Figura 10. Ángulo de elevación y cenit solar respecto a una superficie horizontal.**



**Fuente: PVEDUCATION. El ángulo de elevación. Artículo [en línea]. 2014 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/2IFGCBq>**

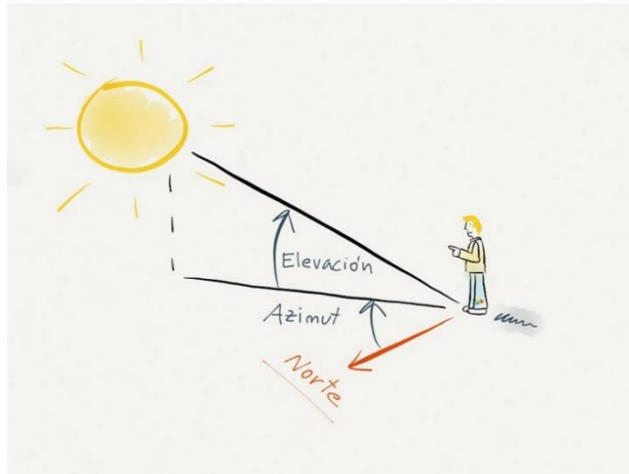
El ángulo de elevación de los rayos solares puede calcularse mediante la siguiente fórmula:

$$\text{sen}(\alpha_s) = \text{cos}(\theta_z) = \text{sen}(\delta)\text{sen}(\phi) + \text{cos}(\delta)\text{cos}(\phi)\text{cos}(\omega) \quad (2.7)$$

Donde  $\delta$  es el ángulo de declinación terrestre respecto al plano elíptico,  $\phi$  es el ángulo de latitud terrestre y  $\omega$  es el ángulo horario.

- **Azimet solar ( $\gamma_s$ ):** este ángulo indica la posición del sol con respecto a la dirección norte-sur.

**Figura 11. Ilustración de los ángulos de azimet y elevación solar.**



**Fuente:** PHOTOPILLS. Entendiendo el azimet y la elevación. Artículo [en línea]. 2017 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/2IDLHkx>

El ángulo de azimet solar puede ser calculado mediante la siguiente fórmula:

$$\text{sen}(\gamma_s) = \frac{\cos(\delta)\text{sen}(\omega)}{\cos(\alpha_s)} \quad (2.8)$$

Donde  $\delta$  es el ángulo de declinación terrestre respecto al plano elíptico,  $\omega$  es el ángulo horario y  $\alpha_s$  es el ángulo de elevación de los rayos solares.

### 2.3.2. Superficies inclinadas

En superficies inclinadas, el cenit solar no depende sólo de los ángulos  $\omega$ ,  $\delta$  y  $\phi$ . También depende de la caracterización angular de la superficie.

Una superficie inclinada puede definirse mediante dos ángulos:

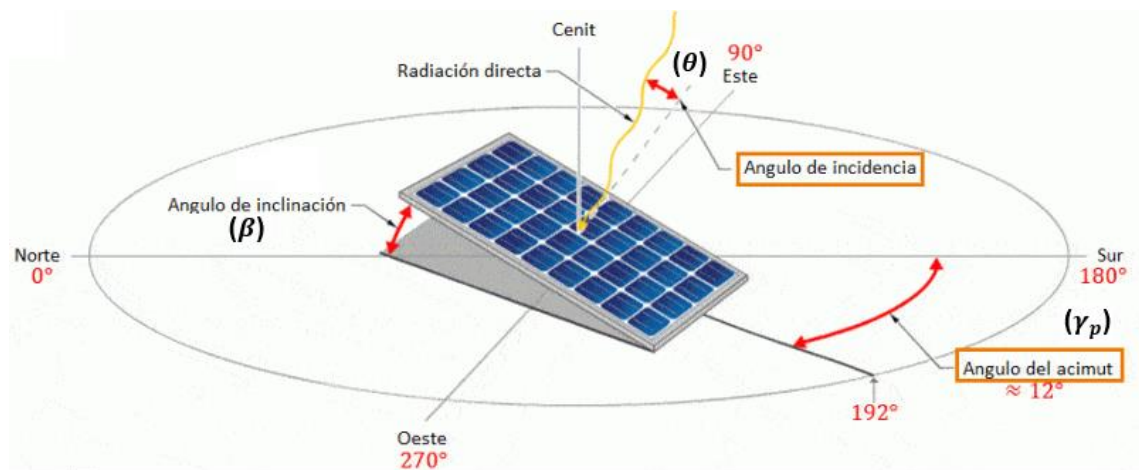
- **Ángulo de elevación de la superficie ( $\beta$ ):** este ángulo mide la inclinación de la superficie a analizar con respecto al plano horizontal (superficie terrestre).

- **Azimet de pared ( $\gamma_p$ ):** el azimet de pared indica la direcci3n de la proyecci3n de la normal de la pared en el plano horizontal con respecto a la direcci3n norte-sur.

A partir de estos valores, se puede calcular el 3ngulo de incidencia de los rayos solares con respecto a la superficie inclinada (cenit solar).

- **Cenit solar para superficies inclinadas ( $\theta$ ):** el cenit solar para cualquier superficie inclinada (con  $\beta \neq 0$  y  $\gamma_p \neq 0$ ), indica la posici3n angular del sol con respecto a la direcci3n normal de dicha superficie.

**Figura 12. Ilustraci3n de los 3ngulos de geometr3a solar para superficies inclinadas.**



**Fuente: CCEEA. Obtenci3n de valores de hora solar e inclinaci3n adecuada para sistemas fotovoltaicos. Art3culo [en l3nea]. 2016 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/2IFdaCM>**

Se puede calcular el cenit solar por medio de la siguiente f3rmula:

$$\cos(\theta) = \cos(\alpha_s)\text{sen}(\beta)\cos(\gamma_s - \gamma_p) + \text{sen}(\alpha_s)\cos(\beta) \quad (2.9)$$

Donde  $\alpha_s$  es el 3ngulo de elevaci3n solar para superficies horizontales,  $\beta$  es el 3ngulo de inclinaci3n de la superficie,  $\gamma_s$  es el azimet solar y  $\gamma_p$  es el azimet de pared.

## 2.4. MÉTODOS DE DETERMINACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR A NIVEL TERRESTRE

La magnitud de la radiación solar incidente en la superficie terrestre se puede determinar mediante el uso de dispositivos de medición de irradiancia o a través de ecuaciones para la estimación de la radiación solar.

### 2.4.1. Instrumentos de medición de radiación solar

Entre los principales instrumentos para la medición de la radiación solar incidente a nivel terrestre están:

- **Piranómetros:** se trata de un dispositivo meteorológico que mide la radiación solar incidente, mediante el uso de un termopar ubicado en su interior, el cual recibe la radiación a través de dos cúpulas semiesféricas. De esta forma se mide la densidad de flujo de radiación solar cuyas medidas están en kilovatios por metro cuadrado ( $KW/m^2$ ). Los piranómetros pueden medir radiación difusa si están ubicados bajo sombra o radiación semiesférica global si están ubicados sin obstrucción de los rayos solares.

**Figura 13. Piranómetro común.**



**Fuente: ALPHA OMEGA. Piranómetro común. Artículo [en línea]. [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/3kqshNj>**

Los piranómetros también pueden funcionar mediante el uso de fotodiodos de silicio, como es el caso del piranómetro Davis 6450<sup>11</sup>. Aquí, la radiación solar incide sobre el diodo lo cual produce una corriente eléctrica, que es detectada por un software que convierte los datos de voltaje a densidad de flujo de radiación solar.

**Figura 14. Piranómetro Davis 6450.**



**Fuente: DAVIS INSTRUMENTS. Solar Radiation Sensor. Artículo [en línea]. [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/2UnsRAW>**

- **Pirheliómetros:** Los pirheliómetros permiten medir la magnitud de la radiación solar directa. El haz de luz solar entra en el instrumento a través de una abertura y se dirige hacia un termopar, el cual convertirá su aumento de temperatura en una señal eléctrica. Es necesario mantener el instrumento orientado hacia el sol, por lo tanto, suele usarse con un sistema de seguimiento solar.

---

<sup>11</sup> DAVIS INSTRUMENTS. Solar Radiation Sensor 6450. Hoja de especificaciones [en línea]. 2014 [citado el 20 feb. 2020] Disponible en Internet: <http://bit.ly/2H1a100>

**Figura 15. Pirheliómetro.**



**Fuente: WIKIPEDIA. Pirheliómetro. Artículo [en línea]. 2016 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en internet: <https://bit.ly/2K3xzSt>**

- **Heliógrafos:** Un heliógrafo es un instrumento meteorológico que permite medir la duración y la intensidad de la radiación solar durante un día en una determinada ubicación. El tipo de heliógrafo más común es el heliógrafo de Campbell-Stokes, que consiste en una esfera de cristal que concentra los rayos solares y deja una quemadura (rastro) sobre una banda de cartulina, la cual rodea dicha esfera. Las bandas poseen una escala de tiempo con intervalos de 30 minutos, para facilitar la lectura de la duración diaria de la radiación solar.

**Figura 16. Fotografía y componentes de un heliógrafo de Campbell-Stokes.**



**Fuente: GUÍAS PRÁCTICAS. Heliógrafo. Artículo [en línea]. 2014 [citado el 13 nov. 2020]. Disponible en Internet: [www.guiaspracticas.com/estaciones-meteorologicas/heliografo](http://www.guiaspracticas.com/estaciones-meteorologicas/heliografo)**

**2.4.2. Estimación de la radiación solar incidente directa y difusa:** Cuando no es posible determinar los valores de radiación difusa y directa de manera experimental, se pueden utilizar expresiones matemáticas empíricas con el objetivo de estimar sus valores a partir de la radiación global.

Estas expresiones se basan en la definición del factor de claridad ( $K_t$ ) el cual es igual a la relación entre la radiación global ( $G$ ) que incide sobre la superficie terrestre y la radiación extraterrestre ( $G_o$ ), que proviene directamente del sol y aún no ha sido amortiguada por la atmósfera.

$$K_t = \frac{G}{G_o} \quad (2.10)$$

La radiación extraterrestre puede calcularse mediante la siguiente fórmula:

$$G_o = 1358 \left( 1 + 0,034 \cos \left( \frac{360 * n}{365} \right) \right) * \cos(\theta_z) \quad (2.11)$$

Donde  $n$  es el número de días del año transcurridos desde el 1 de enero y  $\theta_z$  es el cenit solar para superficies horizontales. Después de hallar  $\theta_z$  por medio de las ecuaciones de geometría solar, se procede a calcular  $K_t$ .

El valor de  $K_t$  es usado para seleccionar una nueva función de  $K_t$  que relaciona la radiación difusa ( $G_d$ ) y la radiación global.

$$f(K_t) = \begin{cases} 0,99; \text{ si } K_t < 0,17 \\ 1,188 - 2,272K_t + 9,473K_t^2 - 21,865K_t^3 + 14,1648K_t^4; \text{ si } 0,17 < K_t < 0,75 \\ -0,54K_t + 0,632; \text{ si } 0,75 < K_t < 0,8 \\ 0,2; \text{ si } K_t > 0,8 \end{cases} \quad (2.12)$$

Se calcula el valor de  $f(K_t)$  y se procede a obtener el valor de la radiación difusa por medio de la siguiente fórmula:

$$\frac{G_d}{G} = f(K_t) \rightarrow G_d = G * f(K_t) \quad (2.13)$$

Finalmente, la radiación directa ( $G_b$ ) se calcula a partir de la ecuación de los componentes de la radiación global:

$$G = G_b + G_d \rightarrow G_b = G - G_d \quad (2.14)$$

**2.4.3. Cálculo de la radiación recibida efectivamente por una superficie plana:** Luego de calcular los valores de radiación solar directa y difusa, ya sea por medio de dispositivos de medición o usando las ecuaciones de estimación, se requiere conocer la cantidad de radiación recibida efectivamente en una superficie plana determinada.

La radiación recibida por la superficie proviene de varias fuentes: radiación directa del sol, radiación difusa del ambiente y el reflejo de la radiación global en el suelo circundante. La expresión usada para calcular la radiación recibida tiene en cuenta cada uno de estos componentes junto a factores geométricos que influyen en la cantidad de la radiación que llega a la superficie. Se usa la siguiente fórmula:

$$q_{s\beta} = G_b * \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} + G_d * \cos^2\left(\frac{\beta}{2}\right) + \rho_{\text{piso}} * G * \text{sen}^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad \left[\frac{KW}{m^2}\right] \quad (2.15)$$

Donde  $\rho_{\text{piso}}$  es la reflectividad del piso ( $\rho_{\text{piso}} = 0,2$ ),  $\beta$  es la inclinación de la superficie plana,  $G$ ,  $G_b$  y  $G_d$  son las radiaciones global, directa y difusa respectivamente, y  $\theta$  y  $\theta_z$  son los ángulos de cenit solar para superficies horizontales e inclinadas.

### 3. COLECTORES SOLARES

Los colectores solares son elementos que capturan la radiación solar y la convierten en energía térmica, en calor. De esta manera, consiguen elevar la temperatura de una red con vistas a su aprovechamiento

#### 3.1. CLASIFICACIÓN DE LOS COLECTORES SOLARES

La clasificación de los colectores solares se puede expresar en función de factores básicos como el tipo de aplicación y la forma usada para la transformación de la radiación solar. De esta manera, se destacan tres tipos de colectores, estos abarcan temperatura baja o alta:

- Colectores solares de placa plana con y sin cubierta
- Colectores solares de concentradores parabólicos
- Colectores solares de tubos al vacío

##### 3.1.1. Colector solar de placa plana con cubierta<sup>12</sup>

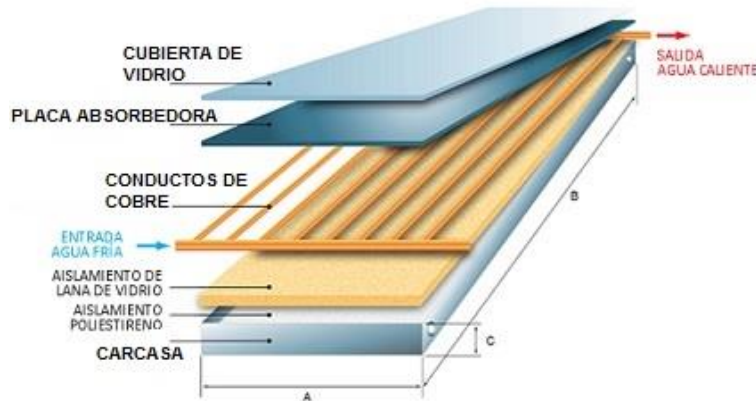
Son los más comunes, usados en el hogar para sistemas de calefacción y calentar agua, de misma manera que en sistemas comerciales y piscinas. Estos dispositivos se encuentran dentro de los captadores de baja temperatura que abarcan entre los 30 y 70 grados centígrados. Compuestos de una caja plana metálica por la que circula un fluido que se calienta al pasar por el panel, la cubierta evita que haya pérdidas de calor. Además, se pueden montar como parte del techo o solos de manera independiente.

Los colectores solares de placa plana se componen de los siguientes elementos:

---

<sup>12</sup> AMBIENTE SOLUCIONES. Calentadores solares de agua. Artículo [en línea]. 2019 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2DBA7kM>

**Figura 17. Componentes del colector solar de placa plana**



**Fuente: AULAFÁCIL. Colectores solares – Generalidades. Artículo [en línea]. 2020 [citado el 13 nov. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/38G19Yx>**

- Cubierta: Es transparente, puede estar presente o no. Generalmente es de vidrio, aunque también se utilizan de plástico ya que es menos caro y manejable, pero debe ser un plástico especial. Su función es minimizar las pérdidas por convección y radiación, por eso debe tener una transmitancia solar lo más alta posible.
- Canal de aire: Es un espacio (vacío o no) que separa la cubierta de la placa absorbente. Su espesor se calculará teniendo en cuenta para equilibrar las pérdidas por convección y las altas temperaturas que se pueden producir si es demasiado estrecho.
- Placa absorbente: La placa absorbente es el elemento que absorbe la energía solar y la transmite al líquido que circula por las tuberías. La principal característica de la placa es que debe tener una gran absorción solar y una emisión térmica reducida. Como los materiales comunes no cumplen con este requisito, se utilizan materiales combinados para obtener la mejor relación absorción / emisión.
- Tubos o conductos: Los tubos están tocando (a veces soldadas) la placa absorbente para que el intercambio de energía sea lo más grande posible. Por los tubos circula el líquido que se calentará e irá hacia el tanque de acumulación.

- Capa aislante: La finalidad de la capa aislante es recubrir el sistema para evitar y minimizar pérdidas. Para que el aislamiento sea el mejor posible, el material aislante deberá tener una baja conductividad térmica.

**3.1.2. Colector solar de placa plana sin cubierta:** Trabajan en el mismo rango de temperaturas, pero estos se destacan por ser un sistema económico y sencillo. Debido a que no posee una cubierta y ningún otro aislamiento, pierden calor. Son utilizados para piscinas al aire libre, calefacción de agua para lavar carros y calefacción de agua en piscicultura<sup>13</sup>.

**Figura 18. Colector solar de piscina.**



**Fuente: PEISA. Colectores solares para piscinas [en línea]. 2020 [citado el 13 nov. 2020]. Disponible en Internet: [peisa.com.ar/productos/climatizador-solar](http://peisa.com.ar/productos/climatizador-solar)**

---

<sup>13</sup> CALEFACCIÓN SOLAR. ¿Cuáles son los tipos de colectores solares? Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/30erer6>

**3.1.3. Colector solar de concentradores parabólicos:** Consiguen altas temperaturas y usualmente son utilizados en el sector industrial (centrales térmicas), ya que trabajan desde 40 hasta 4000 grados centígrados, sin embargo, funcionan igual que los de placa plana convencional.

**Figura 19. Concentrador parabólico.**



**Fuente: BALLUFF. Medición de posición rotativa. Artículo [en línea]. 2020 [citado el 13 nov. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/3lqi5Wx>**

### **3.1.4. Colector solar de tubos al vacío**

Este sistema de energía solar utiliza un tipo de panel solar que está formado por colectores lineales alojados en tubos de vidrio al vacío. Consta de un conjunto de tubos cilíndricos formados por un absorbedor selectivo, situados sobre unos asentamientos reflectores y rodeados de cilindros de vidrio transparente.

Entre el tubo exterior transparente y el absorbedor interior se ha hecho el vacío. Con ello, se evita las pérdidas termodinámicas por conducción y por convección desde la superficie absorbente y este hecho permite alcanzar temperaturas de más de 100°C y aprovechar mucho más la radiación solar<sup>14</sup>.

---

<sup>14</sup> ENERGÍA SOLAR. Colector solar de tubos de vacío. Artículo [en línea]. 2019 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/3bXB4TY>

**Figura 20. Partes de un colector solar de tubos al vacío.**



**Fuente: SUELO SOLAR. Captadores térmicos. Artículo [en línea]. 2008 [citado el 13 de nov. 2020]. Disponible en Internet: [https://suelosolar.com/guiasolares/colectores\\_solares.asp](https://suelosolar.com/guiasolares/colectores_solares.asp)**

### **Tipos de colectores solares de tubos al vacío<sup>15</sup>**

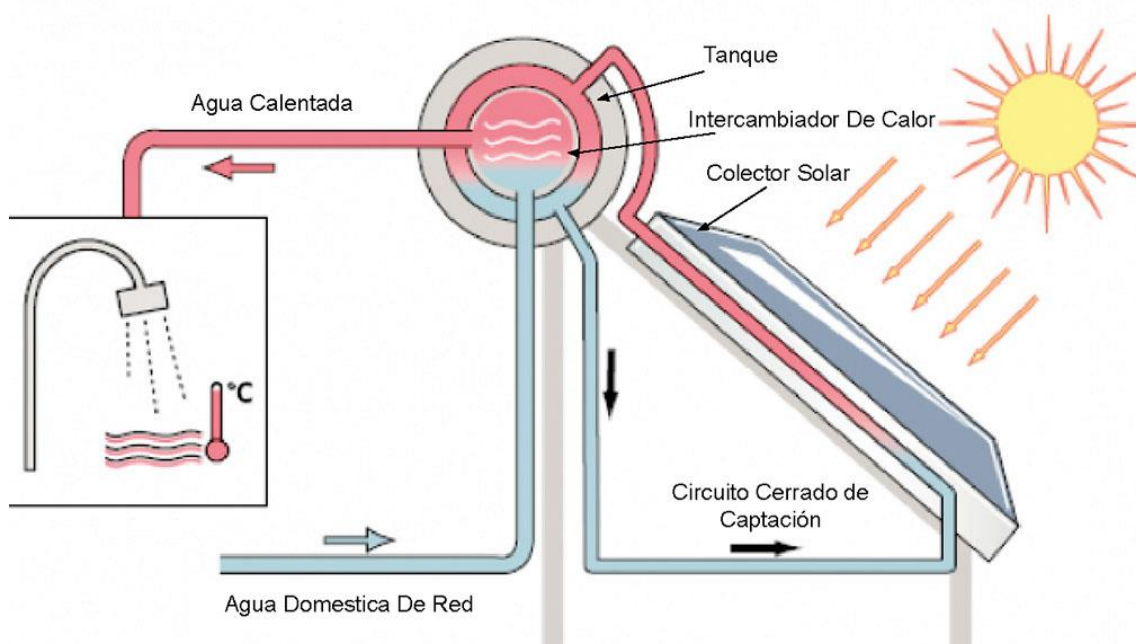
Los distintos tipos de colectores de tubos al vacío se basan en los tubos evacuados. Estos están conformados por dos tubos concéntricos entre los cuales se ha aspirado el aire produciéndose un vacío. En uno de los extremos ambos tubos se unen sellándose el vacío. Dentro de ambos tubos se sitúan los diferentes tipos de absorbedores que determinan la variedad de sistemas.

- Tubos al vacío simples

Este sistema es únicamente utilizado en colectores solares termosifónicos, son tubos al vacío ensamblados directamente con el depósito acumulador y que por lo tanto contienen agua.

<sup>15</sup> SITIO SOLAR. Los colectores solares de tubos de vacío. Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2PiBcDJ>

**Figura 21. Funcionamiento de un colector solar termosifónico.**

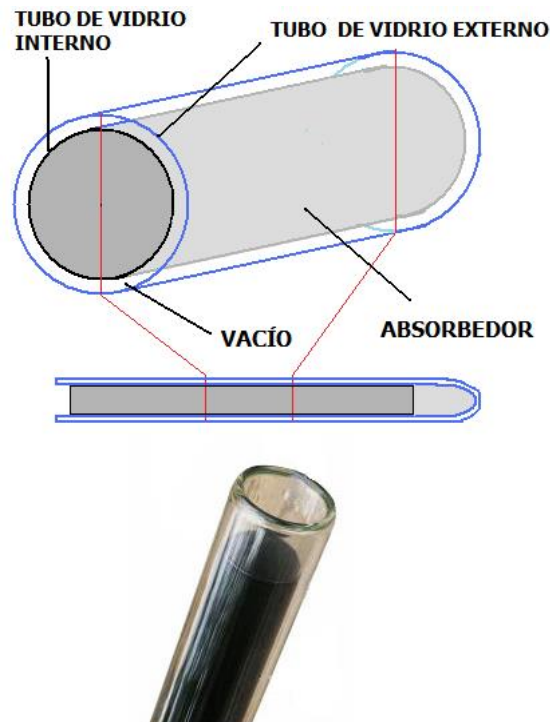


**Fuente: LGTSOLAR. Dimensionamiento para calentamiento de agua. Artículo [en línea]. 2015 [citado el 13 nov. 2020]. Disponible en Internet: <https://www.lgtsolar.com/calentamiento-de-agua.html>**

En la pared interior del tubo evacuado se sitúa una capa de color oscuro de material absorbente. Cuando la radiación solar incide sobre la capa de material absorbente se transforma en calor y eleva la temperatura del agua que está en contacto con él.

El agua calentada se eleva por convección y comienza a ascender siendo reemplazada por agua fría que a su vez se calienta y reinicia el proceso. Este movimiento del fluido se lleva a cabo por circulación natural, basada en la diferencia de densidades que produce el calor en los líquidos. Este tipo de tubo de vacío ofrece la ventaja de tener escasas pérdidas de calor.

**Figura 22. Esquema de un tubo al vacío simple.**



**Fuente: SITIO SOLAR. Los colectores solares de tubo de vacío. Artículo [en línea]. 2013 [citado el 13 nov. 2020]. Disponible en Internet: <http://www.sitiosolar.com/los-colectores-solares-de-tubo-de-vacio/>**

- Tubos al vacío de flujo directo

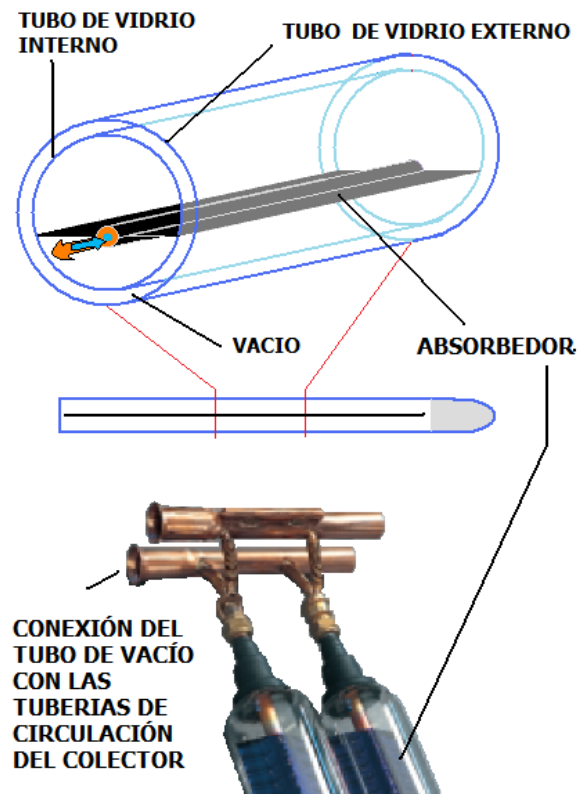
Esta tecnología se emplea tanto para colectores solares compactos con depósito integrado como para aquellos sin depósito. En el interior del tubo evacuado se ubica una plancha de material absorbente adecuado que hace las veces de absorbedor, transformando la radiación solar en calor. El absorbedor es recorrido en su superficie por un tubo con flujo directo en el que circula un fluido que eleva su temperatura en contacto con él.

Algunos colectores con esta tecnología aplican el sistema CPC (Colector Parabólico Concéntrico) alterando la forma del absorbedor que adopta una forma semicilíndrica para poder captar la energía solar de la forma más eficiente posible por la parte trasera.

Los colectores de tubos al vacío de flujo directo tienen la ventaja de poder adoptar una posición tanto horizontal como vertical sin mermar su rendimiento.

Esto se debe a que el tubo puede rotar sobre su eje, haciendo que el absorbedor se incline de la manera más adecuada. Esta tecnología también puede ser utilizable en áreas frías ya que permite usar las estrategias de uso general contra la congelación en la energía solar térmica.

**Figura 23. Esquema de un tubo al vacío de flujo directo.**



**Fuente: SITIO SOLAR. Los colectores solares de tubo de vacío. Artículo [en línea]. 2013 [citado el 13 nov. 2020]. Disponible en Internet: <http://www.sitiosolar.com/los-colectores-solares-de-tubo-de-vacio/>**

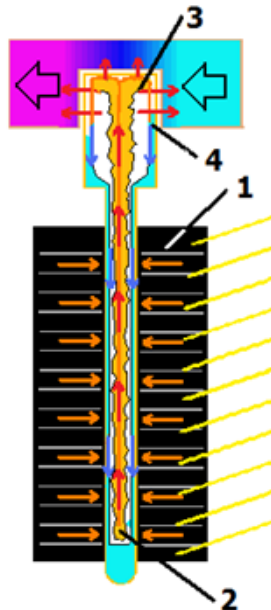
- Tubos al vacío con Heat pipe

Esta tecnología de colectores solares emplea un mecanismo denominado Heat pipe (tubo de calor). Consiste en un tubo cerrado en el cual se introduce un fluido de propiedades específicas. En base a la figura 24, su proceso de funcionamiento es el siguiente: 1) La radiación solar incide en el absorbedor que se calienta y transmite ese calor al tubo. 2) El calor recibido provoca que el fluido en el interior del tubo se evapore y ascienda (calor latente). 3) El fluido evaporado cede su calor latente al fluido más frío que circula por el exterior de la cabeza del

tubo y al hacerlo se licua. 4) El fluido de nuevo en estado líquido cae por gravedad al fondo del tubo para reiniciar el proceso.

Este proceso se repite mientras dure la radiación del sol o hasta que el colector ha alcanzado una temperatura muy alta (130 grados o más).

**Figura 24. Esquema de funcionamiento de tubos al vacío con Heat Pipe.**



**Fuente: SITIO SOLAR. Los colectores solares de tubo de vacío. Artículo [en línea]. 2013 [citado el 13 nov. 2020]. Disponible en Internet: <http://www.sitiosolar.com/los-colectores-solares-de-tubo-de-vacio/>**

Estos colectores tienen la ventaja de no sufrir pérdidas por la noche ya que el proceso de transferencia de calor no es reversible (es decir el fluido caliente o el calor no puede pasar del acumulador al tubo y por lo tanto perderse). Además, cada tubo es independiente, pudiéndose cambiar en pleno funcionamiento del sistema. Dado que los tubos también pueden girar sobre su eje, existe la posibilidad de que adopten posiciones verticales y horizontales al igual que ocurre en los sistemas de flujo directo, aunque en este caso habrá que respetar una inclinación mínima a lo largo del tubo para permitir que el fluido una vez licuado pueda descender por gravedad.

### 3.2. APLICACIONES INDUSTRIALES DE LOS COLECTORES SOLARES<sup>16</sup>

De forma general, se pueden resumir en dos gamas según la necesidad de temperatura en función del tipo de actividad que desarrolla la industria:

- **Gama de temperaturas Baja y Media (hasta 150°C):** Alto potencial aplicativo, alrededor del 30% del calor necesario para procesos industriales requiere temperaturas inferiores a los 100°C, lo cual entra dentro del rango en el que se encuentra la solar térmica doméstica, por lo que la misma tecnología sería aplicable. Por encima de los 100°C, la tecnología se hace más compleja, aunque con la instalación de colectores solares de alto rendimiento se puede producir calor a temperaturas que llegan a 150°C.
- **Gama de temperaturas Media-Alta (150°C-250°C):** Para muchos procesos industriales como la generación de vapor, secado, lavado, esterilización, pasteurización, tintado, etc. se necesita calor a altas temperaturas. Por encima de 200°C es posible optar por sistemas de concentración de los rayos solares capaces de proporcionar temperaturas elevadas que siguen siendo rentables, pero muchísimo más complejos.

En la siguiente tabla se especifican los rangos de temperaturas en algunos procesos de las diferentes industrias:

---

<sup>16</sup> GREENHEISS. Aplicaciones de la energía solar en la industria. Artículo [en línea]. 2017 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2SYIUpb>

**Tabla 1. Rango de temperaturas en algunos procesos industriales.**

<b>Industria</b>	<b>Proceso</b>	<b>Rango de temperatura (°C)</b>
<b>Lácteos</b>	Presurización	60°-80°
	Esterilización	100°-120°
	Secado	120-180
	Concentrados	60°-80°
	Agua para alimentación de la caldera	60°-90°
<b>Alimentos enlatados</b>	Esterilización	110°-120°
	Pasteurización	60°-80°
	Cocinado	60°-90°
	Blanqueamiento	60°-90°
<b>Textil</b>	Blanqueamiento, tintura	60°-90°
	Secado, desengrasado	100°-120°
	Tintado	70°-90°
	Reparación	160°-180°
	Prensado	80°-100°
<b>Papel</b>	Armado, secado	60°-80°
	Agua para alimentación de la caldera	60°-90°
	Blanqueamiento	130°-150°
<b>Química</b>	Jabones	200°-250°
	Plástico sintético	150°-200°
	Procesamiento de calor	120°-180°
	Precalentamiento de agua	60°-90°
<b>Cárnica</b>	Lavado, esterilizado, limpieza	60°-90°
	Cocinado	90°-100°
<b>Bebidas</b>	Lavado, esterilizado	60°-80°
	Pasteurización	60°-70°
<b>Automóvil</b>	Pintado	160°-220°
	Secado	80°-90°
<b>Ladrillos y bloques</b>	Curado	60°-140°
<b>Vidrio</b>	Laminado	100°-150°
	Secado de fibra de vidrio	110°-130°
<b>Plásticos</b>	Preparación	120°-140°
	Destilación	140°-150°
	Separación	200°-220°
	Extensión	140°-160°
	Secado	180°-200°
	Mezclado	120°-140°

**Fuente: ANASTASOVSKI, Aleksandar, et al. Experience and Applications of Pinch Technology in Cases of Industrial Heat Integration of Solar Thermal Energy and Organic Rankine Cycle. Modificado por los autores.**

#### **4. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL COLECTOR SOLAR**

El paso previo a la realización del programa en el software de simulación consiste en caracterizar el colector solar de tubos al vacío y definir su modelo de transferencia de calor, desde la incidencia de la radiación en la superficie de los tubos al vacío, hasta el calentamiento del fluido portador de calor por medio de los tubos de calor en el intercambiador. Para la primera ejecución del programa se tendrán en cuenta las condiciones de diseño, indicadas en el trabajo de grado “Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío”<sup>17</sup>.

##### **4.1. CARACTERIZACIÓN DEL COLECTOR SOLAR DE TUBOS AL VACÍO CON TUBOS DE CALOR**

El prototipo de colector solar de tubos al vacío que se analizará en este trabajo de investigación pertenece a la escuela de Ingeniería Mecánica y fue diseñado en el marco del trabajo de grado mencionado anteriormente.

**Figura 25. Fotografía del prototipo de colector solar de tubos al vacío.**



**Fuente: Autores.**

---

<sup>17</sup> JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. 233p.

El colector solar cuenta con 10 tubos al vacío marca Owen Illinois, distribuidos en pares colineales a ambos lados del intercambiador de calor. Al reverso de cada tubo de vacío, se encuentra instalada una superficie reflectora cuya función es concentrar la radiación que pasa a través del espacio entre tubos y dirigirla hacia el tubo de vacío. Al interior de cada tubo de vacío, se encuentra una aleta absorbidora plana de aluminio, cuya función es la de aumentar el área que recibe radiación solar mientras transfiere esa energía hacia el tubo de calor, ubicado en la mitad de la aleta. El tubo de calor tiene una presión interna de 3 inHg. El colector cuenta con una placa de ajuste manual, la cual permite fijar el colector en el ángulo de inclinación deseado. El sistema de transporte y almacenamiento del fluido consta de un tanque aislado con capacidad de 60 litros, una bomba centrífuga, mangueras Parker de 5/16" y el intercambiador de calor ("manifold") entre los tubos de calor y el fluido portador de calor.

**Figura 26. Modelo 3D del prototipo de colector solar.**



**Fuente: JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío.**

Los parámetros geométricos del colector solar y de los componentes del sistema se muestran en la tabla 2. Los parámetros físicos de los diferentes materiales y sustancias se muestran en la tabla 3.

**Tabla 2. Parámetros geométricos usados en el modelo de transferencia de calor.**

Constante	Descripción	Valor
$A_{ab}$	Área de la aleta absorbedora	0,012 [ $m^2$ ]
$A_{et}$	Área entre tubos de vacío	0,039 [ $m^2$ ]
$\beta$	Ángulo de inclinación del colector	15 [°]
$C$	Distancia entre centros de los tubos al vacío	0,145 [ $m$ ]
$D_i$	Diámetro interior del tubo de calor	14 [ $mm$ ]
$D_{im}$	Diámetro interior del manifold	0,14 [ $m$ ]
$D_{ip}$	Diámetro interior de la pared del tanque	0,3668 [ $m$ ]
$D_{it}$	Diámetro interior del tubo al vacío	44,1 [ $mm$ ]
$D_{iw}$	Diámetro interior de la estructura capilar	4,54 [ $mm$ ]
$D_o$	Diámetro exterior del tubo de calor	16 [ $mm$ ]
$D_{oam}$	Diámetro exterior del aislante del manifold	0,168 [ $m$ ]
$D_{oat}$	Diámetro exterior del aislante del tanque	0,42 [ $m$ ]
$D_{om}$	Diámetro exterior del manifold	0,148 [ $m$ ]
$D_{op}$	Diámetro exterior de la pared del tanque	0,38 [ $m$ ]
$D_{ot}$	Diámetro exterior del tubo al vacío	58,2 [ $mm$ ]
$h_t$	Altura del tanque de almacenamiento	0,45 [ $m$ ]

**Fuente: Autores**

**Tabla 3. Parámetros geométricos usados en el modelo de transferencia de calor (Continuación).**

Constante	Descripción	Valor
$L$	Longitud de la aleta de aluminio	0,427 [m]
$L_c$	Longitud de la sección del condensador	0.08 [m]
$L_e$	Longitud de la sección del evaporador	0.48 [m]
$L_s$	Longitud de la superficie reflectora	0,45 [m]
$t_{ais}$	Espesor del aislante del tanque	0.02 [m]
$t_w$	Espesor de estructura capilar	4,65 [mm]

**Fuente: Autores**

**Tabla 4. Parámetros físicos usados en el modelo de transferencia de calor.**

Constante	Descripción	Valor
$\alpha_a$	Absortividad de la aleta	0,15 [-]
$C_{pc}$	Calor específico promedio de la aleta y el tubo de calor	643,5 [J/KgK]
$C_{pl}$	Calor específico del fluido de trabajo (P=3inHg)	4182 [J/KgK]
$C_{pf}$	Calor específico del fluido portador de calor (P=101,325 kPa)	4182 [J/KgK]
$h_a$	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire y el manifold/tanque	7,5 $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
$h_{fg}$	Entalpía de vaporización del fluido de trabajo (P=3inHg)	2391,5 $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$
$k_{ais}$	Conductividad térmica del aislante	0,03 [W/mK]
$k_l$	Conductividad térmica del fluido de trabajo en saturación, estado líquido (P=3inHg)	0,6257 $\left[\frac{W}{mK}\right]$
$k_m$	Conductividad térmica de la pared del manifold	205 [W/mK]
$k_p$	Conductividad térmica del tubo de calor	397 [W/mK]
$k_t$	Conductividad térmica del tanque	0,48 [W/mK]
$m_{ae}$	Masa de la aleta y la sección del evaporador	0,2565 [Kg]
$\dot{m}_f$	Flujo másico del fluido portador de calor	0,062 [Kg/s]
$m_t$	Masa de agua almacenada en el tanque	59,82 [Kg]

**Fuente: Autores**

**Tabla 5. Parámetros físicos usados en el modelo de transferencia de calor (Continuación).**

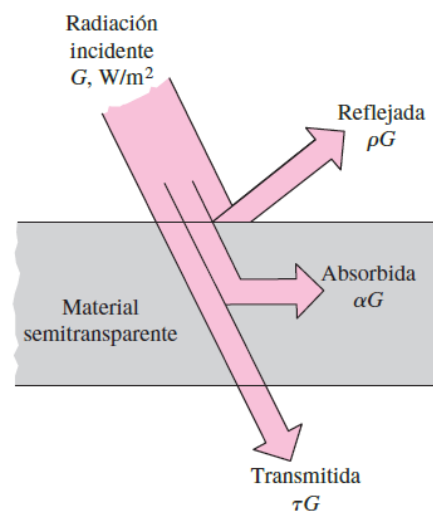
Constante	Descripción	Valor
$m_w$	Masa del fluido de trabajo	0,037 [Kg]
$\mu_l$	Viscosidad dinámica del fluido de trabajo en saturación, estado líquido (P=3inHg)	0,5852 $\left[\frac{g}{m * s}\right]$
$\rho_l$	Densidad del fluido de trabajo en saturación, estado líquido (P=3inHg)	989,63 $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
$\rho_{sup}$	Reflectividad de la superficie reflectora	0,572 [-]
$\rho_v$	Densidad del fluido de trabajo en saturación, estado gaseoso (P=3inHg)	0,069 $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
$\tau_v$	Transmisividad del tubo de vidrio	0,92 [-]
$U_l$	Coefficiente global de pérdidas del colector	0,8 [W/m <sup>2</sup> K]

**Fuente: Autores**

## 4.2. CÁLCULO DEL CALOR NETO DE ENTRADA AL COLECTOR

**4.2.1. Incidencia de la radiación solar sobre el colector:** La radiación solar incide sobre la superficie de los tubos al vacío. Allí, una fracción de la radiación atraviesa las paredes de vidrio y llega a la aleta absorbedora, mientras que el resto es reflejado hacia el ambiente o absorbido por el material. El porcentaje de la radiación que atraviesa el vidrio está definido por la transmisividad ( $\tau$ ) de dicho material.

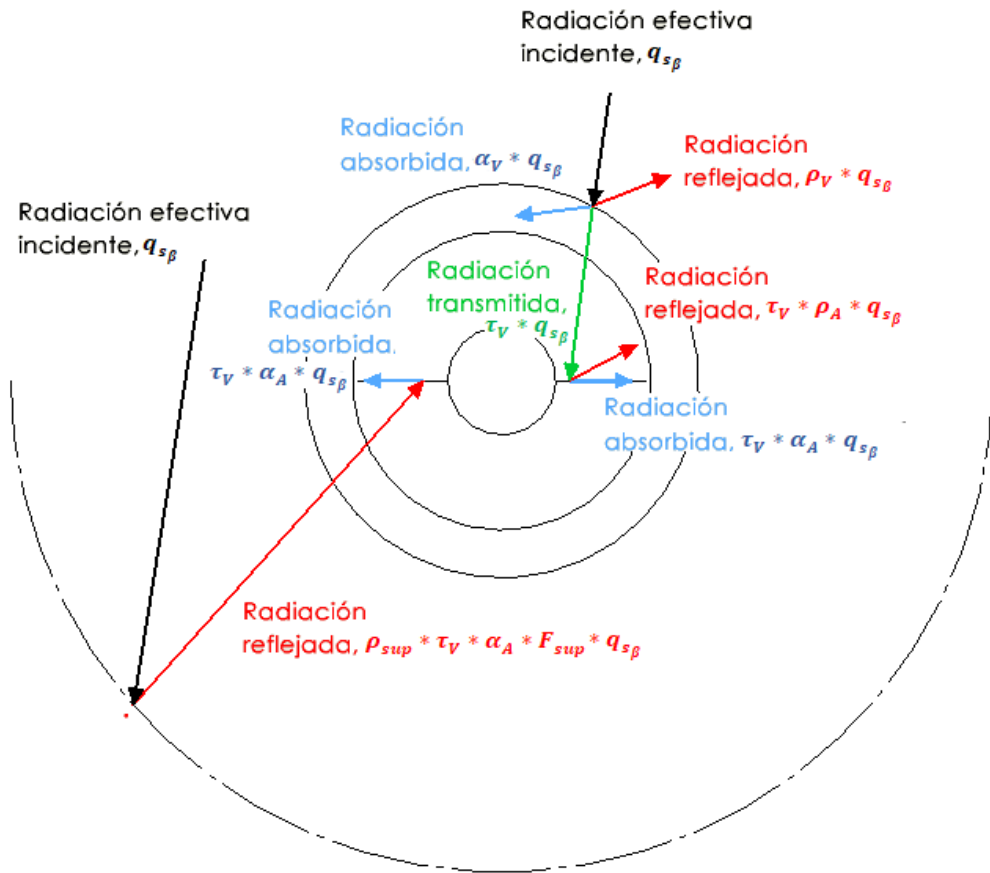
**Figura 27. Radiación transmitida, absorbida y reflejada en una superficie.**



**Fuente: ÇENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de Calor y Masa. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. p. 704.**

Los tubos de vidrio usados en el prototipo de colector solar tienen una transmisividad de  $\tau_V = 0,92$ . De igual forma, la aleta absorbedora de aluminio ubicada al interior del tubo de vacío recibe la radiación proveniente del tubo de vidrio, absorbe una fracción y refleja el resto. La aleta es una superficie opaca (es decir, no presenta transmisividad) y tiene una absorptividad de  $\alpha_A = 0.15$ .

**Figura 28. Radiación absorbida, reflejada y transmitida a través del tubo de vidrio y la aleta de aluminio.**



**Fuente: Autores.**

#### **4.2.2. Cálculo de la radiación absorbida en la superficie superior de la aleta:**

La radiación incidente efectiva sobre la superficie superior de la aleta absorbidora depende de su inclinación y orientación con respecto al sol. Estos factores están contemplados en el cálculo del término  $q_{s\beta}$  (Ecuación 2.15), como se expone en la sección 2.4.3. Los valores de radiación global ( $G$ ) fueron tomados del proyecto de grado de diseño del colector solar<sup>18</sup>, y se seleccionaron en intervalos de 3 minutos, desde las 10:21 a.m., hasta las 3:39 p.m., con el objetivo de poder validar la simulación con los resultados obtenidos en las

<sup>18</sup> JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. p. 183-192.

pruebas experimentales del día 12 de febrero del 2012, planteadas en dicho proyecto.

La cantidad de radiación solar incidente que es absorbida por la superficie superior de la aleta se calcula a partir de la siguiente expresión.

$$G_{abs} = \tau_V * \alpha_A * q_{s\beta} * A_{ab} \quad (4.1)$$

Donde  $\tau_V$  es la transmisividad del vidrio de los tubos al vacío,  $\alpha_A$  es la absorptividad de la aleta absorbidora y  $A_{ab}$  es el área de la superficie absorbidora.

#### 4.2.3. Cálculo de la radiación absorbida en la superficie inferior de la aleta:

Por otra parte, la radiación incidente en la superficie inferior de la aleta proviene del reflejo de la radiación solar en la superficie semicircular ubicada justo debajo del tubo al vacío. Dicha radiación se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$G_{tr} = \rho_{sup} * \tau_V * \alpha_A * F_{sup} * q_{s\beta} * A_{et} \quad (4.2)$$

Donde  $\rho_{sup}$  es la reflectividad de la superficie reflectora, y  $F_{sup}$  es el factor de visión entre la superficie reflectora y la aleta absorbidora. Para efectos de cálculo, se asume que la radiación incidente sobre la superficie reflectora será igual a la radiación efectiva ( $q_{s\beta}$ ) que atraviesa el área libre entre tubos al vacío ( $A_{et}$ ).

Para calcular la porción de radiación que llega efectivamente a la aleta absorbidora desde la superficie reflectora, se debe calcular el factor de visión  $F_{sup}$  entre las dos superficies. Este valor se puede obtener a través del método de las cuerdas cruzadas o también llamado método de Hottel<sup>19</sup>. El método de

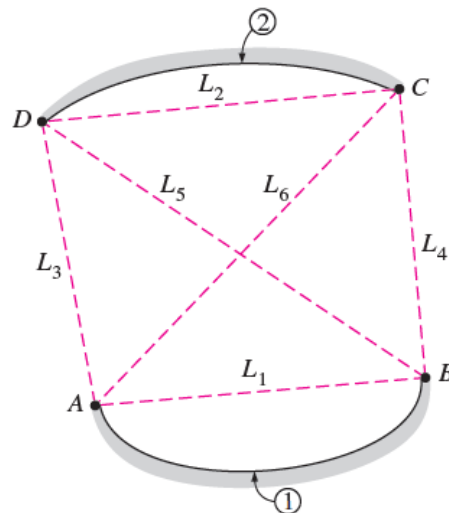
---

<sup>19</sup> ÇENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de Calor y Masa. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. p. 744.

Hottel es usado ampliamente en la literatura científica para el cálculo de los factores de visión<sup>20 21</sup>.

El primer paso del método de Hottel consiste en identificar los puntos extremos de las dos superficies a analizar, como se muestra en la siguiente figura:

**Figura 29. Ilustración del método de Hottel.**



**Fuente: ÇENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de Calor y Masa. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. p. 744.**

Los puntos extremos de la superficie 1 están denotados por las letras A y B, y los puntos extremos de la superficie 2 por las letras C y D.

Se procede a trazar y medir la longitud de las cuerdas que unen los puntos extremos de las superficies, las cuales se muestran en la figura 29:  $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5$  y  $L_6$ . Es importante tener en cuenta que las cuerdas deben cambiar de dirección alrededor de obstáculos que puedan estar en medio de sus trayectorias.

<sup>20</sup> MEHRABAN, Somayyeh; HOSSEINI, Seyed y FARAHAT, Said. A Quasi-Steady Method for Inverse Design and Control of a Two-Dimensional Radiant Oven in Transient State. International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer. University of Sistan & Baluchestan. 2008. 13 p. DOI: 10.1615/ICHMT.2008.CHT.200.

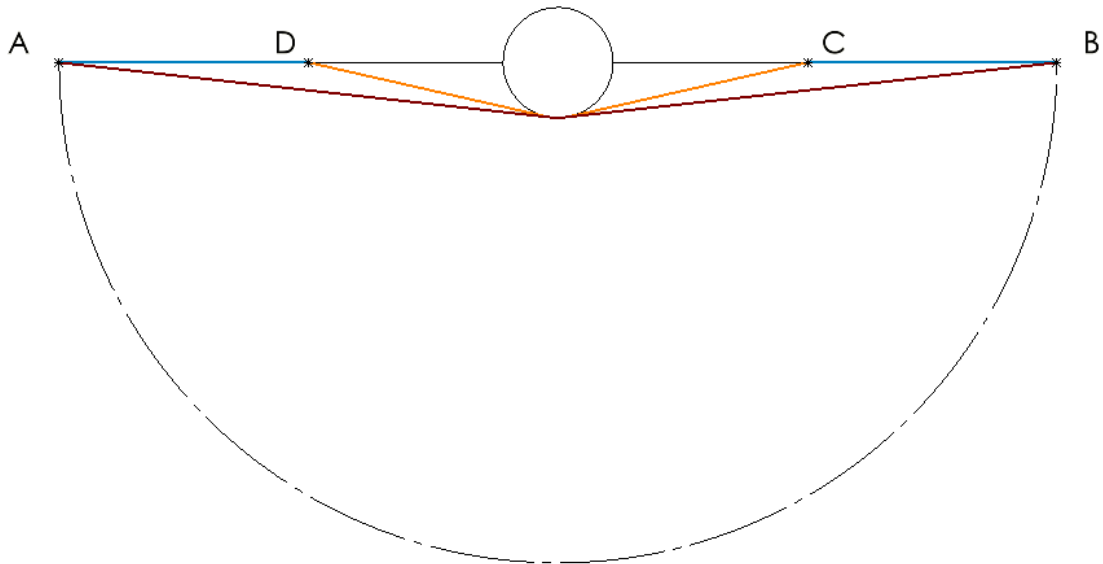
<sup>21</sup> HAN, Kook Nam; FENG, Y. T. y OWEN, D. R. J. An Accurate Algorithm for Evaluating Radiative Heat Transfer in a Randomly Packed Bed. Computer Modeling in Engineering & Sciences, Vol. 49, No. 2. 2009. p. 143-161.

Finalmente, el factor de visión de la superficie 1 a la superficie 2 se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{(L_5 + L_6) - (L_3 + L_4)}{2L_1} \quad (4.3)$$

Al aplicar el método de Hottel a nuestro caso, se obtiene la siguiente configuración de cuerdas:

**Figura 30. Método de Hottel para el cálculo de visión entre la superficie reflectora y la aleta absorbedora.**



**Fuente: Autores**

Con ayuda de un modelo de Solidworks, se miden las longitudes de las cuerdas y se registran en la siguiente tabla.

**Tabla 6. Longitudes de las cuerdas para el cálculo del factor de visión entre la superficie reflectora y la aleta absorbedora.**

Cuerda	Longitud [mm]
AB ( $L_1$ )	145,88
AC ( $L_6$ )	95,81
AD ( $L_3$ )	51,15
BC ( $L_4$ )	51,15
BD ( $L_5$ )	95,81

**Fuente: Autores**

Reemplazando los valores en la fórmula 4.3 se obtiene que:

$$F_{sup} = F_{1 \rightarrow 2} = \frac{(95,81 + 95,81) - (51,15 + 51,15)}{2(145,88)} = 0,3061$$

**4.2.4. Cálculo de la radiación total absorbida:** Conociendo el valor del factor de visión entre la superficie reflectora y la superficie inferior de la aleta, se puede calcular el valor de radiación trasera y por consiguiente el calor total absorbido por las aletas, como la suma de la radiación absorbida por las superficies superior e inferior de la aleta absorbedora, multiplicado por el número de tubos de calor.

$$Q_{en} = N_{hp} * (G_{abs} + G_{tr}) \quad (4.4)$$

**4.2.5. Cálculo de las pérdidas de calor del colector:** Las pérdidas de calor del colector solar se pueden cuantificar por medio de la siguiente fórmula.

$$Q_{loss} = U_l * N_{hp} * 2A_{ab} * (T_{aletas} - T_{amb}) \quad (4.5)$$

Donde  $U_l$  es el coeficiente de pérdidas global del colector solar y  $A_{ab}$  es el área de la superficie absorbedora, la cual está multiplicada por 2 debido a que la aleta pierde calor por ambos lados a la vez (superior e inferior).

El coeficiente de pérdidas global incluye los efectos de las resistencias térmicas de convección natural alrededor de la aleta, las paredes de vidrio (interna y

externa), y la resistencia entre el vidrio exterior y el ambiente.<sup>22</sup> En el proceso de diseño, se determinó el coeficiente global de pérdidas para este prototipo, el cual tiene un valor de 0,8 W/m<sup>2</sup>K.<sup>23</sup>

Los valores de temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) fueron tomados del proyecto de grado de diseño del colector solar<sup>24</sup>, y se seleccionaron en intervalos de 3 minutos, desde las 10:21 a.m., hasta las 3:39 p.m.

**4.2.6. Cálculo del calor neto de entrada:** El calor neto de entrada al colector se puede calcular fácilmente como la diferencia entre el calor total absorbido por las aletas y las pérdidas de calor del colector.

$$Q_{ab} = Q_{en} - Q_{loss} \quad (4.6)$$

Dicho calor será el encargado de calentar la sección del evaporador del tubo de calor, el cual posteriormente calentará el fluido de trabajo en su interior.

### **4.3. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL TUBO DE CALOR**

#### **4.3.1. Balance de energía en la aleta absorbidora y la pared del evaporador**

El calor neto de entrada calienta la aleta absorbidora y la sección del evaporador a lo largo del tiempo. Debido a la alta conductividad térmica y el bajo espesor de la aleta y la pared del evaporador, se puede asumir que la resistencia térmica de ambos elementos es aproximadamente cero. Por lo tanto, puede calcularse la temperatura de ambos elementos mediante el planteamiento de un balance de energía, tomando como volumen de control la aleta y las paredes del evaporador.

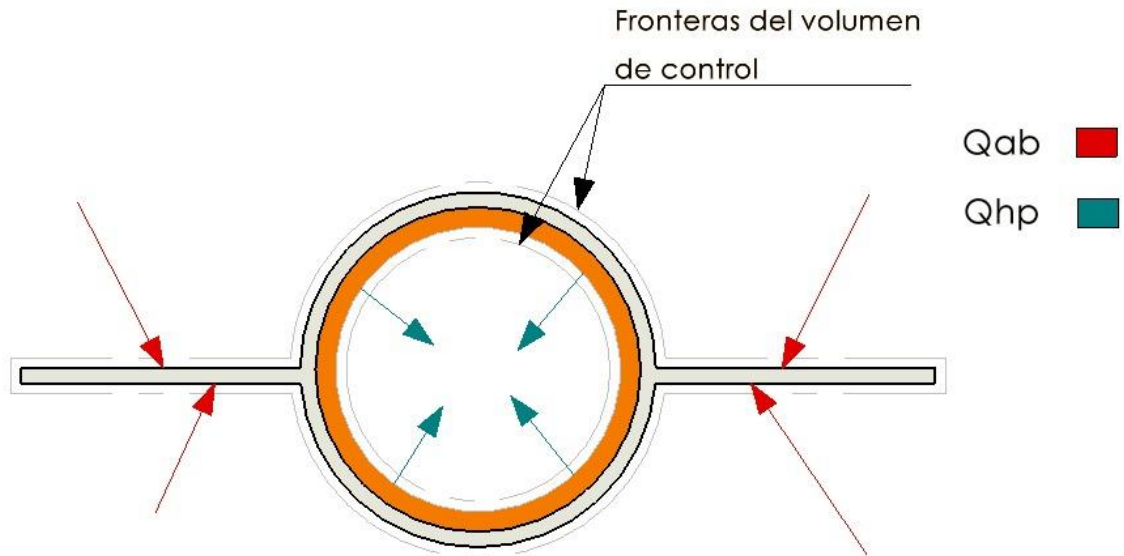
---

<sup>22</sup> SHAFIEIAN, Abdellah, KHIADANI Mehdi y NOSRATI, Ataollah. Thermal performance of an evacuated tube heat pipe solar water heating system in cold season. Applied Thermal Engineering 149, 2019. p. 646-647.

<sup>23</sup> JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. p. 108.

<sup>24</sup> Ibid, p. 183-192.

**Figura 31. Balance de energía en la aleta y las paredes del evaporador.**



**Fuente: Autores**

Este balance de energía tiene como objetivo calcular la temperatura de la aleta y la pared del evaporador ( $T_{e(t)}$ ) al final de un intervalo de tiempo ( $\Delta t$ ) de 3 minutos.

$$Q_{ab} - Q_{hp} = m_{ae} * C_{pc} * \frac{(T_{e(t)} - T_{e(t-1)})}{\Delta t} \quad (4.7)$$

$Q_{hp}$  es el calor que va desde las paredes del evaporador hacia el fluido de trabajo,  $m_{ae}$  es la masa de la aleta y la pared del evaporador y  $C_{pc}$  es el calor específico promedio entre la aleta y la pared del evaporador.

#### **4.3.2. Cálculo del calor transferido a través del tubo de calor ( $Q_{hp}$ )**

El modelo de cálculo de  $Q_{hp}$  cambia dependiendo del estado del fluido de trabajo al interior del tubo de calor. Hay 2 casos: cuando el fluido de trabajo está subenfriado o en saturación.

- Fluido de trabajo subenfriado:

En este caso, el calor llega desde la pared del tubo de calor hasta el volumen de fluido líquido en la sección del evaporador. Se asume que todo el volumen de líquido tiene la misma temperatura.

Se plantea la ecuación de resistencias térmicas desde la pared interna del evaporador hasta el fluido de trabajo.

$$Q_{hp} = \frac{T_e - T_w}{R_{ew}} \quad (4.8)$$

$R_{ew}$  hace referencia a la resistencia térmica de la estructura capilar, ubicada en el interior del tubo de calor. Esta resistencia puede calcularse mediante la siguiente fórmula<sup>25</sup>.

$$R_{ew} = \frac{\ln\left(\frac{D_i}{D_{iw}}\right)}{2\pi * L_e * K_w} \quad (4.9)$$

$K_w$  es la conductividad térmica de la estructura capilar, la cual se calcula dependiendo del tipo de estructura. A continuación, se listan las diferentes fórmulas usadas para cada tipo<sup>26</sup>.

- Mallas

$$k_w = \left(\frac{\beta - \epsilon}{\beta + \epsilon}\right) * k_l \quad (4.10)$$

Donde:

$$\beta = \frac{\left(1 + \frac{k_s}{k_l}\right)}{\left(1 - \frac{k_s}{k_l}\right)} \quad (4.11)$$

<sup>25</sup> SHAFIEIAN, Abdellah, KHIADANI Mehdi y NOSRATI, Ataollah. Thermal performance of an evacuated tube heat pipe solar water heating system in cold season. Applied Thermal Engineering 149, 2019. p. 646-647.

<sup>26</sup> REAY, David y KEW, Peter. Heat Pipes. Theory, Design and Applications. 5ed. Oxford: Elsevier, 2006. p. 122-126.

$k_s$  es la conductividad térmica del material de la estructura capilar,  $k_l$  es la conductividad del fluido de trabajo y  $\epsilon$  es la fracción de volumen ocupada por la estructura capilar.

- Mechales sinterizadas

De igual forma que en las mallas, las constantes  $k_l, k_s$  y  $\epsilon$  tienen el mismo significado.

$$k_w = k_s \left[ \frac{2 + \frac{k_l}{k_s} - 2\epsilon \left(1 - \frac{k_l}{k_s}\right)}{2 + \frac{k_l}{k_s} + \epsilon \left(1 - \frac{k_l}{k_s}\right)} \right] \quad (4.12)$$

- Mechales estriadas

$$k_w = k_s \left[ 1 - \epsilon \left(1 - \frac{k_l}{k_s}\right) \right] \quad (4.13)$$

$\epsilon$  representa a la fracción vacía de líquido y se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\epsilon = \frac{2b}{2b + f} \quad (4.14)$$

Donde  $b$  es el ancho medio de los canales y  $f$  es el espesor de las aletas de la estructura capilar.

- Anillo concéntrico

En este caso, la acción capilar proviene de un anillo concéntrico muy delgado que contiene el fluido de trabajo, por lo tanto:

$$k_w = k_l \quad (4.15)$$

- Fibras de metal sinterizado

$$k_w = \epsilon^2 k_l + (1 - \epsilon)^2 k_s + \frac{4\epsilon(1 - \epsilon)k_l k_s}{k_l + k_s} \quad (4.16)$$

$k_l$  y  $k_s$  tienen el mismo significado y  $\epsilon$  es la fracción de volumen ocupada por la estructura capilar.

En el diseño del colector se determinó el uso de agua como fluido de trabajo ( $k_l = 0,6257 [W/mK]$ ), malla de fibra de vidrio como estructura capilar ( $k_s = 0,04 [W/mK]$ ) y la porosidad de la malla usada es de 73%,<sup>27</sup> por lo tanto, su fracción de volumen es de  $\epsilon = 0,27$ .

Entonces:

$$\beta = \frac{\left(1 + \frac{0,04}{0,6257}\right)}{\left(1 - \frac{0,04}{0,6257}\right)} = 1,1366$$

$$k_w = \left(\frac{1,1366 - 0,27}{1,1366 + 0,27}\right) * 0,6257 = 0,3855 \left[\frac{W}{mK}\right]$$

Una vez calculado el calor que atraviesa el tubo de calor, se debe calcular el incremento de la temperatura del fluido de trabajo a lo largo del tiempo. Para ello, se debe plantear un balance de energía, cuyo volumen de control sea la masa de fluido de trabajo en la sección del evaporador. El planteamiento queda de la siguiente manera:

$$Q_{hp} = m_w * C_{pl} * \frac{(T_{w(t)} - T_{w(t-1)})}{\Delta t} \quad (4.17)$$

Cuando la temperatura del fluido de trabajo ( $T_{w(t)}$ ) sea igual o mayor a la temperatura de saturación a la presión de vacío al interior del tubo de trabajo (3 inHg), el fluido estará en saturación y el modelo de transferencia de calor cambiará.

- Fluido de trabajo en saturación:

En este caso, el calor que proviene de las paredes del evaporador atravesará la estructura capilar, evaporará la masa líquida en la sección del evaporador y se

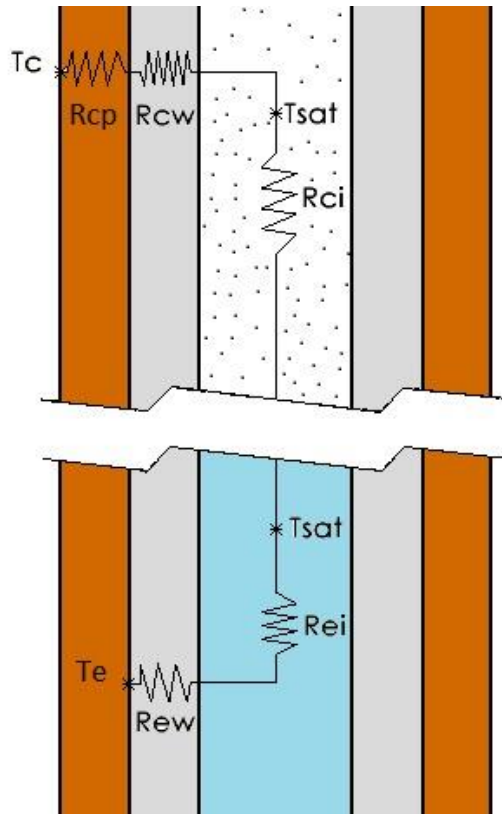
---

<sup>27</sup> JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. p. 117.

transportará hasta la zona del condensador, en donde será transferido hacia el fluido portador de calor en el manifold.

Se plantea la ecuación de resistencias térmicas desde la pared interna del evaporador hasta la pared externa del condensador.

**Figura 32. Diagrama de resistencias térmicas al interior del tubo de calor.**



**Fuente: Autores**

$$Q_{hp} = \frac{T_e - T_c}{R_{ew} + R_{ei} + R_{ci} + R_{cp}} \quad (4.18)$$

$R_{ew}$  es la resistencia térmica de la estructura capilar,  $R_{ei}$  es la resistencia térmica del proceso de evaporación al interior del tubo de calor,  $R_{ci}$  es la resistencia térmica del proceso de condensación y  $R_{cp}$  es la resistencia térmica de la pared del condensador.

De acuerdo con la teoría de resistencias térmicas, es posible plantear la ecuación de resistencias a partir de cualquier par de temperaturas presentes en la red de resistencias a través de las cuales se transferirá el mismo calor. Como se conoce

la temperatura de saturación del fluido de trabajo, se plantea la ecuación desde el evaporador hasta el fluido de trabajo.

$$Q_{hp} = \frac{T_e - T_{sat}}{R_{ew} + R_{ei}} \quad (4.19)$$

$R_{ew}$  se calcula de la misma forma que para el caso del fluido subenfriado.  $R_{ei}$  es la resistencia debido a la evaporación por película en el fluido de trabajo y se calcula mediante la siguiente fórmula<sup>28</sup>:

$$R_{ei} = \frac{2}{h_e * \pi * D_i * L_e} \quad (4.20)$$

Donde  $h_e$  es el coeficiente de transferencia de calor por película,  $D_i$  es el diámetro interno del tubo de calor y  $L_e$  es la longitud del evaporador.  $h_e$  puede calcularse de la siguiente manera.

$$h_e = \frac{k_l}{t_w} \quad (4.21)$$

Donde  $k_l$  es la conductividad térmica del fluido de trabajo en estado líquido y  $t_w$  es el espesor de la estructura capilar.

**4.3.3. Cálculo de la temperatura del condensador ( $T_c$ ):** Una vez se calcula la energía que atraviesa al tubo de calor ( $Q_{hp}$ ), se puede calcular la temperatura del condensador ( $T_c$ ) usando la ecuación 4.18, que incluye todas las resistencias térmicas.

$R_{ci}$  y  $R_{cp}$  se calculan mediante las siguientes fórmulas<sup>29</sup>.

$$R_{ci} = \frac{1}{h_{ci} * \pi * D_i * L_c} \quad (4.22)$$

$$R_{cp} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi * L_c * K_p} \quad (4.23)$$

---

<sup>28</sup> SHAFIEIAN, Abdellah, KHIADANI Mehdi y NOSRATI, Ataollah. Thermal performance of an evacuated tube heat pipe solar water heating system in cold season. Applied Thermal Engineering 149, 2019. p. 646-647.

<sup>29</sup> Ibid, p. 646-647.

El coeficiente de transferencia de calor por condensación en película dentro de tubos ( $h_{ci}$ ) se calcula a partir de la siguiente fórmula<sup>30</sup>.

$$h_{ci} = 0,555 * \left[ \frac{g * \text{sen}(\beta) * \rho_l * (\rho_l - \rho_v) * k_l^3}{\mu_l * (T_{sat} - T_c)} * \left( h_{fg} + \frac{3}{8} * C_{pl} * (T_{sat} - T_c) \right) \right]^{0,25} \quad (4.24)$$

Donde  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $\beta$  es el ángulo de inclinación del colector,  $\rho_l$  y  $\rho_v$  son las densidades del fluido de trabajo en estado líquido y gaseoso en saturación,  $\mu_l$  es la viscosidad dinámica del fluido de trabajo en estado líquido y en saturación,  $k_l$  es la conductividad térmica del fluido de trabajo en estado líquido y en saturación,  $h_{fg}$  es la entalpía de vaporización del fluido de trabajo a una presión de 3 inHg y  $C_{pl}$  es el calor específico del fluido de trabajo en estado líquido y en saturación.

De la ecuación de resistencias térmicas (Ec. 4.18), se conocen todos los términos excepto los que dependen de la temperatura de condensación ( $T_c$ ).

$$Q_{hp} = \frac{T_e - T_c}{R_{ew} + R_{ei} + f(T_c) + R_{cp}} \quad (4.25)$$

Finalmente, se puede hallar el valor de  $T_c$  usando un solucionador de ecuaciones.

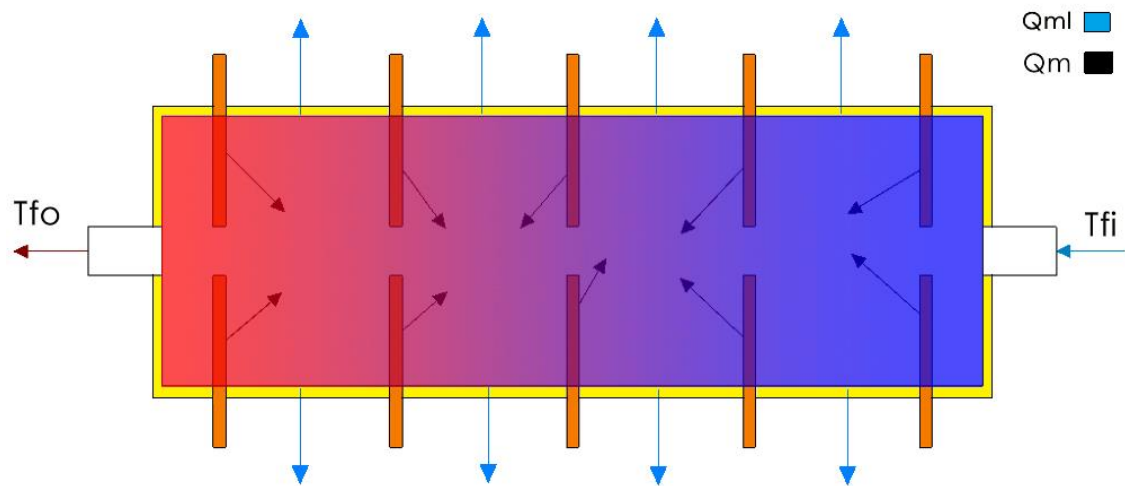
#### 4.4. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR AL INTERIOR DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR (MANIFOLD)

El fluido portador de calor (agua) entra al manifold y toca las paredes de la sección del condensador de cada tubo de calor, los cuales le transfieren calor. Además, el aumento de la temperatura del fluido hace que se produzcan pérdidas de energía a través de las paredes del manifold. La transferencia de calor entre el condensador y el fluido portador de calor se puede modelar mediante las ecuaciones de convección forzada externa en cilindros, mientras que la transferencia de calor entre el fluido portador de calor y la pared interna

<sup>30</sup> ÇENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de Calor y Masa. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. p. 610.

del manifold se puede modelar mediante las ecuaciones de convección forzada interna en tubos.

**Figura 33. Flujos de calor al interior del intercambiador de calor (manifold).**



**Fuente: Autores**

**4.4.1. Transferencia de calor entre el condensador y el fluido portador de calor:** Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, se debe hallar el valor del número de Nusselt ( $Nu$ ), el cual se relaciona con el coeficiente de transferencia de calor ( $h$ ) por medio de la siguiente fórmula.

$$Nu_{cil} = \frac{h * D_o}{k} \quad (4.26)$$

Donde  $D_o$  es el diámetro externo del tubo de calor y  $k$  es la conductividad térmica del fluido portador de calor.

El número de Nusselt en este caso, se calcula de la siguiente manera<sup>31</sup>.

$$Nu_{cil} = 0,3 + \frac{0,62 * Re^{0,5} * Pr^{0,33}}{[1 + (0,4/Pr)^{0,66}]^{0,25}} * \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282000} \right)^{0,625} \right]^{0,8} \quad (4.27)$$

<sup>31</sup> ÇENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de Calor y Masa. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. p. 610.

Donde  $Re$  es el número de Reynolds y  $Pr$  es el número de Prandtl del fluido portador de calor. Esta correlación es usada en el análisis y diseño de intercambiadores de calor a partir de superficies cilíndricas<sup>32</sup>.

El valor del número de Reynolds se determina mediante la siguiente fórmula.

$$Re = \frac{V * D_o}{\nu} \quad (4.28)$$

Donde  $V$  es la velocidad del fluido,  $D_o$  es el diámetro de los tubos de calor y  $\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido. La velocidad del fluido puede determinarse fácilmente con el área interna del manifold y el flujo másico del fluido ( $\dot{m} = 0,062 [kg/s]$ ).

Las propiedades termodinámicas del fluido portador de calor ( $k$ ,  $\nu$  y  $Pr$ ) pueden determinarse mediante regresiones lineales obtenidas a partir de datos calculados a diferentes temperaturas de fluido ( $T_m$ )<sup>33</sup>.

$$k = 0,545539724 + 2,23814935 * 10^{-3} * T_m - 1,07823882 * 10^{-5} * T_m^2 \quad (4.29)$$

$$\nu = 1,50829466 * 10^{-6} - 3,03886578 * 10^{-8} * T_m + 2,28094052 * 10^{-10} * T_m^2 \quad (4.30)$$

$$Pr = 11,2084145 - 0,246333323 * T_m + 1,91319601 * 10^{-3} * T_m^2 \quad (4.31)$$

Una vez calculados los números de Prandtl y Reynolds, se puede calcular el número de Nusselt y por consiguiente el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y el condensador del tubo de calor.

Se puede calcular el calor transferido desde cada tubo hacia el fluido mediante la siguiente ecuación.

$$Q_m = h * A_c * (T_c - T_{mi}) \quad (4.32)$$

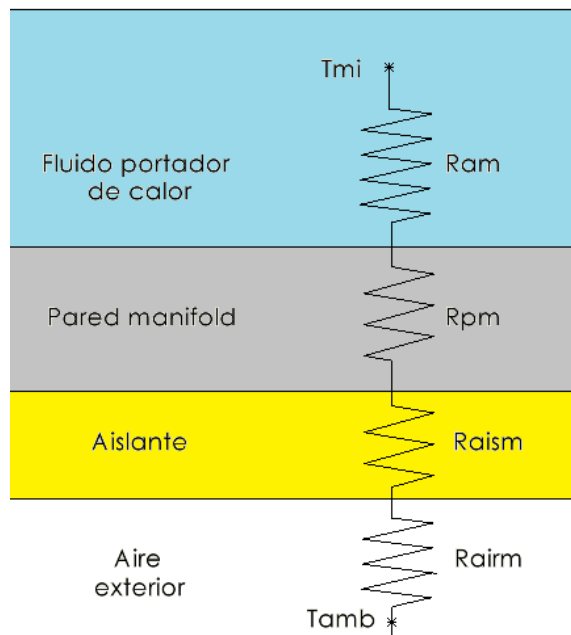
---

<sup>32</sup> LEE, Dong-Hoon; YANG, Dong-Keun y LEE, Kwan-Soo. Frost formation on a cold cylinder surface in cross flow. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, 2004. 9 p.

<sup>33</sup> KLEIN, Sanford. Engineering Equation Solver (EES). Software. 2015.

**4.4.2. Cálculo de las pérdidas de calor en el manifold:** Para cuantificar las pérdidas de calor a través de las paredes del manifold, se debe plantear una red de resistencias desde el fluido portador de calor hasta el aire que rodea al manifold.

**Figura 34. Diagrama de resistencias del intercambiador de calor.**



**Fuente: Autores**

Las pérdidas de calor se plantean mediante la siguiente ecuación.

$$Q_{mi} = \frac{T_{mi} - T_{amb}}{R_{am} + R_{pm} + R_{aism} + R_{airm}} \quad (4.33)$$

Donde  $R_{am}$  es la resistencia entre el fluido portador de calor y la pared interna del manifold,  $R_{pm}$  es la resistencia de la pared del manifold,  $R_{aism}$  es la resistencia de la pared de aislante y  $R_{airm}$  es la resistencia del aire. El valor de estas resistencias se puede calcular mediante las siguientes fórmulas.

$$R_{am} = \frac{1}{h_{am} * A_{im}} \quad (4.34)$$

$$R_{pm} = \frac{\ln\left(\frac{D_{om}}{D_{im}}\right)}{2 * \pi * K_m * C} \quad (4.35)$$

$$R_{aism} = \frac{\ln\left(\frac{D_{oam}}{D_{om}}\right)}{2 * \pi * K_m * C} \quad (4.36)$$

$$R_{airm} = \frac{1}{h_a * A_{aism}} \quad (4.37)$$

El coeficiente de transferencia de calor entre el aislante del manifold y el aire ( $h_a$ ) se definió como 7,5 W/m<sup>2</sup>K,<sup>34</sup> de acuerdo con la velocidad del aire promedio en la ciudad de Bucaramanga (6 km/h)<sup>35</sup>.

El coeficiente de transferencia de calor entre el fluido portador de calor y la pared interna del manifold ( $h_{am}$ ) se calcula a través del número de Nusselt para convección forzada interna en tubos.

$$Nu_m = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4.38)$$

Esta correlación se usa comúnmente para el diseño y el cálculo del desempeño de intercambiadores de calor de flujo turbulento<sup>36</sup>.

En esta ecuación,  $f$  es el factor de fricción interno del tubo, el cual puede determinarse mediante la siguiente expresión.

$$f = (0,790 * \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (4.39)$$

El número de Reynolds en este caso es

$$Re = \frac{V * D_{im}}{\nu} \quad (4.40)$$

La viscosidad cinemática y el número de Prandtl del fluido pueden determinarse mediante las ecuaciones 4.30 y 4.31 respectivamente. Una vez calculado el número de Nusselt, se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor

<sup>34</sup> MUNDO HVACR. Mejoras en la distribución de frío, (en línea). 2015 [citado el 6 oct. 2020]. Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/2015/03/mejoras-en-la-distribucion-de-frio/>

<sup>35</sup> Weather Online. Promedio de velocidad del viento entre enero 2000 y septiembre 2020, estación Meteorológica aeropuerto Palonegro (en línea). 2020 [citado el 6 oct. 2020]. Disponible en: <https://bit.ly/33EJqhj>

<sup>36</sup> TALER, Dawid y TALER, Jan. Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow. E3S Web of Conferences, 2017. 7p. DOI: 10.1051/e3sconf/2017130200

entre el fluido portador de calor y la pared interna del manifold mediante la siguiente ecuación.

$$Nu_m = \frac{h_{am} * D_{im}}{k} \quad (4.41)$$

La conductividad térmica del fluido se determina usando la ecuación 4.29. Los demás parámetros geométricos y físicos de las resistencias térmicas pueden encontrarse en las tablas 2-5.

#### **4.4.3. Cálculo del aumento de temperatura en el fluido portador de calor**

Finalmente, se puede determinar el aumento en la temperatura del fluido al pasar por cada tubo de calor usando el siguiente balance de energía.

$$Q_m - Q_{ml} = \dot{m}_f * C_{pf} * (T_{mo} - T_{mi}) \quad (4.42)$$

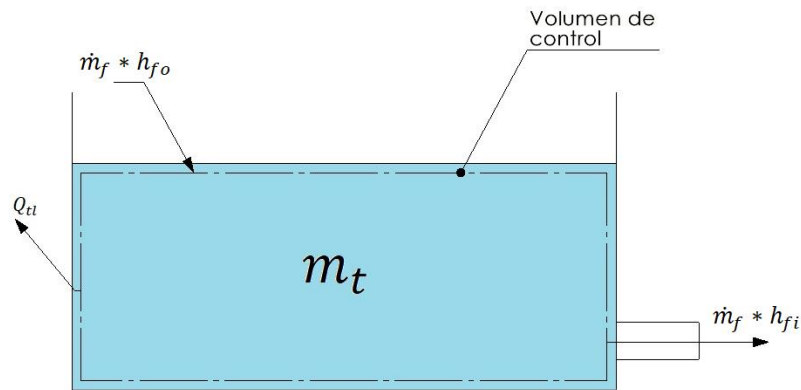
$T_{mi}$  y  $T_{mo}$  son las temperaturas del fluido portador de calor antes y después de recibir la energía de la superficie de un tubo de calor, respectivamente.

Después de moverse a través de los 10 tubos de calor, el fluido pasa hacia el tanque de almacenamiento.

#### **4.5. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO**

Se debe plantear el modelo de transferencia de calor en el tanque de almacenamiento con el objetivo de calcular la temperatura del fluido a la entrada del manifold después de un intervalo de 3 minutos. Para esto, es necesario plantear un balance de energía tomando como volumen de control la cantidad de agua en el interior del tanque.

**Figura 35. Flujos de masa y calor en el tanque de almacenamiento.**



**Fuente: Autores**

Teniendo en cuenta los flujos de masa y de calor, el balance queda planteado de la siguiente manera.

$$\dot{m}_f * h_{fo} - \dot{m}_f * h_{fi} - Q_{tl} = m_t * C_{pf} * \frac{(T_{fi(t)} - T_{fi(t-1)})}{\Delta t} \quad (4.43)$$

Donde  $h_{fo}$  y  $h_{fi}$  son las entalpías del fluido portador de calor a la salida y entrada del manifold respectivamente,  $Q_{tl}$  son las pérdidas de calor en el tanque de almacenamiento y  $T_{fi}$  es la temperatura de entrada del fluido portador de calor en el manifold.

Las entalpías del fluido portador de calor ( $h_{fo}$  y  $h_{fi}$ ) pueden determinarse mediante regresiones lineales obtenidas a partir de datos calculados a diferentes temperaturas de fluido a la entrada y la salida del manifold ( $T_{fi}$  y  $T_{fo}$ )<sup>37</sup>.

$$h_{fo} = 2,27411199 * 10^2 + 4,18569749 * 10^3 * T_{fo} - 4,32321420 * 10^{-2} * T_{fo}^2 \quad (4.44)$$

$$h_{fi} = 2,27411199 * 10^2 + 4,18569749 * 10^3 * T_{fi} - 4,32321420 * 10^{-2} * T_{fi}^2 \quad (4.45)$$

<sup>37</sup> KLEIN, Sanford. Engineering Equation Solver (EES). Software. 2015.

Las pérdidas de calor en el tanque pueden calcularse según la siguiente ecuación.

$$Q_{tl} = \frac{T_{fi} - T_{amb}}{R_{tl}} \quad (4.46)$$

Donde  $R_{tl}$  es la resistencia térmica entre el agua y el ambiente y se calcula de la siguiente forma.

$$R_{tl} = R_p + R_{ais} + R_{air} \quad (4.47)$$

Los parámetros geométricos del tanque se encuentran en la tabla 2. Los parámetros físicos del tanque se encuentran en la tabla 3.

$R_p$  es la resistencia térmica de la pared del tanque:

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{D_{op}}{D_{ip}}\right)}{2 * \pi * k_t * h_t} \quad (4.48)$$

$R_{ais}$  es la resistencia térmica del aislante del tanque:

$$R_{ais} = \frac{\ln\left(\frac{D_{oat}}{D_{op}}\right)}{2 * \pi * k_{ais} * h_t} \quad (4.49)$$

$R_{air}$  es la resistencia térmica del aire:

$$R_{air} = \frac{1}{h_a * A_{aist}} \quad (4.50)$$

El coeficiente de transferencia de calor entre el aislante del tanque y el aire es 7,5 W/m<sup>2</sup>K.

#### 4.6. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR

La eficiencia térmica del colector solar es igual a la relación entre el calor útil obtenido por el colector, y el calor disponible en forma de radiación solar.

$$\eta = \frac{Q_{util}}{Q_{disp}} \quad (4.51)$$

Tomando el calor útil como el calor neto en toda el área del colector (diferencia entre la radiación incidente y las pérdidas de calor). El calor útil se expresa como:

$$Q_{util} = (\tau_v * \alpha_A * q_{s\beta} * A_c) - (U_l * N_{hp} * 2A_{ab} * (T_e - T_{amb})) \quad (4.52)$$

El calor disponible se refiere a la cantidad de radiación incidente en el área total del colector.

$$Q_{disp} = q_{s\beta} * A_c \quad (4.53)$$

Entonces, la eficiencia se calcularía de la siguiente manera.

$$\eta = \tau_v * \alpha_A - \frac{U_l * N_{hp} * 2A_{ab} * (T_e - T_{amb})}{q_{s\beta} * A_c} \quad (4.54)$$

Se puede plantear dicha ecuación en términos de una variable cuyo valor es igual a la diferencia de temperaturas entre el evaporador y el ambiente sobre la radiación incidente efectiva.

$$X = \frac{T_e - T_{amb}}{q_{s\beta}} \quad (4.55)$$

$$\eta = \tau_v * \alpha_A - \frac{U_l * N_{hp} * 2A_{ab}}{A_c} * X \quad (4.56)$$

## **5. REALIZACIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN EN MATLAB**

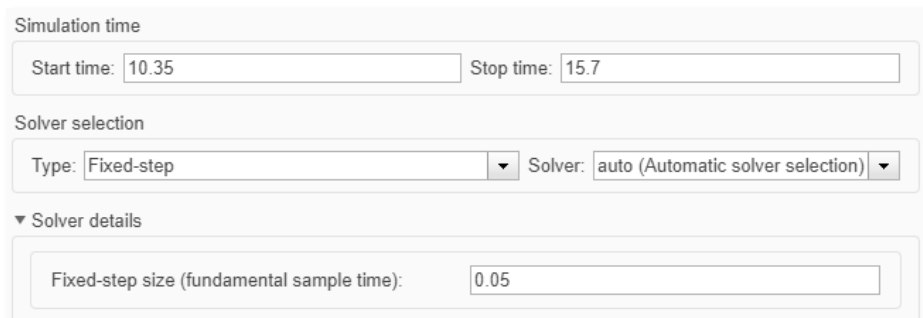
El programa de simulación del colector solar de tubos al vacío con tubos de calor se realizará en el entorno visual de programación Simulink, incluido en MATLAB. Este entorno proporciona las herramientas necesarias para el modelamiento de sistemas dinámicos de forma discreta o continua y permite el análisis de las variables a lo largo del tiempo.

### **5.1. CONFIGURACIÓN DE LA SIMULACIÓN E IMPORTACIÓN DE LOS DATOS AMBIENTALES**

El primer paso para empezar la elaboración de nuestro programa consiste en la importación de los datos ambientales (radiación y temperatura). Los datos usados en la simulación fueron tomados del proyecto de grado de diseño del colector, como se mencionó en el capítulo 4. Los datos fueron tomados en intervalos de 3 minutos (0,05 horas), desde las 10:21 a.m. (10,35 horas) hasta las 3:39 p.m. (15,65 horas). Estos datos deben estar guardados en hojas de cálculo de Excel para su posterior importación a Simulink.

El entorno de programación se debe configurar para que los tiempos de inicio y fin de simulación coincidan con los tiempos de inicio y fin de toma de datos. El intervalo de tiempo entre cada ciclo del programa debe configurarse como 0,05 horas. Además, se debe seleccionar un método de solución de paso fijo (Fixed-step), debido a que el intervalo de tiempo entre ciclos es constante y el sistema simulado es de naturaleza discreta.

**Figura 36. Configuración de los tiempos de inicio y fin de simulación, selección del solucionador y duración de cada ciclo.**



The image shows a software configuration window with three main sections:

- Simulation time:** Contains two input fields. "Start time:" is set to 10.35 and "Stop time:" is set to 15.7.
- Solver selection:** Contains two dropdown menus. "Type:" is set to "Fixed-step" and "Solver:" is set to "auto (Automatic solver selection)".
- Solver details:** A collapsed section containing one input field: "Fixed-step size (fundamental sample time):" set to 0.05.

**Fuente: Autores**

Es importante agregar un intervalo de tiempo adicional al final del tiempo de simulación (15,65+0,05 h), con el fin de visualizar los resultados para el último dato de radiación y temperatura ambiente.

Una vez que los tiempos de la simulación estén configurados, se procede a importar los archivos de Excel con los datos de radiación y temperatura ambiente. Para ello se hace uso del bloque "From Spreadsheet", que realiza un vínculo con los datos, los cuales deben estar organizados para cada intervalo de tiempo.

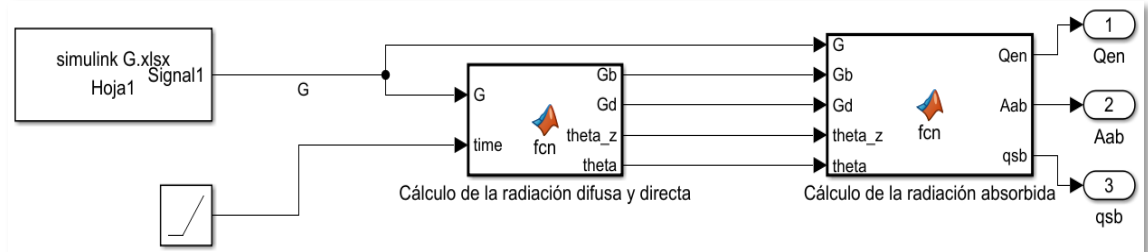
## **5.2. CONEXIÓN LÓGICA DE LOS BLOQUES**

**5.2.1. Subsistema 1: cálculo de la radiación total absorbida:** En el primer subsistema del programa, se busca calcular la radiación total absorbida por la aleta del colector.

El bloque que vincula los valores de radiación a lo largo del día enviará los datos a una función de MATLAB (Bloque MATLAB Function), donde se calculará el cenit solar para superficies horizontales e inclinadas ( $\theta_z$  y  $\theta$ ), la radiación difusa ( $G_d$ ) y la radiación directa ( $G_b$ ) usando las ecuaciones 2.1-2.14.

Posteriormente, dichos valores entrarán a una nueva función de MATLAB en donde se calculará la radiación total absorbida por el colector solar usando las ecuaciones 2.15 y 4.1-4.4.

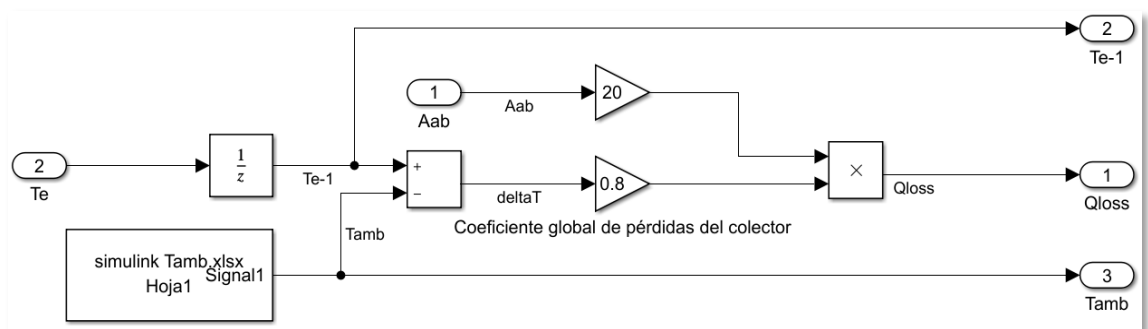
**Figura 37. Subsistema 1. Cálculo de la radiación total absorbida.**



**Fuente: Autores**

**5.2.2. Subsistema 2: pérdidas de calor del colector:** En el segundo subsistema, el objetivo es calcular las pérdidas de calor del colector solar. Para ello, se calculará la diferencia de temperaturas entre la temperatura ambiente y la temperatura de la aleta absorbidora en un bloque de resta de señales (Subtract). La simulación inicia con una condición inicial para la temperatura de la aleta, y posteriormente se recalculará ese valor. Luego, se multiplica esa diferencia de temperaturas por el coeficiente global de pérdidas del colector y por el área total de las aletas absorbedoras (Ecuación 4.5).

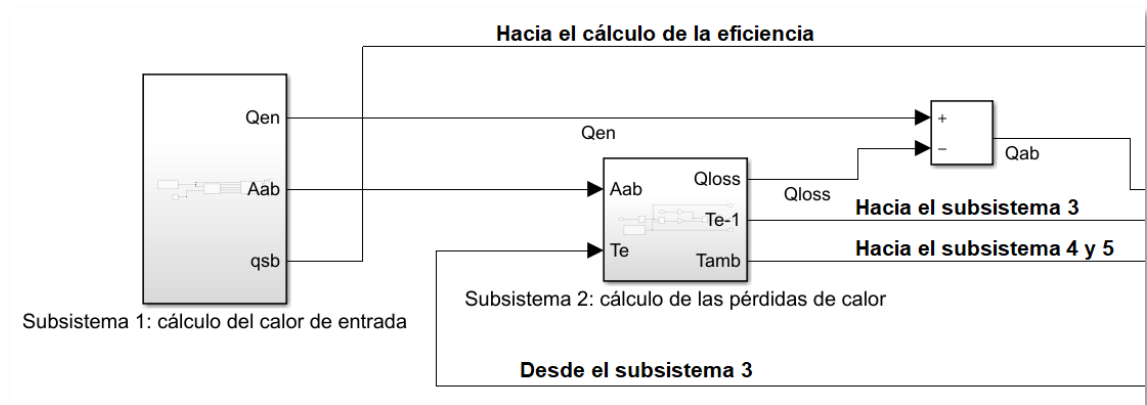
**Figura 38. Subsistema 2. Cálculo de las pérdidas del colector.**



**Fuente: Autores**

Una vez calculadas las pérdidas de calor en el colector, se procede a hallar el calor neto de entrada mediante la ecuación 4.6. En el modelo, el calor neto de entrada se expresa como la resta de la señal de  $Q_{en}$  del subsistema 1 menos la señal de  $Q_{loss}$  del subsistema 2. Los subsistemas 1 y 2 tienen otras señales de salida que serán usadas en posteriores subsistemas.

**Figura 39. Cálculo del calor neto de entrada al colector.**



**Fuente: Autores**

### 5.2.3. Subsistema 3: Modelo de transferencia de calor en los tubos de calor

En el tercer subsistema de bloques, se planteará el balance de energía de las aletas y el evaporador, y se programarán los modelos de transferencia de calor en los casos en donde el fluido de trabajo está fuera de la saturación y en saturación.

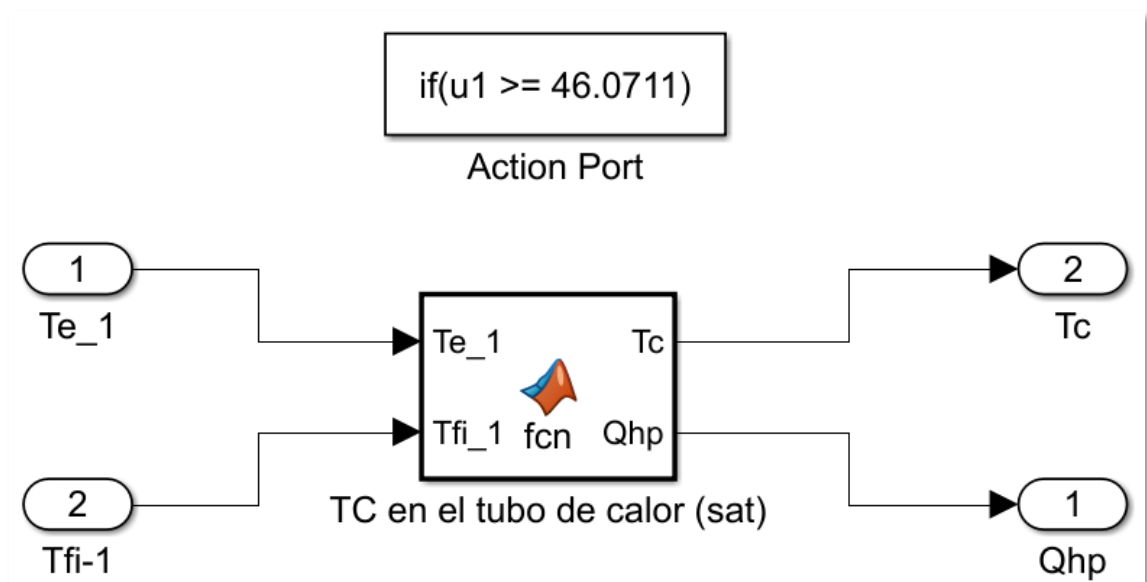
- Balance de energía

El subsistema 3 toma como *inputs* el calor neto de entrada ( $Q_{ab}$ ) y la temperatura del evaporador en su condición inicial ( $T_{e-1}$ ). Posteriormente, se determina la condición inicial del calor transferido a través del tubo de calor ( $Q_{hp-1}$ ) y se conectan estas tres señales en la función de MATLAB encargada de plantear el balance de energía y calcular la temperatura del evaporador en el siguiente intervalo de tiempo ( $T_e$ ).

- Modelos de transferencia de calor fuera de saturación y en saturación

Para empezar el planteamiento de los modelos de transferencia de calor en el tubo de calor, se debe determinar la condición inicial de la temperatura del fluido de trabajo ( $T_{w-1}$ ). Dicha temperatura entra a un bloque IF el cual evalúa si la temperatura es igual o mayor a la temperatura de saturación del fluido. Si se cumple la condición, se ejecuta el subsistema de acciones que corresponden al modelo de transferencia de calor en saturación (Bloque If Action Subsystem 1). En este subsistema de acciones se encuentra una función de MATLAB cuyo objetivo es el de calcular la temperatura del condensador ( $T_c$ ) y el calor transferido a través del tubo de calor ( $Q_{hp}$ ) en el siguiente intervalo de tiempo.

**Figura 40. Subsistema de acción 1, fluido de trabajo en saturación.**



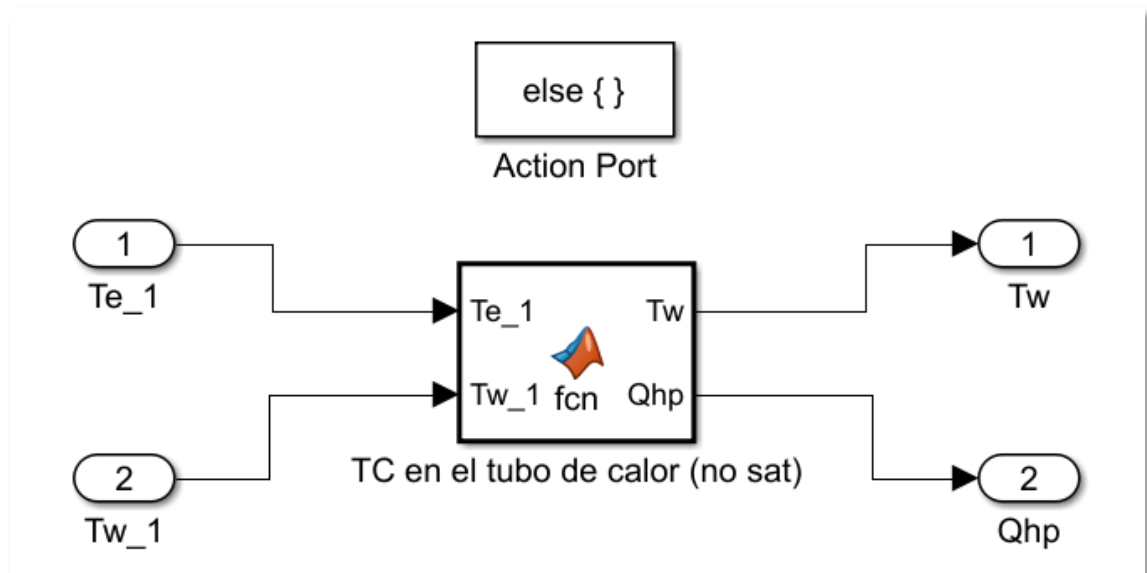
**Fuente: Autores**

En esta función de MATLAB se encuentran las ecuaciones 4.18-4.25. Para el cálculo de la temperatura del condensador, la función usa el solucionador de ecuaciones "*lsqnonlin*", el cual aplica el método de mínimos cuadrados para la resolución de un sistema de ecuaciones no lineal. En este solucionador, se pueden configurar límites superiores y límites inferiores para las incógnitas que se desean calcular. Por esta razón, se incluyó como *input* la temperatura de entrada del fluido portador de calor al manifold ( $T_{fi-1}$ ), para que actúe como límite

inferior de la temperatura del condensador. Esto garantizará la transferencia de calor desde el condensador hacia el fluido portador de calor.

Por otra parte, si la temperatura del fluido de trabajo es menor a la temperatura de saturación, la condición del bloque IF no se cumple y se activa el subsistema de acciones correspondiente al modelo de transferencia de calor fuera de saturación (Bloque If Action Subsystem 2). En este subsistema de acciones se encuentra una función de MATLAB cuyo objetivo es el de calcular la temperatura del fluido de trabajo ( $T_w$ ) y el calor transferido a través del tubo de calor ( $Q_{hp}$ ) después del intervalo de tiempo de 3 minutos.

**Figura 41. Subsistema de acción 2, fluido de trabajo fuera de saturación.**



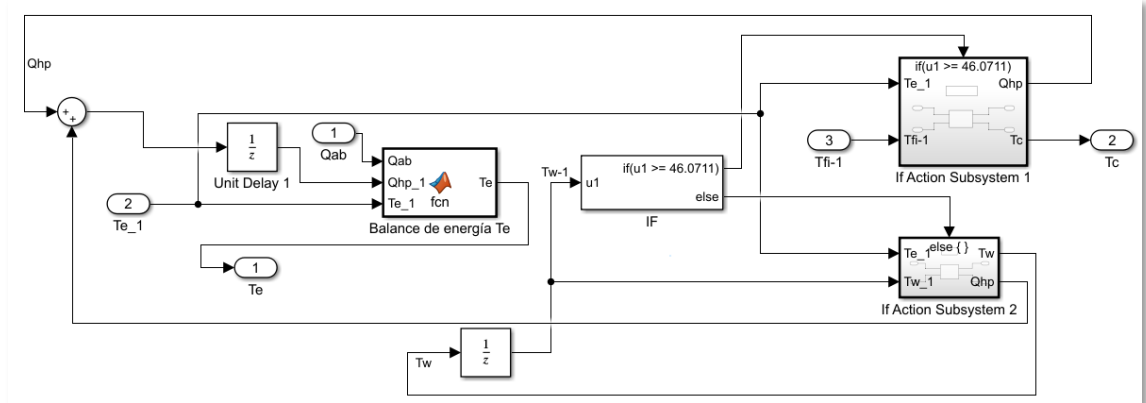
**Fuente: Autores**

En esta función de MATLAB se encuentran las ecuaciones 4.8-4.17 (la ecuación de la conductividad térmica de la estructura capilar depende del tipo de estructura que se esté analizando. En el caso de diseño del colector se usan sólo las ecuaciones 4.10 y 4.11).

Ambas señales de  $Q_{hp}$  que provienen de los subsistemas de acción son enviadas a un bloque denominado "unit delay", el cual guarda el dato calculado para usarlo en el siguiente ciclo de la simulación. En este caso, el dato guardado

se enviará al balance de energía de las aletas y el evaporador en el siguiente intervalo de tiempo (ver Figura 42).

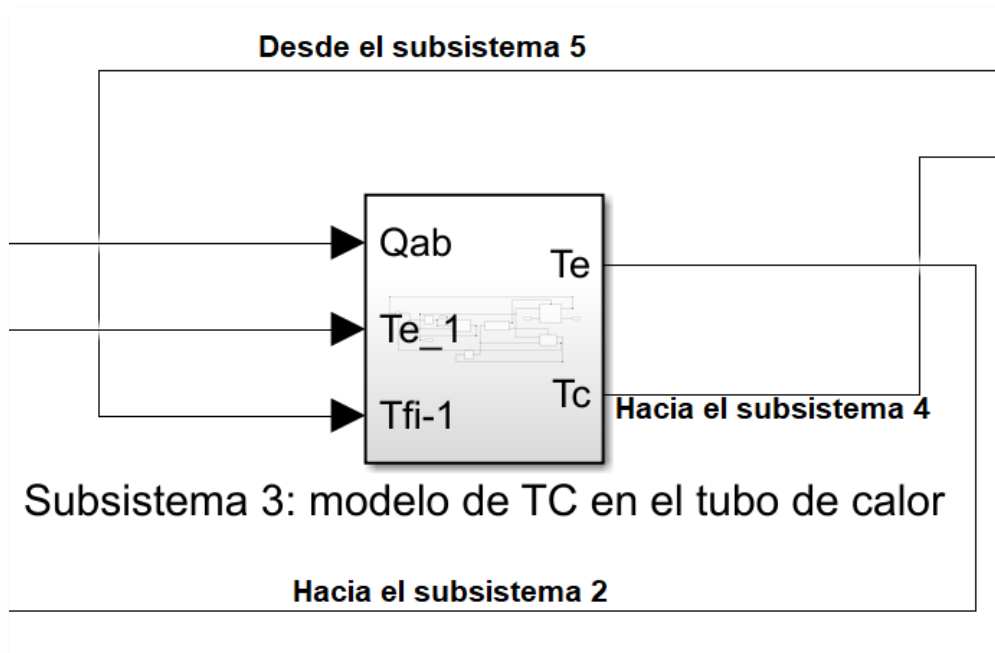
**Figura 42. Subsistema 3. Modelo de transferencia de calor en los tubos de calor.**



**Fuente: Autores**

El *output* de la temperatura de condensación se conectará con el subsistema 4, para el cálculo de la transferencia de calor al interior del manifold. El *output* de la temperatura del evaporador se conectará con el subsistema 2, para el cálculo de las pérdidas de calor en el siguiente intervalo de tiempo.

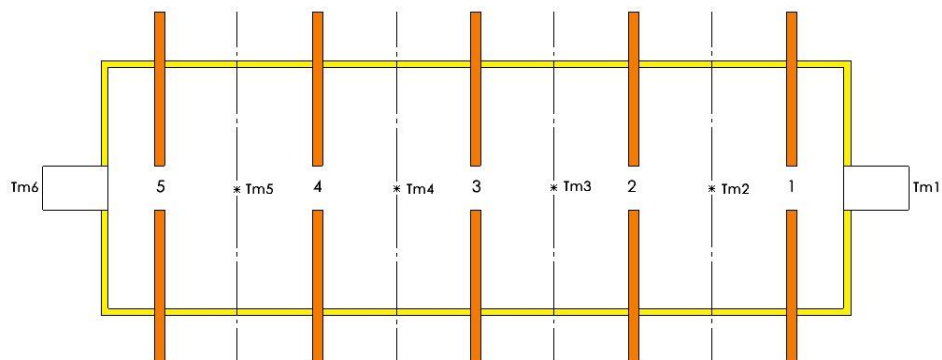
**Figura 43. Inputs y outputs del subsistema 3.**



**Fuente: Autores**

**5.2.4. Subsistema 4: Modelo de transferencia de calor al interior del intercambiador de calor (manifold):** El subsistema 4 consta de una función de MATLAB la cual se encarga de calcular el calor transferido desde la superficie del condensador hasta el fluido portador de calor. Esta función plantea una discretización del manifold en 5 partes, correspondientes a cada par colineal de tubos de calor, con el fin de calcular la temperatura del fluido portador de calor ( $T_m$ ) a lo largo del intercambiador, hasta la temperatura de salida ( $T_{fo}$ ).

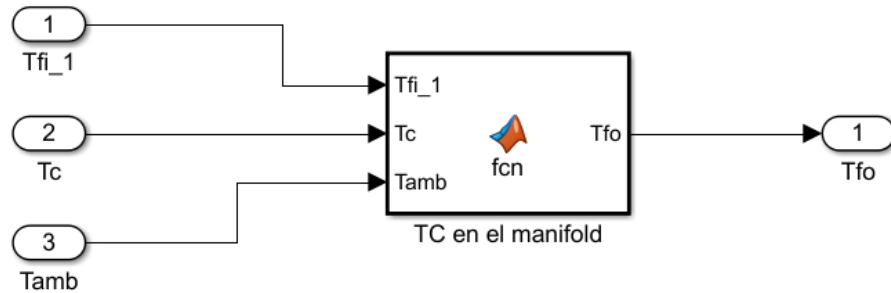
**Figura 44. Discretización del intercambiador de calor.**



**Fuente: Autores**

En esta función de MATLAB se encuentran las ecuaciones 4.26-4.42. Una vez calculada la temperatura de salida del manifold ( $T_{m6}=T_{fo}$ ), esta se conectará con el subsistema 5.

**Figura 45. Subsistema 4. Transferencia de calor al interior del manifold.**

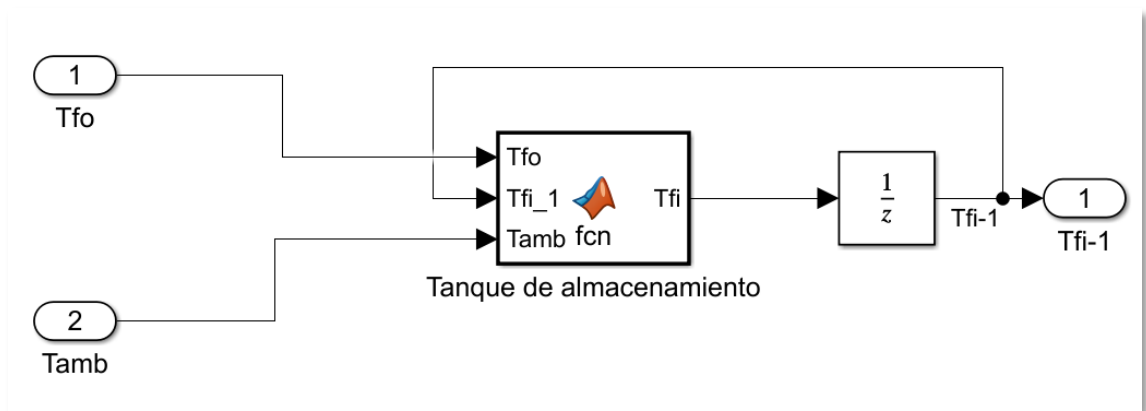


**Fuente: Autores**

La temperatura de entrada del fluido portador ( $T_{fi-1}$ ) de calor toma el valor de su condición inicial para los cálculos del primer ciclo de la simulación.

**5.2.5. Subsistema 5: Modelo de transferencia de calor en el tanque de almacenamiento:** El último subsistema será el encargado de calcular las pérdidas de calor a través del tanque de almacenamiento y determinará la temperatura de entrada del fluido al manifold en el siguiente intervalo de tiempo ( $T_{fi}$ ). En la función de MATLAB se encuentran las ecuaciones 4.43-4.50. La temperatura de entrada del fluido calculada se conectará a un “*unit delay*” el cual enviará ese dato al manifold en el siguiente intervalo de tiempo.

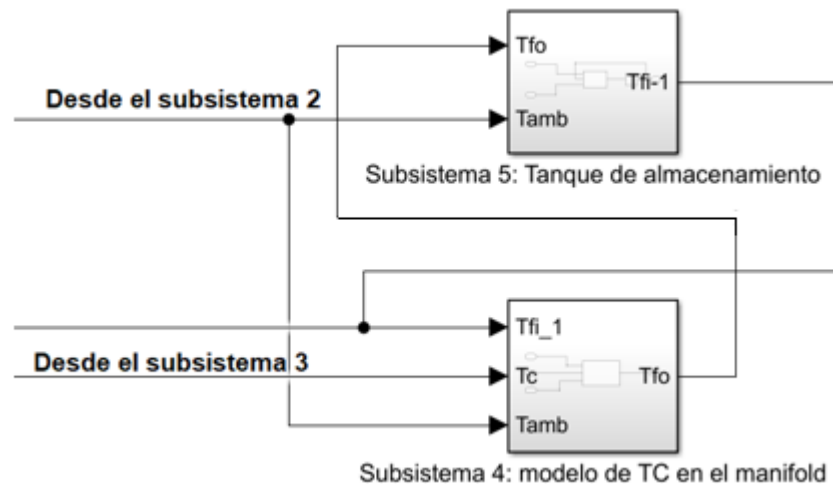
**Figura 46. Subsistema 5. Transferencia de calor en el tanque de almacenamiento**



**Fuente: Autores**

La temperatura de entrada al manifold y la temperatura de salida del manifold serán *inputs* de la función de MATLAB que calculará finalmente la eficiencia del colector solar. Los inputs, outputs y conexiones de los subsistemas 4 y 5 se muestran en la siguiente figura.

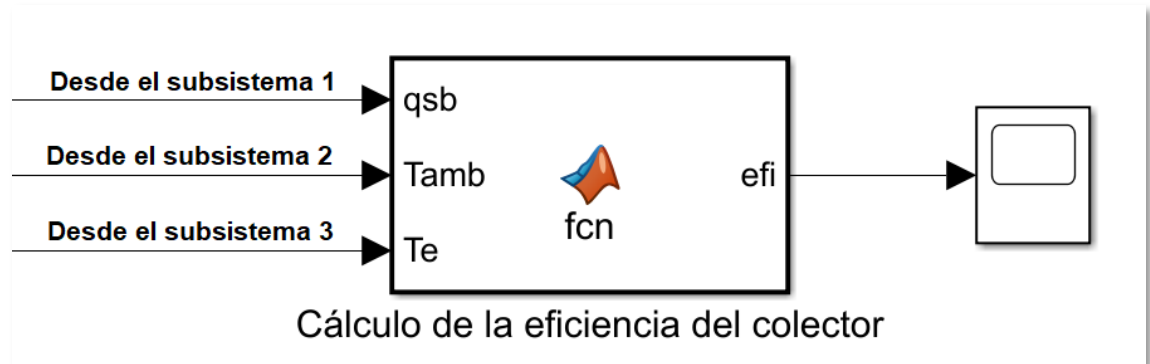
**Figura 47. Conexiones entre el subsistema 4 (manifold) y 5 (tanque).**



**Fuente: Autores**

**5.2.6. Cálculo de la eficiencia del colector:** Finalmente, la última función de MATLAB calculará la eficiencia del colector solar con los *inputs* de la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), la temperatura del evaporador ( $T_e$ ) y la radiación efectiva incidente sobre el colector ( $Q_{sb}$ ).

**Figura 48. Cálculo de la eficiencia del colector**

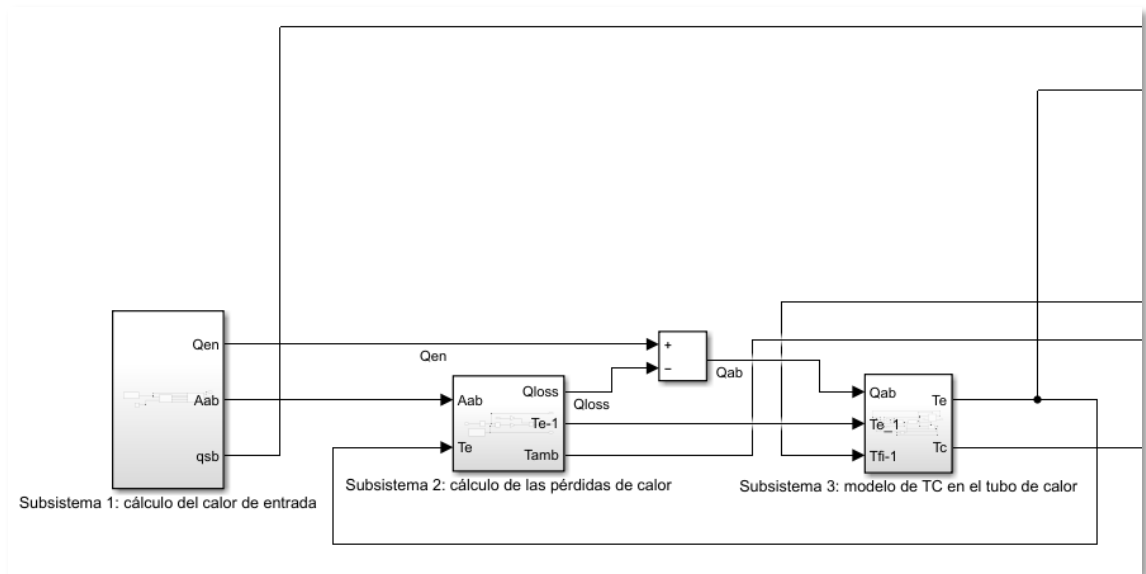


**Fuente: Autores**

Esta función contiene las ecuaciones 4.51-4.56. Los resultados del cálculo de la eficiencia se mostrarán en un bloque denominado "scope", el cual grafica los resultados con respecto al tiempo.

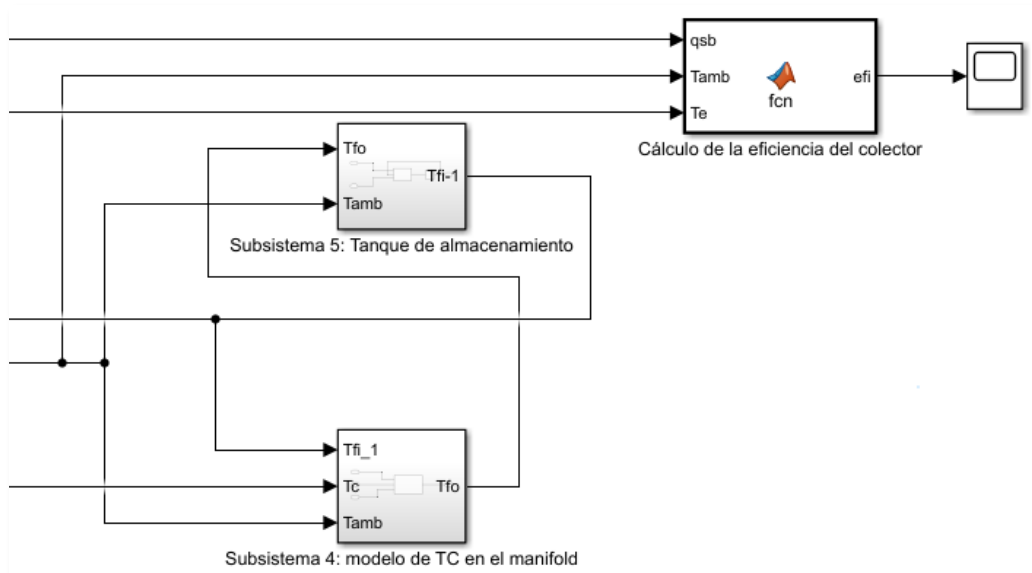
En las siguientes figuras, se puede observar la totalidad del programa con todos los subsistemas conectados de manera lógica.

**Figura 49. Programa de simulación del colector solar en Simulink.**



**Fuente: Autores**

**Figura 50. Programa de simulación del colector solar en Simulink (Continuación).**



**Fuente: Autores**

### 5.3. CONDICIONES INICIALES PARA LA SIMULACIÓN

Se deben configurar las condiciones iniciales de temperaturas y flujos de calor para el cálculo de la eficiencia en el primer ciclo del programa.

Existen ciertas variables que ingresan al programa y son recalculadas para el siguiente ciclo de la simulación. Dichas variables provienen de los bloques llamados “*unit delay*”, los cuales envían una señal con la condición inicial y reciben la señal recalculada de la variable. Luego del primer ciclo de simulación, los bloques “*unit delay*” envían la señal calculada en el ciclo anterior y reciben la señal calculada en el ciclo actual.

Se asume que las temperaturas de los componentes del colector están a la misma temperatura que el ambiente en el primer intervalo de tiempo, al igual que el agua que ingresa al manifold. Por ende, la condición inicial del calor transferido a través del tubo de calor es cero. Las variables con condición inicial se listan en la siguiente tabla.

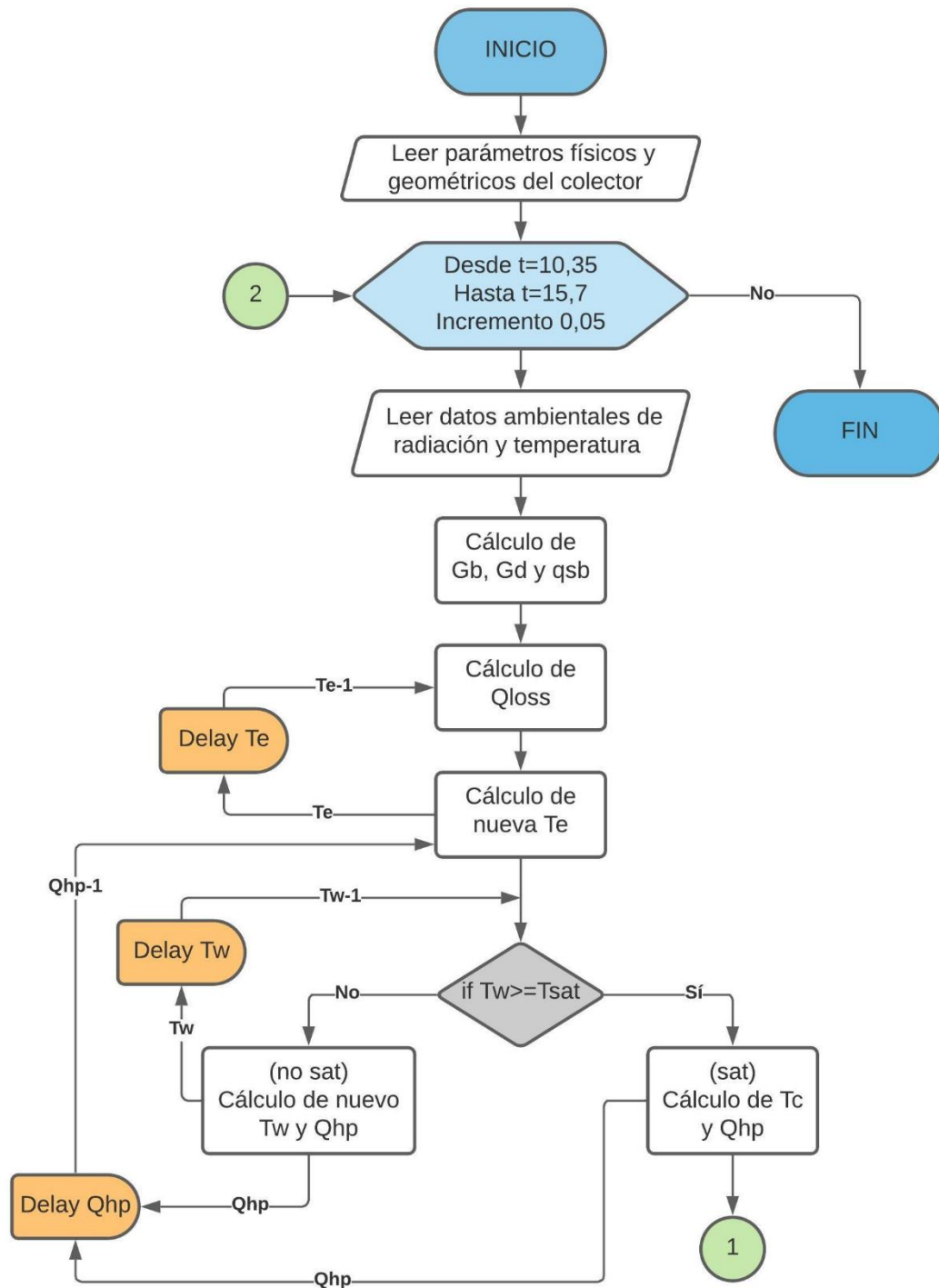
**Tabla 7. Condiciones iniciales de la simulación.**

Variables	Condición inicial
$Q_{hp}$	0 [W]
$T_w$	25,7 [°C]
$T_e$	25,7 [°C]
$T_{fi}$	25,7 [°C]

**Fuente: Autores**

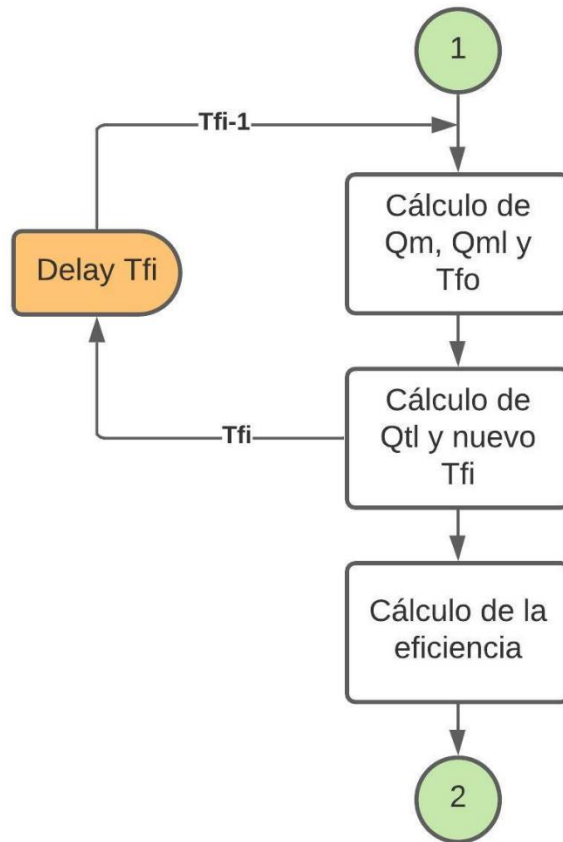
## 5.4. DIAGRAMA DE FLUJO DE LA SIMULACIÓN

Figura 51. Diagrama de flujo de la simulación.



Fuente: Autores

Figura 52. Diagrama de flujo de la simulación (Continuación).



Fuente: Autores

## 6. EJECUCIÓN DEL PROGRAMA Y COMPARACIÓN CON DATOS EXPERIMENTALES

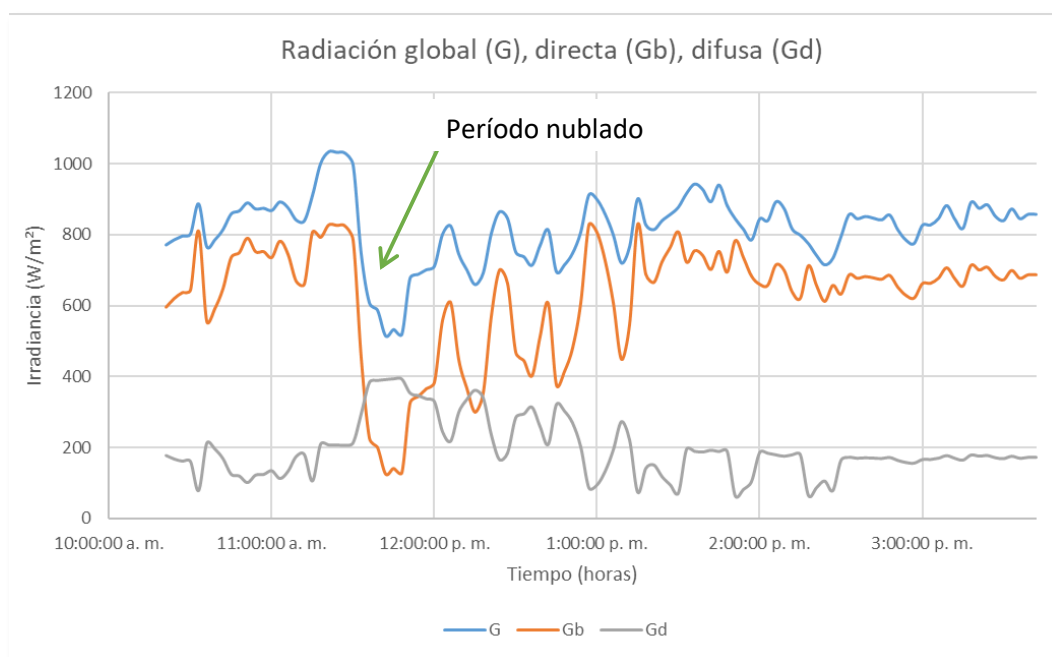
Luego de plantear todas las ecuaciones y conectar los bloques de manera lógica, se procede a obtener los resultados de la simulación del colector solar de tubos al vacío con tubos de calor en sus condiciones de diseño. El programa compila satisfactoriamente y se pueden obtener los valores de variables específicas a lo largo del tiempo usando el bloque “scope”.

### 6.1. RESULTADOS OBTENIDOS CON LAS CONDICIONES DE DISEÑO

A partir del subsistema 1, se pueden graficar los valores de radiación global, difusa y directa a lo largo del día. Se puede apreciar un perfil de radiación con un comportamiento esperado en un día común del área metropolitana de Bucaramanga, con un período nublado alrededor de las 11:40 a.m.

Los períodos nublados se caracterizan por la disminución de la radiación directa ( $G_b$ ) y el aumento en la radiación difusa ( $G_d$ ), por lo tanto, se puede apreciar que el algoritmo de estimación de las radiaciones funciona correctamente.

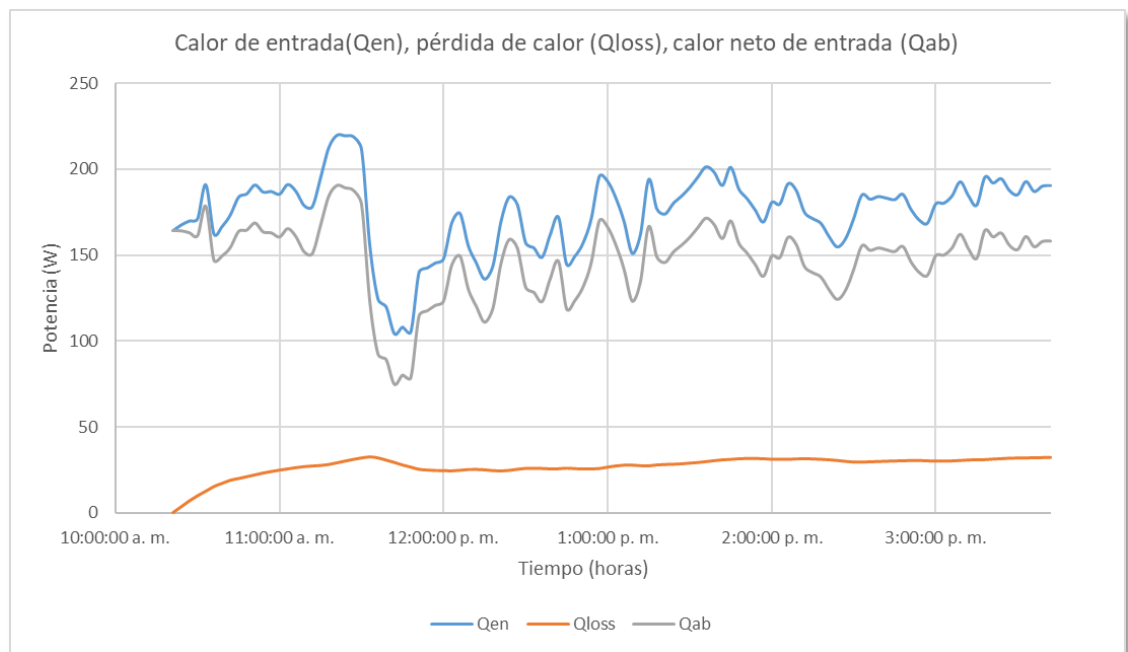
**Figura 53. Radiación global, directa y difusa a lo largo del día.**



**Fuente: Autores**

Posteriormente, el programa calcula el calor neto de entrada al colector ( $Q_{ab}$ ) como la resta entre el calor total de entrada (radiación total absorbida por las aletas) ( $Q_{en}$ ) y las pérdidas de calor del colector ( $Q_{loss}$ ). Los resultados se muestran en la siguiente figura.

**Figura 54. Calor de entrada, pérdidas de calor y calor neto de entrada al colector.**

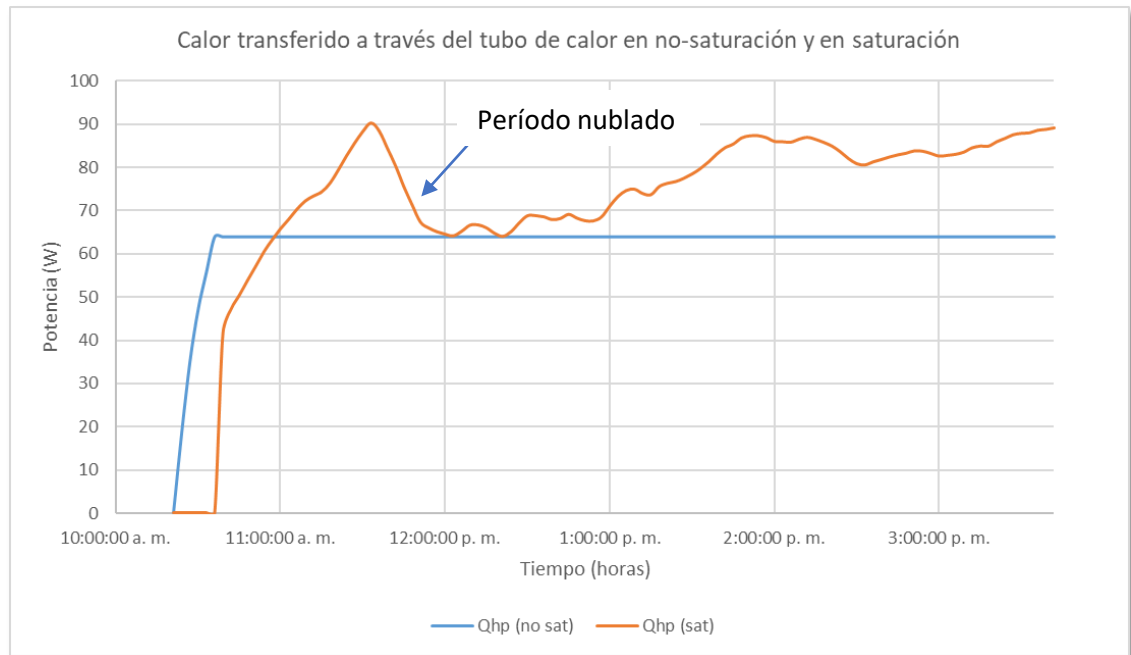


**Fuente: Autores**

El cálculo del calor transferido a través del tubo de calor depende del modelo de transferencia de calor usado (saturación o no-saturación). El programa inicia con el fluido de trabajo en no-saturación y luego de que el fluido se calienta lo suficiente como para llegar a saturación, el modelo de transferencia de calor cambia. En la gráfica, se puede observar que el cálculo inicia a partir del modelo de no-saturación y luego en el instante de tiempo en el que  $T_w \geq T_{sat}$ , el modelo de no-saturación deja de funcionar y cambia a saturación. Los valores de  $Q_{hp}$  dados por el modelo de saturación son mayores que los del modelo de no-saturación, de esta forma se puede comprobar que el tubo de calor funciona satisfactoriamente. También se puede apreciar que el calor transferido baja

después del período nublado a las 11:40 a.m., lo cual es un comportamiento esperado.

**Figura 55. Calor transferido a través del tubo de calor en no saturación y en saturación.**



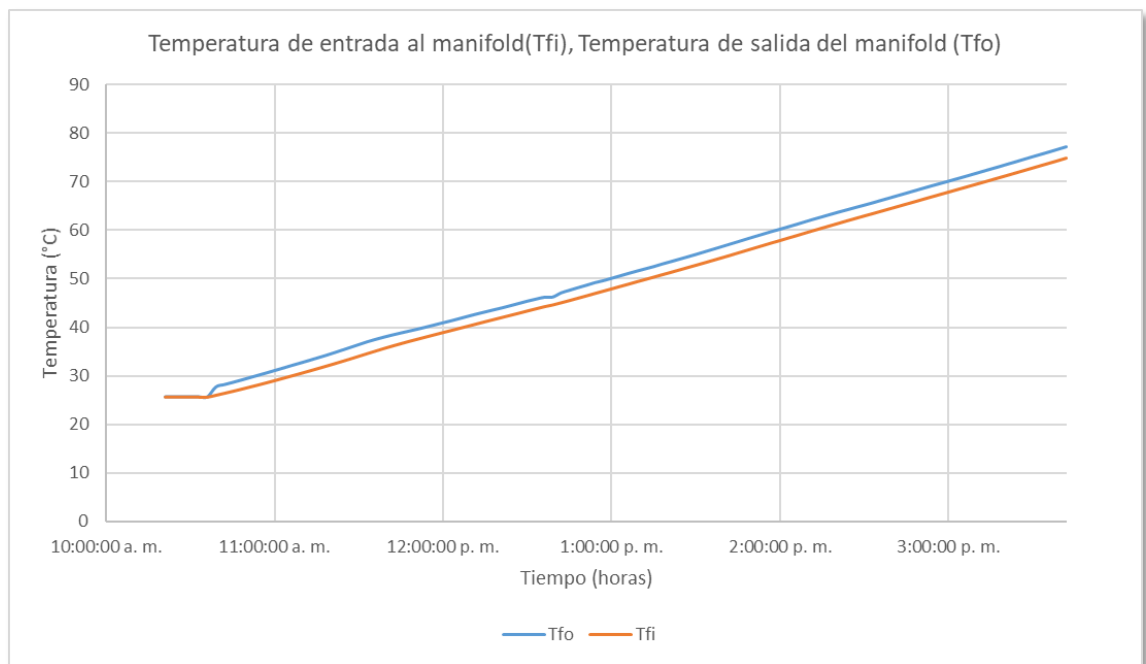
**Fuente: Autores**

Después de calcular el calor que atraviesa al tubo de calor, se pueden calcular las temperaturas de entrada y salida del fluido portador de calor en el manifold, a partir del subsistema 4 y 5 del programa.

Cuando el fluido de trabajo del tubo de calor no está en saturación, el fluido portador de calor no recibe calor del condensador, por ende, sale y entra a la misma temperatura del manifold. Una vez el vapor del fluido de trabajo llega a la sección del condensador, el calor es transferido hacia el fluido portador de calor y empieza a aumentar su temperatura, desde la condición inicial de 25,7°C hasta 77°C aproximadamente. Esta temperatura concuerda con las temperaturas esperadas en un colector solar de tubos al vacío con tubos de calor (agua

calentada hasta  $90^{\circ}\text{C}$ )<sup>38</sup>. El aumento constante de la temperatura del agua se debe a las pocas pérdidas de calor que presenta el sistema debido a la evacuación de los tubos de vidrio y el aislamiento del tanque y del intercambiador de calor. Los resultados se muestran en la siguiente gráfica.

**Figura 56. Temperatura de entrada y salida del fluido portador de calor en el manifold.**



**Fuente: Autores**

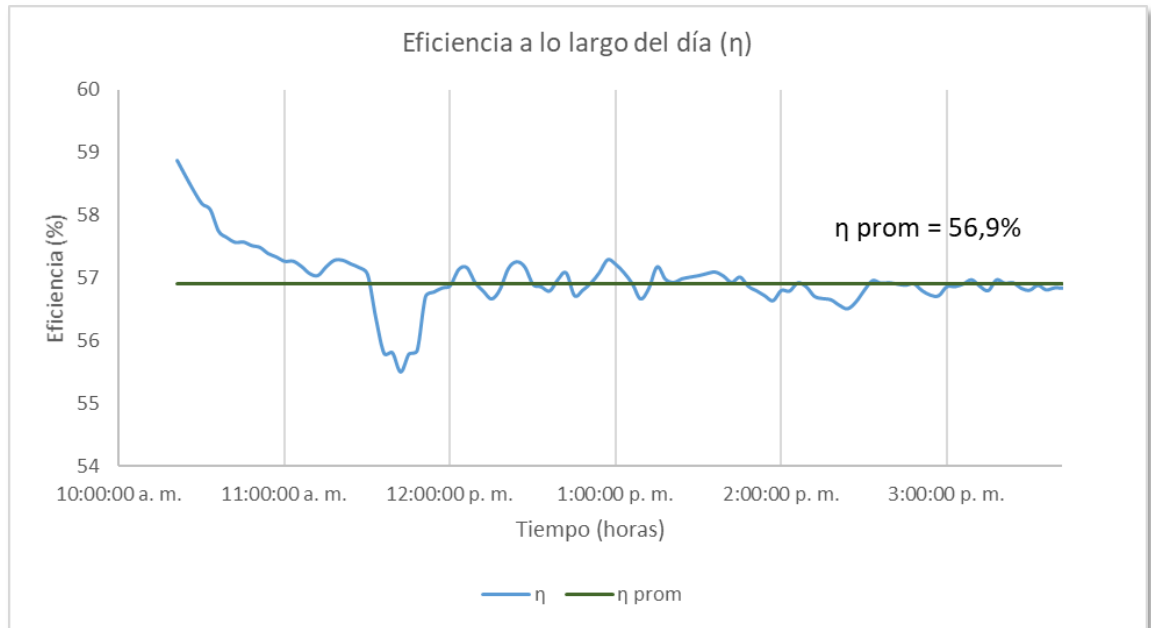
A partir de los datos de temperatura a la entrada y a la salida del manifold y los datos de radiación incidente efectiva, se calcula la eficiencia instantánea del colector a lo largo del día. La eficiencia promedio del colector a lo largo del día fue de 56,9%.

Se presenta una disminución de la eficiencia que coincide con el período nublado a las 11:40 a.m. Esta disminución se produce debido a la caída de la radiación incidente efectiva, lo cual causa un aumento de la variable X en el cálculo de la

<sup>38</sup> ENGIMIA. ¿Qué es un sistema de calentamiento solar de agua? (en línea). 2019 [citado el 12 oct. 2020]. Disponible en: <https://bit.ly/3iMjaG0>

ecuación de la eficiencia (Ec. 4.56). Los resultados se muestran en la siguiente figura.

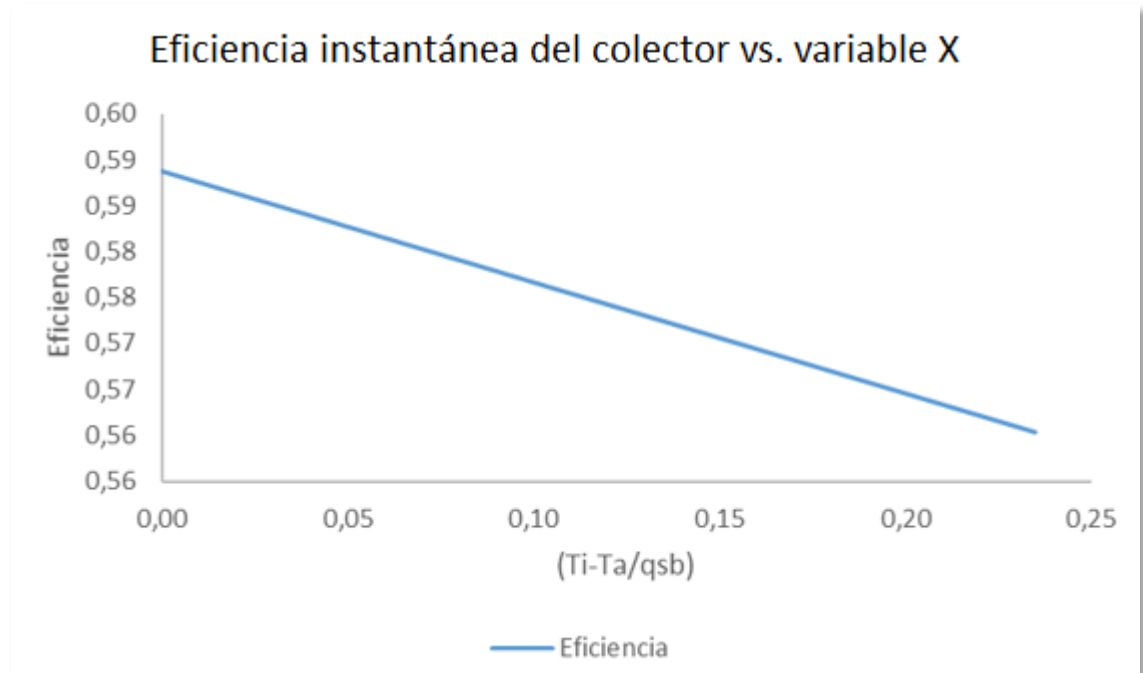
**Figura 57. Eficiencia del colector solar de tubos al vacío con tubos de calor a lo largo del día.**



**Fuente: Autores**

Se obtuvo el comportamiento de la eficiencia con respecto a la variable X, en donde se puede observar su tendencia lineal y decreciente a medida que el valor de X aumenta.

**Figura 58. Eficiencia instantánea del colector para las condiciones de diseño, con respecto a la variable X.**



**Fuente: Autores**

## **6.2. COMPARACIÓN DE LAS EFICIENCIAS OBTENIDAS CON LOS RESULTADOS DEL PROYECTO DE DISEÑO**

Se realiza una comparación entre los resultados obtenidos en la simulación y los resultados obtenidos en las pruebas de desempeño del colector solar realizadas por los autores del proyecto de diseño<sup>39</sup>. Los datos brindados por la tabla 8 muestran las eficiencias para dos diferencias de temperaturas entre la entrada del fluido al manifold y la temperatura ambiente ( $T_i - T_a$ ). Las eficiencias deben disminuir si dicha diferencia de temperaturas aumenta, debido a que las pérdidas de calor en el colector, el intercambiador y el tanque se acentúan. El tipo de colector que se analiza es un Colector de tubos evacuados con tubos de calor y superficie reflectora de acero inoxidable (CTE-TC Sup. Acero Inoxidable).

<sup>39</sup> JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. p. 173.

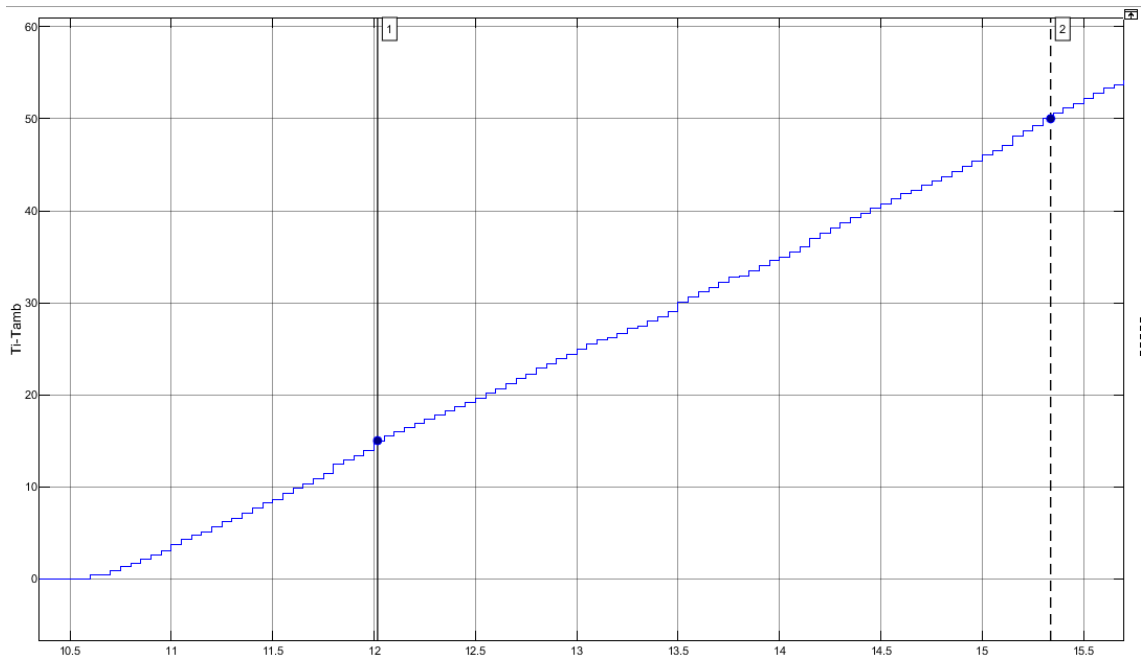
**Tabla 8. Resultados obtenidos en las pruebas de desempeño del colector solar de tubos al vacío.**

$q_{s\beta}=1000 \text{ W/m}^2$			
Flujo másico (kg/s)	Tipo de colector	Eficiencia ( $\eta$ )	
		( $T_i-T_a$ )=15 [°C]	( $T_i-T_a$ )=50 [°C]
0.040	CTE-TCF Sup. Acero inoxidable	0.73	0.49
	CTE-TCF Sup. Blanca	0.87	0.56
	CTE-TCF Sup. Negra	0.83	0.5
0.020	CTE-TCF Sup. Acero inoxidable	0.66	0.41
0.062	CTE-TC Sup. Acero inoxidable	0.56	0.32

**Fuente: JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Modificada por los autores.**

Se deben determinar las eficiencias obtenidas con la simulación para las diferencias de  $T_i-T_a$  mostradas en la tabla. Se inserta un bloque “scope” el cual graficará las diferencias de temperatura entre la entrada del fluido en el manifold y la temperatura ambiental. Con ayuda de la herramienta “Cursor Measurements” se puede medir el tiempo en el que  $T_i-T_a$  tiene los valores de 15 y 50°C.

**Figura 59. Scope de Ti-Ta y tiempos en donde la diferencia es igual a 15 y 50°C.**



Cursor Measurements			
Settings			
Measurements			
	Time	Value	
1	12.017	1.502e+01	
2	15.337	5.001e+01	
$\Delta T$	3.320 s	$\Delta Y$	3.499e+01
$1 / \Delta T$		301.238 mHz	
$\Delta Y / \Delta T$		10.541 (/s)	

**Fuente: Autores**

Con estos tiempos, se pueden obtener las eficiencias a partir la gráfica dada por la simulación (Figura 57). Las eficiencias obtenidas en la simulación se listan en la siguiente tabla, junto a sus respectivos porcentajes de error.

**Tabla 9. Comparación de las eficiencias obtenidas en la simulación y las pruebas de desempeño**

	Ti-Ta=15	Ti-Ta=50
Prueba de desempeño	0,56	0,32
Simulación	0,53	0,38
Error	5,36%	18,75%

**Fuente: Autores**

El porcentaje de error para la diferencia de temperaturas de 50°C fue considerablemente mayor que para la diferencia de 15°C. Sin embargo, ambos porcentajes de error son relativamente bajos. Vale la pena mencionar las posibles fuentes de error en esta comparación:

- Los instrumentos de medición usados en las pruebas de desempeño aportan incertidumbres a las eficiencias calculadas experimentalmente.
- Para efectos de cálculo, se asumió que la transferencia de calor en el tubo de calor sólo ocurre en la dirección radial. No se tiene en cuenta la transferencia de calor en sentido longitudinal.
- Correlaciones de transferencia de calor como la de Churchill-Bernstein para convección forzada externa (Ecuación 4.27) y la de Gnielinski para convección forzada interna (Ecuación 4.38), son expresiones experimentales que pueden dar resultados con hasta 10%-30% de error<sup>40</sup>.
- Las pérdidas de calor a través de las conexiones hidráulicas (mangueras y tubos) se asumieron despreciables.

---

<sup>40</sup> ÇENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de Calor y Masa. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. p. 434, 489.

## **7. VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS FÍSICOS DEL COLECTOR Y ANÁLISIS DE LOS DATOS OBTENIDOS**

Se desea realizar un estudio para determinar la influencia de la variación de ciertos parámetros en la eficiencia del colector solar. Los parámetros que se estudiarán son geométricos (como la distancia entre tubos y el tipo de estructura capilar) o físicos (como el fluido de trabajo y el material de la estructura capilar).

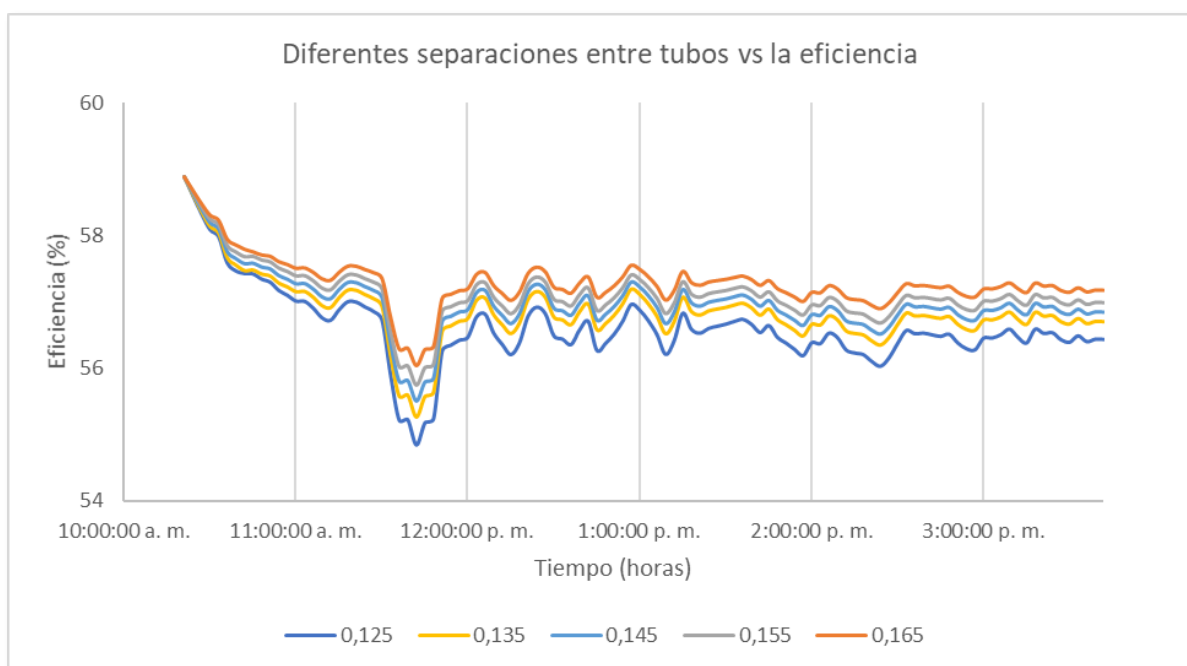
A continuación, se describirá el proceso de variación de los parámetros y los resultados obtenidos a partir de las simulaciones y los tratamientos estadísticos.

### **7.1. VARIACIÓN DE LA DISTANCIA ENTRE TUBOS BAJO LAS CONDICIONES DE DISEÑO**

El primer parámetro por variar será  $C$ , que representa a la distancia entre centros de los tubos de vacío. La distancia entre tubos en condiciones de diseño es de 0,145 [m]. A partir de ese valor, se simularán distancias entre tubos mayores y menores con el fin de ver el comportamiento de la eficiencia del colector. Se variará la distancia entre centros en intervalos de 10 milímetros, entre 0,125 y 0,165 [m] y se graficarán los perfiles de eficiencia dados por el software. Los demás parámetros permanecerán sin cambios. Los resultados se muestran en la figura 60.

A medida que la distancia entre tubos aumenta, se puede apreciar un incremento generalizado en el perfil de eficiencias del colector. Las eficiencias promedio calculadas en la simulación se listan en la tabla 10.

**Figura 60. Eficiencias instantáneas del colector con variaciones en la separación entre tubos.**



**Fuente: Autores**

**Tabla 10. Eficiencia promedio del colector solar para varias distancias entre tubos, bajo las condiciones de diseño.**

Distancia entre tubos de vacío ( $C$ )	Eficiencia promedio (%)
0,125 [m]	55,8
0,135 [m]	56,6
0,145 [m]	56,9
0,155 [m]	57,12
0,165 [m]	57,3

**Fuente: Autores**

Se puede observar que a medida que  $C$  aumenta, el valor de la eficiencia promedio también aumenta. Esto se debe a que el área de las superficies reflectoras ubicadas debajo de los tubos de vacío depende directamente de la distancia entre tubos. El aumento de esta distancia y, por consiguiente, del área

de las superficies reflectoras, permite la concentración de una mayor cantidad de radiación en las aletas absorbedoras al interior del tubo de vacío.

Sin embargo, es necesario indicar que un aumento exagerado de la distancia entre centros tendrá repercusiones importantes en el costo de fabricación del colector solar a cambio de ligeros aumentos en la eficiencia. Un aumento en la distancia entre tubos de 0,125 a 0,135 produjo un aumento del 0,8% en la eficiencia, mientras que un aumento en la distancia entre tubos de 0,155 a 0,165 produjo un aumento del 0,18%. Esto demuestra que a medida que los tubos están más separados, los aumentos de eficiencia son más pequeños.

## **7.2. VARIACIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO BAJO LAS CONDICIONES DE DISEÑO**

Para el análisis de la influencia de diferentes fluidos de trabajo en la eficiencia del colector, es necesario seleccionar fluidos cuyo rango de operación corresponda al rango de operación del colector analizado.

Según el diseño del colector, se espera un rango de temperaturas en el tubo de calor entre 40 y 120°C.<sup>41</sup> Por lo tanto, los fluidos preseleccionados son pentano, acetona, metanol, etanol, heptano, agua y tolueno (ver tabla 11).

---

<sup>41</sup> JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. p. 116.

**Tabla 11. Fluidos de trabajo usados en tubos de calor y su rango de operación.**

Fluido	Punto de fusión (°C)	Punto de ebullición a presión atmosférica (°C)	Rango útil (°C)
Helio	-271	-261	-271 a -269
Nitrógeno	-210	-196	-203 a -160
Amoniaco	-78	-33	-60 a 100
Pentano	-130	28	-20 a 120
Acetona	-95	57	0 a 120
Metanol	-98	64	10 a 130
Etanol	-112	78	0 a 130
Heptano	-90	98	0 a 150
Agua	0	100	30 a 200
Tolueno	-95	110	50 a 200
Thermex	12	257	150 a 350
Mercurio	-39	361	250 a 650
Cesio	29	670	450 a 900
Potasio	62	774	500 a 1000
Sodio	98	892	600 a 1200
Litio	179	1340	1000 a 1800
Plata	960	2212	1800 a 2300

**Fuente: REAY, David y KEW, Peter. Heat Pipes. Theory, Design and Applications<sup>42</sup>. Modificada por los autores.**

Sin embargo, evitar la evaporación total del fluido de trabajo al interior del tubo de calor es un requisito para el buen funcionamiento del colector. Por lo tanto, los fluidos cuya temperatura de saturación a una presión de 3 pulgadas de mercurio sea mucho menor a la temperatura ambiente no podrán seleccionarse para este análisis, debido a que permanecerían en estado de vapor sobrecalentado a lo largo de toda la simulación (ver tabla 12).

<sup>42</sup> REAY, David y KEW, Peter. Heat Pipes. Theory, Design and Applications. 5ed. Oxford: Elsevier, 2006. p. 109.

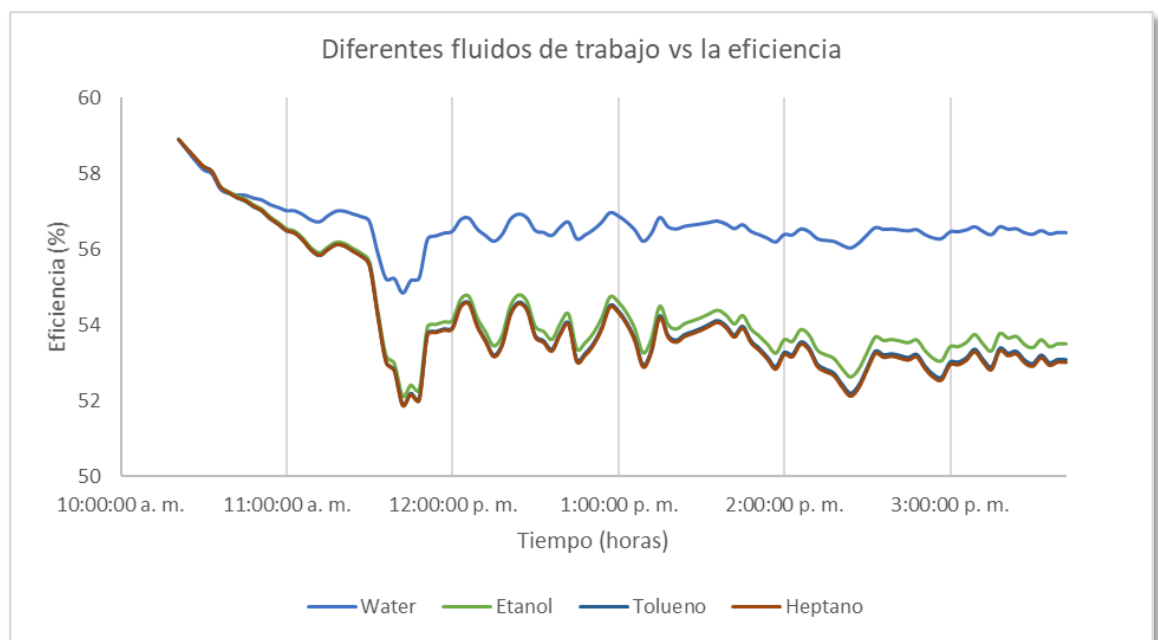
**Tabla 12. Temperaturas de saturación para los fluidos de trabajo preseleccionados.**

Fluido de trabajo	Temperatura de saturación (°C)
Pentano	-17,92
Acetona	1,487
Metanol	15,92
Etanol	29,17
Heptano	35,71
Agua	46,13
Tolueno	45,55

**Fuente: Autores**

Finalmente, los fluidos seleccionados son etanol, heptano, agua y tolueno. Teniendo en cuenta las condiciones de diseño, se varían los parámetros que dependen del tipo de fluido usado ( $\rho_l$ ,  $\rho_v$ ,  $h_{fg}$ ,  $\mu_l$ ,  $T_{sat}$ ,  $k_l$  y  $C_{pl}$ ) y se ejecutan las respectivas simulaciones para cada fluido. Las propiedades se obtienen a partir del software EES. Los resultados se muestran en la siguiente gráfica.

**Figura 61. Eficiencias del colector para varios fluidos de trabajo**



**Fuente: Autores**

**Tabla 13. Eficiencia promedio del colector solar para varios fluidos de trabajo, bajo las condiciones de diseño.**

Fluido de trabajo	Eficiencia promedio (%)
Etanol	54,4
Heptano	54,13
Agua	56,9
Tolueno	54,18

**Fuente: Autores**

De acuerdo con los resultados obtenidos, el desempeño del agua como fluido de trabajo es superior en comparación con los demás fluidos seleccionados. Hay varias explicaciones que sustentan este resultado:

- La conductividad térmica del agua es mayor que la de los demás fluidos, por ende, disminuye la resistencia térmica de la estructura capilar y aumenta la transferencia de calor en el tubo de calor.
- La temperatura de saturación del agua es más alta que la de los demás fluidos (Tabla 12), por lo tanto, la temperatura a la que se estabiliza el fluido es más alta que la de los demás, aumentando la transferencia de calor en el condensador.
- La capilaridad es una propiedad de los fluidos que depende directamente de la tensión superficial, y es importante para el buen desempeño de la estructura capilar de los tubos de calor. De los fluidos seleccionados, el agua tiene la mayor tensión superficial.

Otro hallazgo significativo se evidencia en las eficiencias promedio del heptano y el tolueno, las cuales son muy similares. Por lo tanto, el heptano y el tolueno pueden usarse indistintamente como fluidos de trabajo.

### **7.3. VARIACIÓN DEL TIPO Y MATERIAL DE LA ESTRUCTURA CAPILAR BAJO LAS CONDICIONES DE DISEÑO**

El último parámetro por variar será la estructura capilar, que representa el elemento cuyo propósito principal es el de generar presión capilar para transportar el fluido de trabajo desde el condensador hasta el evaporador. Además, la estructura capilar debe distribuir el líquido alrededor de la sección del evaporador, a cualquier área donde es probable que reciba calor externo. A menudo, estas dos funciones requieren estructuras capilares de diferentes materiales y configuraciones geométricas.

Para este estudio se planteó una variación de materiales entre cobre, monel (aleación níquel-cobre), titanio y fibra de vidrio. Por otro lado, entre las configuraciones geométricas más comunes se tienen mallas, mechas sinterizadas, mechas estriadas y anillos concéntricos<sup>43</sup>. Se omite el análisis de “Fibras de metal sinterizado” debido a que el material de la condición inicial es fibra de vidrio y no se acoge bajo el análisis de las fibras metálicas. A partir de las condiciones de diseño, se simularán diferentes materiales en mallas y fibra de vidrio con diferentes configuraciones geométricas, para así, evidenciar el cambio del comportamiento de la eficiencia promedio del diseño original del colector. Los demás parámetros permanecerán sin cambios. Los resultados se muestran en las figuras 62 y 63.

A medida que se utiliza un material con mejor conductividad térmica, se puede apreciar un incremento generalizado en el perfil de eficiencias del colector. Sin embargo, este incremento no tiene una variación lineal teniendo en cuenta la diferencia conductiva entre cada material, donde el cobre es 9625 veces más conductivo que la fibra de vidrio.

Es por esta razón también que Monel y Titanio cuentan con el mismo perfil de eficiencias, pues al contar con conductividades de 21,7 y 21,9 (W/m-k)

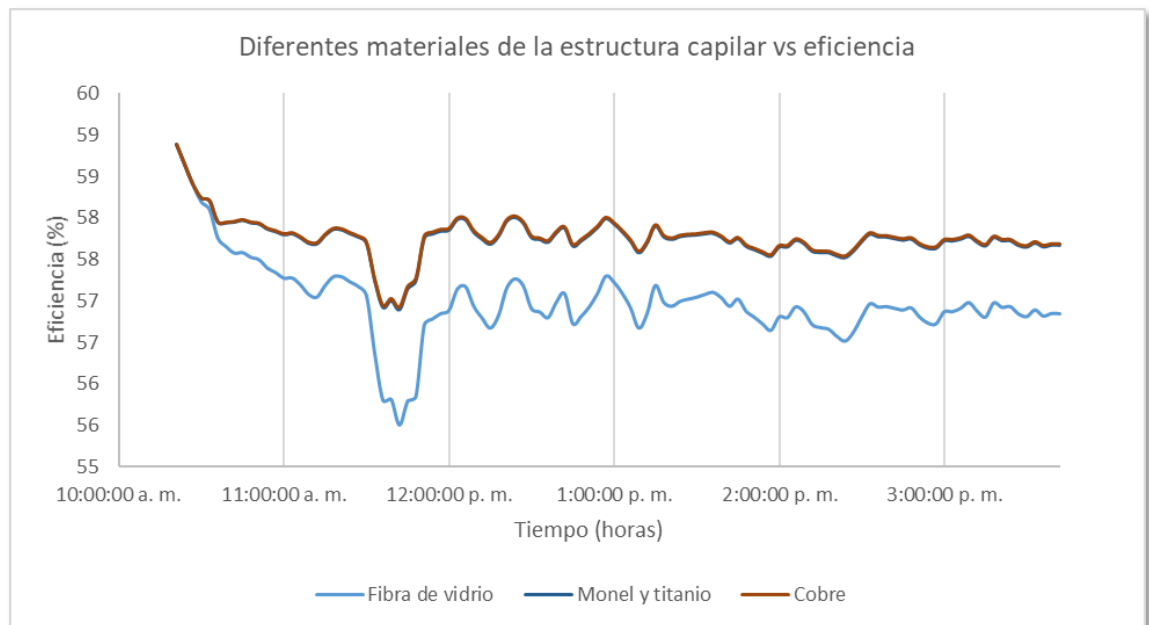
---

<sup>43</sup> REAY, David y KEW, Peter. Heat Pipes. Theory, Design and Applications. 5ed. Oxford: Elsevier, 2006. p. 122-126.

respectivamente, no presentan cambios en la eficiencia sino hasta en su cuarto decimal.

Las eficiencias promedio calculadas en la simulación se listan en la tabla 14.

**Figura 62. Eficiencias instantáneas del colector para diferentes materiales de estructuras capilares.**



**Fuente: Autores**

**Tabla 14. Eficiencia promedio del colector solar para varios materiales de estructura capilar, bajo las condiciones de diseño.**

Material de estructura capilar	Eficiencia promedio (%)
Monel	57,74
Titanio	57,74
Cobre	57,78
Fibra de vidrio	56,9

**Fuente: Autores**

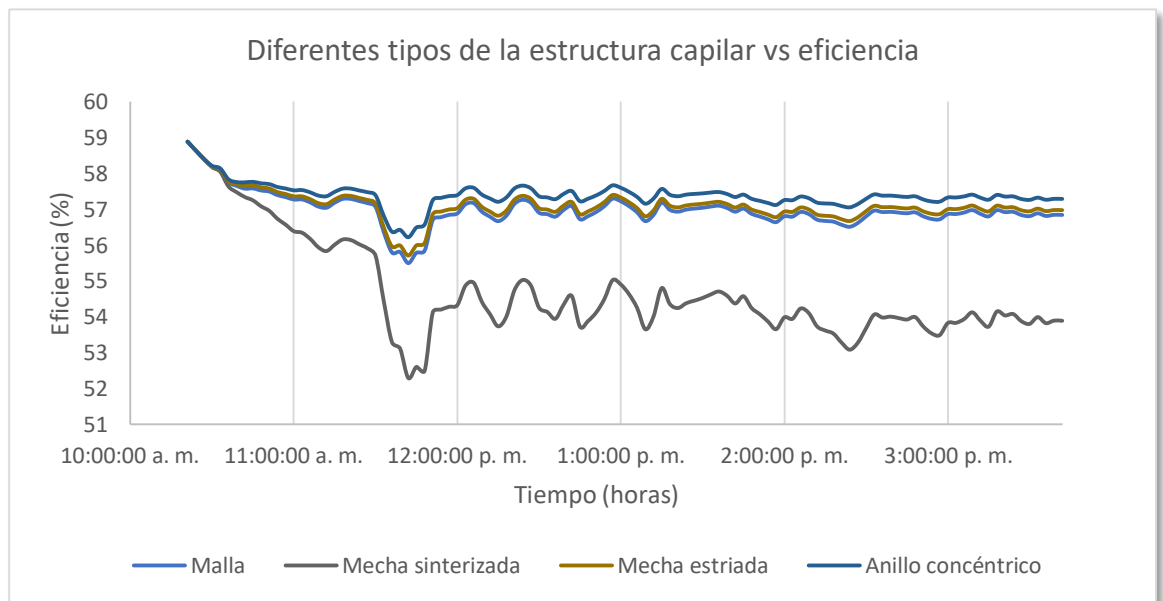
De manera análoga, el parámetro importante en cuanto a la variación de la configuración geométrica es la conductividad térmica de la estructura capilar.

Este último es función tanto de la conductividad térmica del fluido de trabajo como del material con el que se haga la estructura. Su comportamiento está predicho mediante las ecuaciones 4.10, 4.12, 4.13 y 4.15.

Para el diseño original con fibra de vidrio (material con baja conductividad) y agua (fluido con alta conductividad) se obtiene un desempeño muy bajo para las mechas sinterizadas. Las demás estructuras parecen responder de manera similar entre ellas, quedando destacada la superioridad de los anillos concéntricos para esta configuración, debido a que su desempeño no se ve afectado por la conductividad del material (Ecuación 4.15).

Las eficiencias promedio calculadas en la simulación se listan en la tabla 15.

**Figura 63. Eficiencias instantáneas del colector para diferentes tipos de estructuras capilares.**



**Fuente: Autores**

**Tabla 15. Eficiencia promedio del colector solar para varios materiales de estructura capilar, bajo las condiciones de diseño.**

Tipo de estructura	Eficiencia promedio (%)
Malla	56,9
Mechas sinterizadas	54,68
Mechas estriadas	57,1
Anillo concéntrico	57,4

**Fuente: Autores**

#### **7.4. ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE DIFERENTES CONFIGURACIONES DE DISTANCIA ENTRE TUBOS, FLUIDOS DE TRABAJO, TIPO Y MATERIAL DE ESTRUCTURAS CAPILARES**

Después de estudiar cada parámetro por separado bajo las condiciones de diseño, se procede a realizar un análisis estadístico de todas las combinaciones posibles de las variables seleccionadas (distancia entre tubos, fluidos de trabajo, tipo y material de las estructuras capilares) con el fin de determinar los parámetros que más influyen en la eficiencia del colector, además de comportamientos definidos en la interacción de diferentes variables.

Se realizó un diseño de experimentos (DOE) en el software de análisis estadístico Minitab, para 4 factores (variables a analizar) con diferentes números de niveles (valores posibles de la variable). Se realizó el análisis estadístico bajo la licencia de prueba gratuita de 30 días ofrecida por el software.

**Tabla 16. Diseño de experimentos en Minitab.**

Factor	Nombre	Niveles	Valores de los niveles				
A	Distancia	5	0,125	0,135	0,145	0,155	0,165
B	Fluido	4	Etanol	Agua	Heptano	Tolueno	
C	Material est	4	Cobre	Monel	Titanio	Fibra vidrio	
D	Tipo est	4	Malla	M. estriada	M. sinterizada	Anillo	

**Fuente: Autores**

Según el número de factores y niveles, se tiene un diseño de experimentos  $5 \times 4 \times 4 \times 4$ , lo cual significa que la cantidad de combinaciones posibles es de 320. Cada combinación se debe simular en el software realizado en MATLAB, mediante la variación de los parámetros necesarios. Los resultados de eficiencia promedio para cada combinación se encuentran en el anexo A.

Luego, se procede a realizar un análisis factorial en Minitab a partir de los resultados obtenidos. El análisis factorial mide la influencia de cada variable en el valor de la eficiencia promedio, ya sea por separado o en interacción con otras variables. Los resultados del análisis se pueden observar en las figuras 64 y 65.

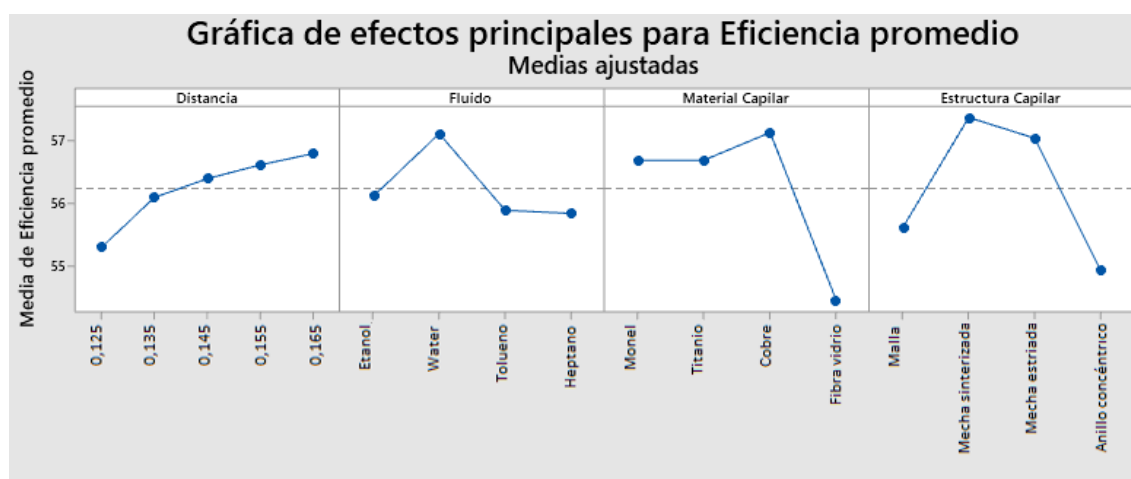
#### **7.4.1. Análisis de los efectos principales en la eficiencia promedio del colector:**

En la gráfica de efectos principales, se observa el comportamiento de la media de la eficiencia promedio para cada uno de los valores de las variables.

Con respecto a la distancia entre tubos, se puede apreciar el comportamiento ya descrito en la sección 7.1, caracterizado por un aumento en la eficiencia cada vez menor a medida que aumenta la distancia entre tubos. Al analizar todas las combinaciones, se mantiene el comportamiento sobresaliente del agua frente a los demás fluidos de trabajo y de igual forma, se puede apreciar la similitud entre heptano y tolueno descrita en la sección 7.2. La gráfica de efectos especiales para el material capilar muestra una media de eficiencia promedio bastante peor para estructuras capilares de fibra de vidrio. Bajo las condiciones de diseño, se pudo observar también una caída de la eficiencia al usar fibra de vidrio (figura 62). Sin embargo, en el caso de diseño, la caída de la eficiencia no fue tan considerable como puede verse en la gráfica de efectos principales. Eso se debe a que, en combinaciones diferentes a la condición de diseño, los resultados de desempeño al usar fibra de vidrio como material de la estructura capilar fueron mucho más bajos que los de otros materiales. La gráfica de efectos principales muestra un hallazgo importante en cuanto al desempeño de los tipos de estructura capilar. Bajo condiciones de diseño, el tipo de estructura capilar más eficiente fue la de anillos concéntricos. En contraste a eso, la gráfica de efectos principales muestra que la estructura de anillos concéntricos es la peor de todas. Esto se debe a que los valores de eficiencia promedio para las configuraciones

con anillos concéntricos son generalmente más bajos que los demás tipos de estructura, y la condición de diseño fue un caso excepcional en el que la conductividad de la estructura de anillos concéntricos no se vio afectada por la baja conductividad de la fibra de vidrio, como se explicó en la sección 7.3.

**Figura 64. Efectos principales en la eficiencia promedio del colector solar.**

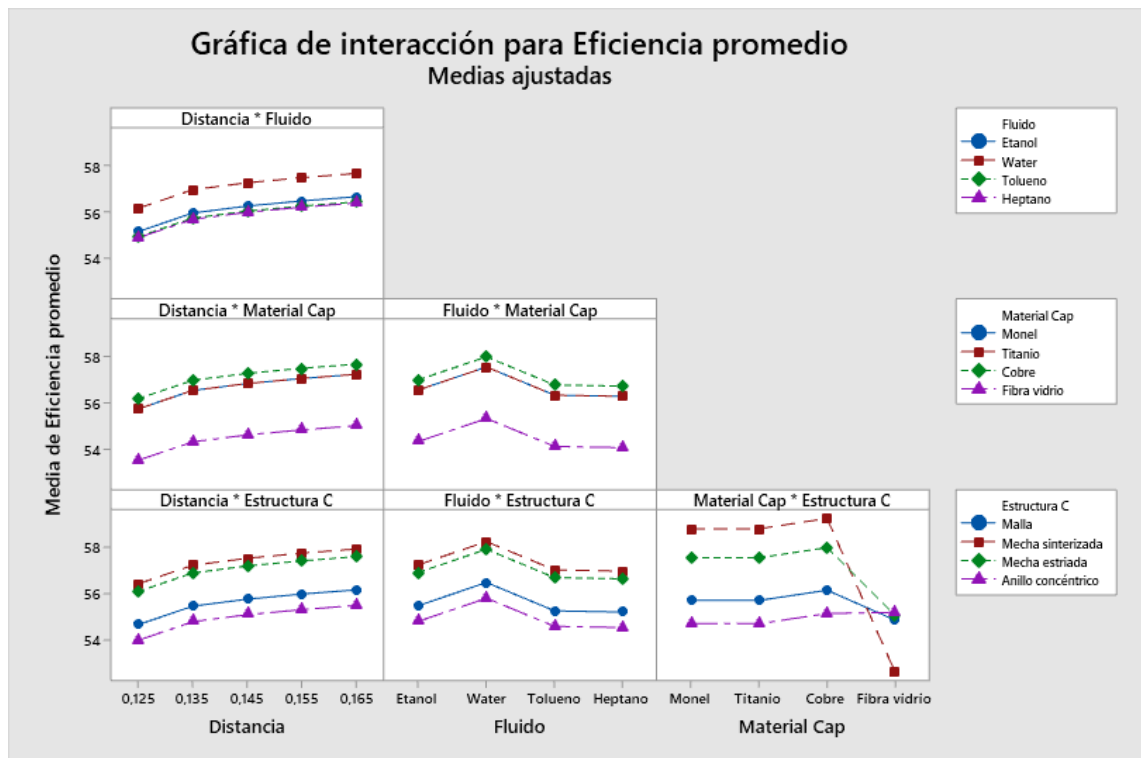


**Fuente: Autores**

A partir de la gráfica de efectos principales, se puede apreciar que las variables que presentan una mayor influencia en el valor de la eficiencia del colector son el material y el tipo de la estructura capilar, debido a que presentan variaciones más marcadas entre sus valores máximos y mínimos de eficiencia. Por otro lado, los efectos de la distancia entre tubos y el fluido de trabajo fueron más estables. Los mejores valores de desempeño para cada variable se obtuvieron con: 0,165 [m] para la distancia entre tubos, agua para el fluido de trabajo, cobre para el material de la estructura capilar y mecha sinterizada para el tipo de estructura capilar. Los peores resultados de desempeño térmico para cada variable se obtuvieron con la distancia de 0,125 [m], tolueno o heptano como fluidos de trabajo, fibra de vidrio como material de la estructura capilar y anillo concéntrico como tipo de estructura capilar.

**7.4.2. Análisis de los efectos de interacción en la eficiencia promedio del colector:** En la gráfica de interacción entre variables, el comportamiento de las eficiencias promedio con respecto a las distancias entre tubos sigue siendo el mismo, sin importar que se analice con respecto al tipo de estructura usado, al material de la estructura o al fluido de trabajo. Cuando se analiza la interacción del fluido de trabajo y el material o el tipo de estructura capilar, se puede ver que, sin importar el material o el tipo de estructura usados, el agua siempre será la mejor opción de fluido de trabajo. También se puede observar que, sin importar el fluido de trabajo usado, el cobre y la mecha sinterizada son las mejores opciones de material y tipo de estructura para aumentar el desempeño del colector. Al comparar los materiales usados en las estructuras capilares y los tipos de estructura, se puede observar un comportamiento similar entre mallas y anillos concéntricos y también entre mechas estriadas y sinterizadas, sin importar el material del que están hechas las estructuras. Sin embargo, vale la pena indicar que cuando el material usado es fibra de vidrio, la mejor opción es una estructura capilar de anillos concéntricos. Las estructuras de mecha sinterizada no tienen un buen desempeño al fabricarse de materiales con baja conductividad térmica, como la fibra de vidrio. Sin embargo, al usar metales de alta conductividad térmica, la mecha sinterizada será la mejor opción.

**Figura 65. Interacción entre diferentes variables y su influencia en el comportamiento de la eficiencia.**



**Fuente: Autores**

### 7.4.3. Correlaciones matemáticas para la eficiencia promedio del colector

Luego de simular cada combinación de parámetros en MATLAB y realizar el análisis estadístico en Minitab, se pueden hallar correlaciones paramétricas entre las variables de análisis y la eficiencia promedio, por medio de regresiones lineales. Las correlaciones se obtienen a partir de los datos para las condiciones de diseño.

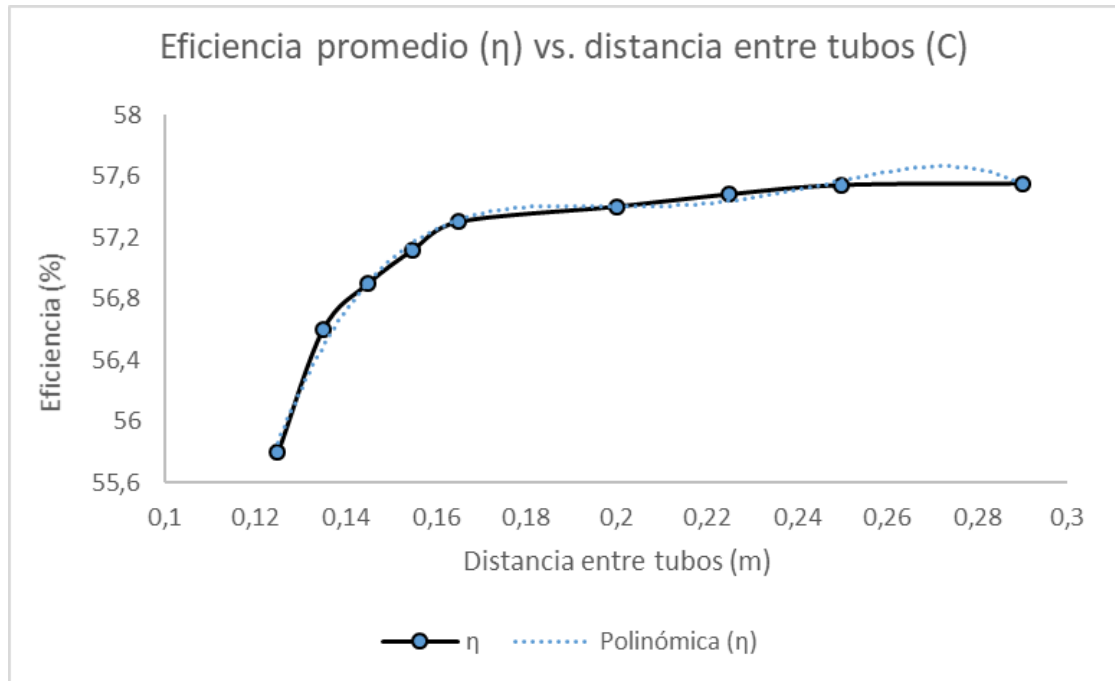
- Distancia entre tubos

Se obtiene la siguiente correlación entre la distancia entre tubos y la eficiencia promedio del colector.

$$\eta = -24965 * C^4 + 22160 * C^3 - 7278,3 * C^2 + 1050,7 * C + 1,0592 \quad (7.1)$$

Esta correlación puede apreciarse en la siguiente gráfica, junto a los datos calculados por la simulación.

**Figura 66. Correlación matemática de  $\eta$  vs. C**



**Fuente: Autores**

- Correlaciones para tipos y materiales de estructura capilar

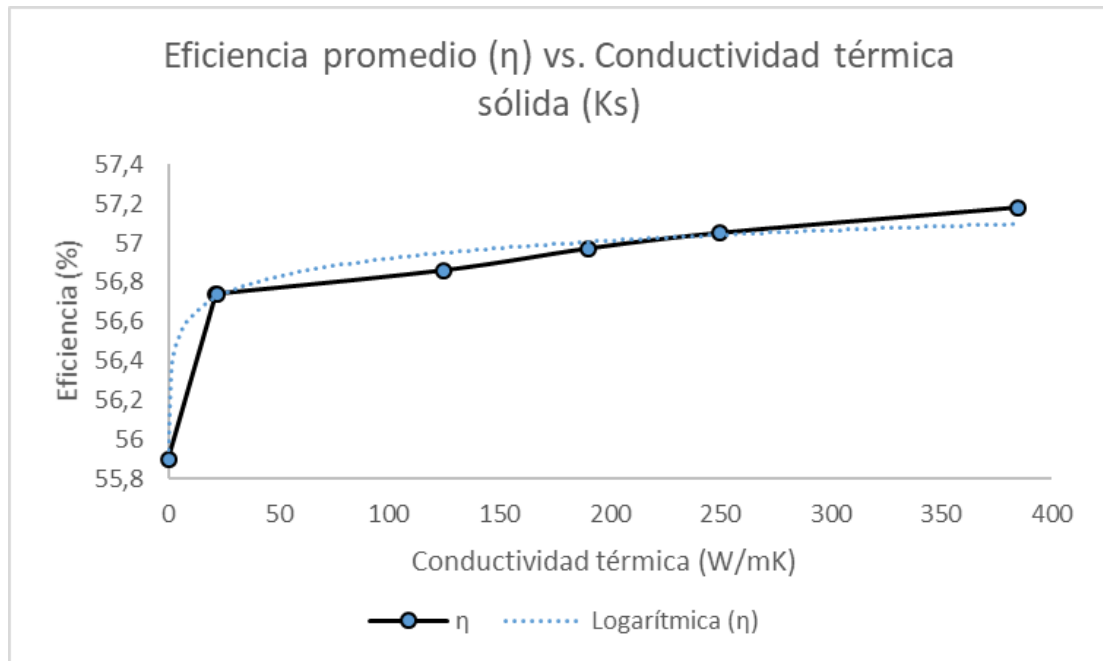
Se obtienen las siguientes correlaciones para cada tipo de estructura capilar, basándose en la conductividad del material usado ( $k_s$ ).

Malla:

La correlación matemática entre la eficiencia promedio del colector y la conductividad del material de la estructura capilar para mallas es la siguiente.

$$\eta = 0,131 * \ln(k_s) + 56,319 \quad (7.2)$$

**Figura 67. Correlación matemática de  $\eta$  vs.  $K_s$  para mallas.**



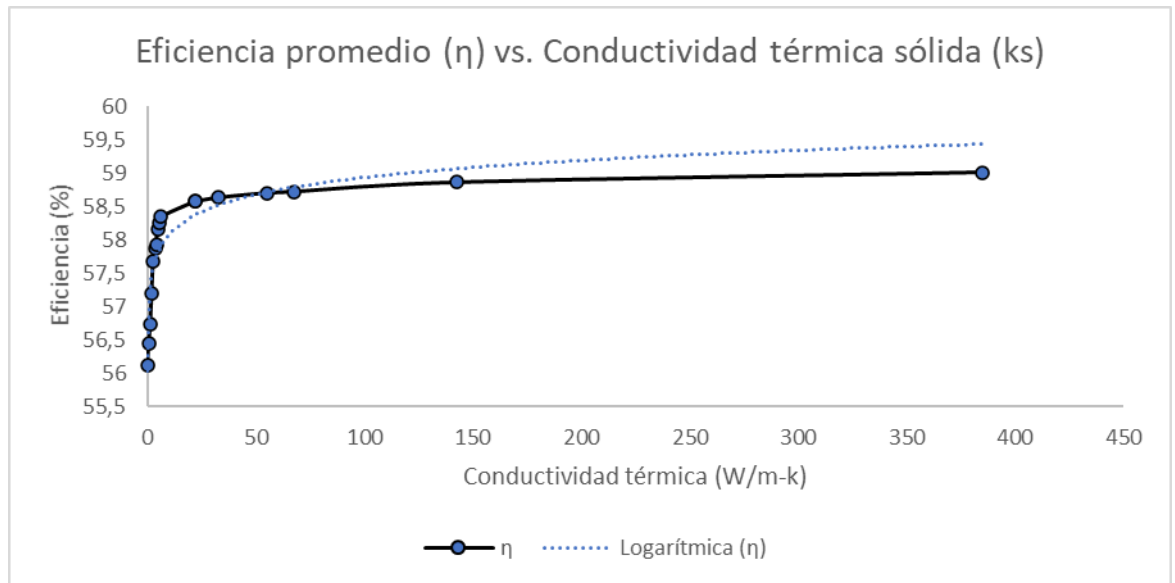
**Fuente: Autores**

Mecha estriada:

La correlación matemática entre la eficiencia promedio del colector y la conductividad del material de la estructura capilar para mechas estriadas es la siguiente.

$$\eta = 0,3702 * \ln(k_s) + 57,227 \quad (7.3)$$

**Figura 68. Correlación matemática de  $\eta$  vs.  $K_s$  para mecha estriada**



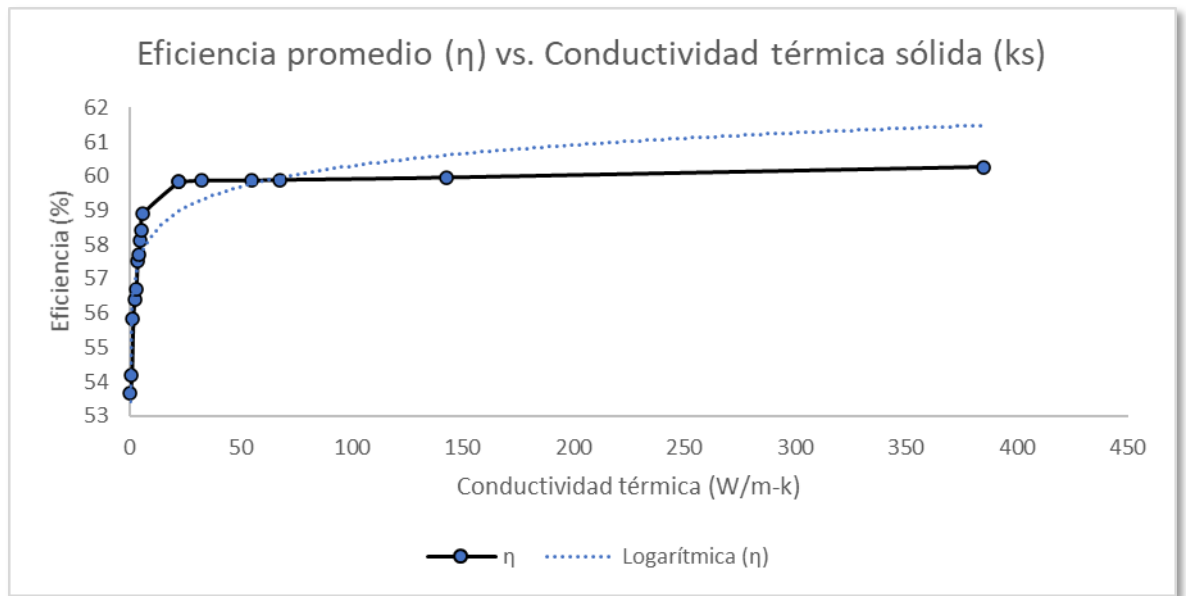
**Fuente: Autores**

Mecha sinterizada:

La correlación matemática entre la eficiencia promedio del colector y la conductividad del material de la estructura capilar para mechas sinterizadas es la siguiente.

$$\eta = 0,8773 * \ln(k_s) + 56,256 \quad (7.4)$$

**Figura 69. Correlación matemática de  $\eta$  vs.  $K_s$  para mecha sinterizada**



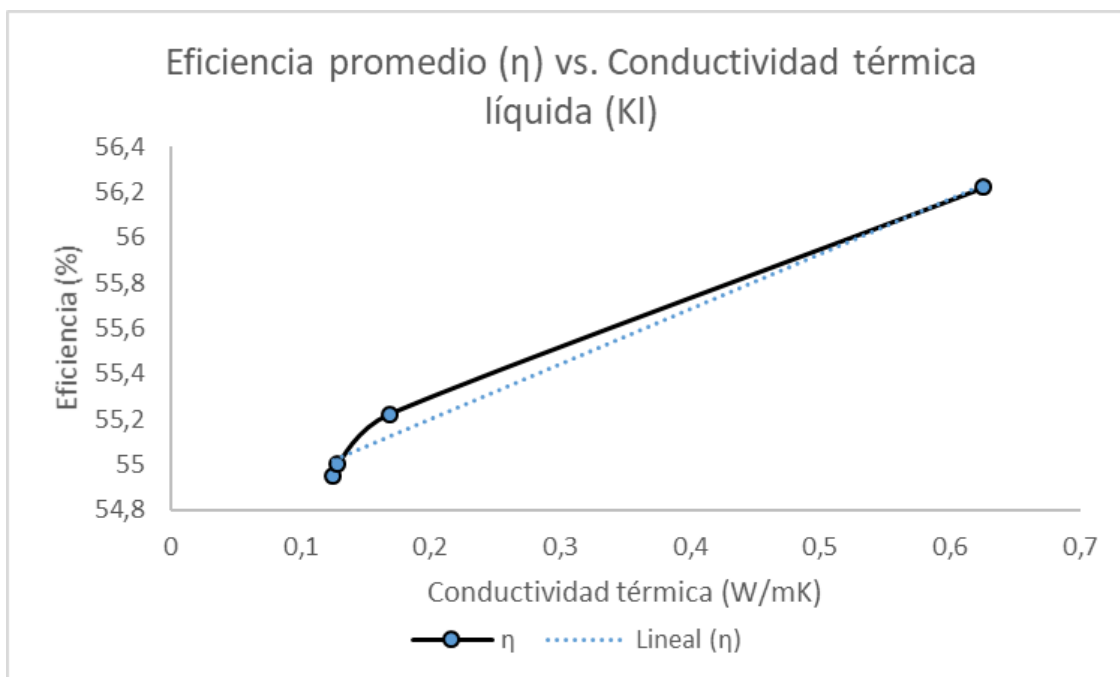
**Fuente: Autores**

Anillo concéntrico:

Debido a que el desempeño de este tipo de estructura capilar depende solamente de la conductividad del fluido de trabajo usado, se obtiene la correlación matemática a partir de  $k_l$ .

$$\eta = 2,4214 * k_l + 54,713 \quad (7.5)$$

**Figura 70. Correlación matemática de  $\eta$  vs. KI para anillos concéntricos**



**Fuente: Autores**

## 8. CONCLUSIONES

- Se realizó una simulación en el entorno de programación Simulink de MATLAB para el cálculo del desempeño térmico del prototipo de colector solar de tubos al vacío con tubos de calor adscrito a la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.
- Se obtuvieron datos de eficiencia promedio para diferentes configuraciones de distancia entre centros, fluidos de trabajo, tipo y material de estructuras capilares. A partir de los resultados obtenidos, se puede afirmar que:
  - ✓ La mejor configuración entre las combinaciones analizadas presenta una eficiencia de 60,66%. Este resultado se logró al elegir una separación entre tubos de 0,165 [m], agua como fluido de trabajo, cobre como material de la estructura capilar y mecha sinterizada como el tipo de estructura capilar.
  - ✓ La configuración con peor desempeño térmico es la compuesta por heptano como fluido de trabajo, fibra de vidrio como material de la estructura capilar, mecha sinterizada como el tipo de estructura capilar y una distancia entre tubos de 0,125 [m], con un valor de 51,31%.
  - ✓ Bajo las condiciones de diseño iniciales (agua como fluido de trabajo, malla como estructura capilar y material de fibra de vidrio), los aumentos en la distancia entre tubos hacen que las eficiencias del colector se acerquen asintóticamente a un valor de eficiencia del 57,6%. A partir de una distancia entre tubos de 0,25 [m], los aumentos en las eficiencias dejan de ser significativos (menores a 0,1%), por lo tanto, esa distancia puede determinarse como el límite óptimo para dicho parámetro.
- Se realizó un análisis estadístico de tipo factorial en el software Minitab para determinar la influencia de la variación de los parámetros en el valor de la eficiencia del colector. Se hallaron los siguientes comportamientos:

- ✓ La forma en como está construida la estructura capilar de los tubos de calor influye en gran medida en el desempeño del colector solar. En lo posible, se deben usar materiales con altas conductividades térmicas y estructuras del tipo de mecha sinterizada.
  - ✓ Existen materiales de estructura capilar y fluidos de trabajo que se pueden usar indistintamente sin grandes variaciones en el desempeño térmico del colector como, por ejemplo: heptano y tolueno para los fluidos y monel y titanio para los materiales. Esta decisión dependerá de factores de económicos y de disponibilidad, entre otros.
  - ✓ Las estructuras capilares de fibra de vidrio pueden usarse debido a su bajo costo de fabricación. Sin embargo, se debe procurar diseñar los tubos de calor con estructuras capilares de anillos concéntricos, las cuales funcionan mucho mejor que los otros tipos de estructuras para la fibra de vidrio.
- 
- Se obtuvieron expresiones matemáticas que relacionan los valores de la distancia entre centros, el tipo y el material de la estructura capilar con la eficiencia promedio diaria del colector solar.

## 9. RECOMENDACIONES

- Se recomienda analizar el desempeño térmico de sistemas de colectores solares de tubos al vacío bajo un perfil de consumo de agua caliente diario.
- Se recomienda la implementación de los tubos de calor en el prototipo del colector solar de tubos al vacío de la escuela de ingeniería mecánica, con el fin de realizar nuevas pruebas experimentales.
- Para futuros diseños de colectores solares de tubos al vacío, se recomienda usar una aleta absorbadora con mejor absorptividad que la determinada en el diseño de este prototipo ( $\alpha_A = 0,15$ ). Se recomiendan materiales tales como acero inoxidable, bronce, cinc o hierro con el fin de aumentar el desempeño global del sistema.

## BIBLIOGRAFÍA

- AGM Energías Renovables. Energía solar térmica: colectores de tubos evacuados. Artículo [en línea]. 2015 [citado el 20 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2DfUXG7>
- AMBIENTE SOLUCIONES. Calentadores solares de agua. Artículo [en línea]. 2019 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2DBA7kM>
- CALEFACCIÓN SOLAR. ¿Cuáles son los tipos de colectores solares? Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/30erer6>
- ÇENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de Calor y Masa. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. 922p. ISBN: 978-607-15-0540-8.
- DAVIS INSTRUMENTS. Solar Radiation Sensor 6450. Hoja de especificaciones [en línea]. 2014 [citado el 20 feb. 2020] Disponible en Internet: <http://bit.ly/2Hlal00>
- ECURED. Ley de Wien. Artículo [en línea]. 2019 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2upqep1>
- ENERGÍA SOLAR. Colector solar de tubos de vacío. Artículo [en línea]. 2019 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/3bXB4TY>
- ENERGÍA SOLAR. Radiación solar. Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2Ph3Bub>
- ENGIMIA. ¿Qué es un sistema de calentamiento solar de agua? (en línea). 2019 [citado el 12 oct. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/3iMjaG0>
- GREENHEISS. Aplicaciones de la energía solar en la industria. Artículo [en línea]. 2017 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2SYIUpb>
- HAN, Kook Nam; FENG, Y. T. y OWEN, D. R. J. An Accurate Algorithm for Evaluating Radiative Heat Transfer in a Randomly Packed Bed. Computer Modeling in Engineering & Sciences, Vol. 49, No. 2. 2009. p. 143-161.
- IDEAM. Radiación solar. Artículo [en línea] [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/3c2ukEs>
- JAIMES, Nelson y RIVERO, Sergio. Diseño y construcción de un colector solar de tubos al vacío. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. 233p.

LEE, Dong-Hoon; YANG, Dong-Keun y LEE, Kwan-Soo. Frost formation on a cold cylinder surface in cross flow. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University, 2004. 9 p.

MARTÍNEZ, Pedro. Energía solar térmica: Técnicas para su aprovechamiento. España: Marcombo S.A., 2010. p. 26.

MEHRABAN, Somayyeh; HOSSEINI, Seyed y FARAHAT, Said. A Quasi-Steady Method for Inverse Design and Control of a Two-Dimensional Radiant Oven in Transient State. International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer. University of Sistan & Baluchestan. 2008. 13 p. DOI: 10.1615/ICHMT.2008.CHT.200.

MUNDO HVACR. Mejoras en la distribución de frío, (en línea). 2015 [citado el 6 oct. 2020]. Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/2015/03/mejoras-en-la-distribucion-de-frio/>

NAUKAS. Los cinco movimientos de la tierra. Artículo [en línea]. 2010 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2VtFAnF>

PV EDUCATION. Posición del sol. Artículo [en línea]. 2019 [citado el 20 feb. 2020]. Disponible en Internet: <http://bit.ly/2SldCm5>

REAY, David y KEW, Peter. Heat Pipes. Theory, Design and Applications. 5ed. Oxford: Elsevier, 2006. 365p. ISBN-13: 978-0-7506-6754-8.

SHAFIEIAN, Abdellah, KHIADANI Mehdi y NOSRATI, Ataollah. Thermal performance of an evacuated tube heat pipe solar water heating system in cold season. Applied Thermal Engineering 149, 2019. p. 644-657.

SHAH, Louise Jivan. Evacuated Tubular Collectors. Proceedings, Energy-Efficient Building. Simposio en Sisimiut, Groenlandia. Abril, 2005. Vol. 1, p. 87-102.

SITIO SOLAR. Los colectores solares de tubos de vacío. Artículo [en línea]. 2018 [citado el 23 feb. 2020]. Disponible en Internet: <https://bit.ly/2PiBcDJ>

TALER, Dawid y TALER, Jan. Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow. E3S Web of Conferences, 2017. 7p. DOI: 10.1051/e3sconf/2017130200

WEATHER ONLINE. Promedio de velocidad del viento entre enero 2000 y septiembre 2020, estación Meteorológica aeropuerto Palonegro (en línea). 2020 [citado el 6 oct. 2020]. Disponible en: <https://bit.ly/33EJqhj>

## ANEXOS

**Anexo A. Porcentaje de eficiencia promedio respecto a los datos de distancia entre tubos, fluido de trabajo, material y tipo de estructura capilar registrados en Minitab.**

Distancia (m)	Fluido	Material Capilar	Estructura Capilar	Eficiencia promedio (%)
0,125	Etanol	Monel	Malla	54,64
0,125	Etanol	Monel	Mecha sinterizada	57,72
0,125	Etanol	Monel	Mecha estriada	56,47
0,125	Etanol	Monel	Anillo concéntrico	53,63
0,125	Etanol	Titanio	Malla	54,64
0,125	Etanol	Titanio	Mecha sinterizada	57,72
0,125	Etanol	Titanio	Mecha estriada	56,47
0,125	Etanol	Titanio	Anillo concéntrico	53,63
0,125	Etanol	Cobre	Malla	55,08
0,125	Etanol	Cobre	Mecha sinterizada	58,16
0,125	Etanol	Cobre	Mecha estriada	56,91
0,125	Etanol	Cobre	Anillo concéntrico	54,07
0,125	Etanol	Fibra vidrio	Malla	53,8
0,125	Etanol	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	51,58
0,125	Etanol	Fibra vidrio	Mecha estriada	54,01
0,125	Etanol	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	54,12
0,125	Water	Monel	Malla	55,64
0,125	Water	Monel	Mecha sinterizada	58,72
0,125	Water	Monel	Mecha estriada	57,47
0,125	Water	Monel	Anillo concéntrico	54,63
0,125	Water	Titanio	Malla	55,64
0,125	Water	Titanio	Mecha sinterizada	58,72
0,125	Water	Titanio	Mecha estriada	57,47
0,125	Water	Titanio	Anillo concéntrico	54,63
0,125	Water	Cobre	Malla	56,08
0,125	Water	Cobre	Mecha sinterizada	59,16
0,125	Water	Cobre	Mecha estriada	57,91
0,125	Water	Cobre	Anillo concéntrico	55,07
0,125	Water	Fibra vidrio	Malla	54,8
0,125	Water	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,58
0,125	Water	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,01
0,125	Water	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,12
0,125	Tolueno	Monel	Malla	54,42
0,125	Tolueno	Monel	Mecha sinterizada	57,5
0,125	Tolueno	Monel	Mecha estriada	56,25
0,125	Tolueno	Monel	Anillo concéntrico	53,41
0,125	Tolueno	Titanio	Malla	54,42
0,125	Tolueno	Titanio	Mecha sinterizada	57,5
0,125	Tolueno	Titanio	Mecha estriada	56,25
0,125	Tolueno	Titanio	Anillo concéntrico	53,41
0,125	Tolueno	Cobre	Malla	54,86
0,125	Tolueno	Cobre	Mecha sinterizada	57,94
0,125	Tolueno	Cobre	Mecha estriada	56,69
0,125	Tolueno	Cobre	Anillo concéntrico	53,85
0,125	Tolueno	Fibra vidrio	Malla	53,58
0,125	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	51,36
0,125	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha estriada	53,79
0,125	Tolueno	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	53,9

0,125	Heptano	Monel	Malla	54,37
0,125	Heptano	Monel	Mecha sinterizada	57,45
0,125	Heptano	Monel	Mecha estriada	56,2
0,125	Heptano	Monel	Anillo concéntrico	53,36
0,125	Heptano	Titanio	Malla	54,37
0,125	Heptano	Titanio	Mecha sinterizada	57,45
0,125	Heptano	Titanio	Mecha estriada	56,2
0,125	Heptano	Titanio	Anillo concéntrico	53,36
0,125	Heptano	Cobre	Malla	54,81
0,125	Heptano	Cobre	Mecha sinterizada	57,89
0,125	Heptano	Cobre	Mecha estriada	56,64
0,125	Heptano	Cobre	Anillo concéntrico	53,8
0,125	Heptano	Fibra vidrio	Malla	53,53
0,125	Heptano	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	51,31
0,125	Heptano	Fibra vidrio	Mecha estriada	53,74
0,125	Heptano	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	53,85
0,135	Etanol	Monel	Malla	55,44
0,135	Etanol	Monel	Mecha sinterizada	58,52
0,135	Etanol	Monel	Mecha estriada	57,27
0,135	Etanol	Monel	Anillo concéntrico	54,43
0,135	Etanol	Titanio	Malla	55,44
0,135	Etanol	Titanio	Mecha sinterizada	58,52
0,135	Etanol	Titanio	Mecha estriada	57,27
0,135	Etanol	Titanio	Anillo concéntrico	54,43
0,135	Etanol	Cobre	Malla	55,88
0,135	Etanol	Cobre	Mecha sinterizada	58,96
0,135	Etanol	Cobre	Mecha estriada	57,71
0,135	Etanol	Cobre	Anillo concéntrico	54,87
0,135	Etanol	Fibra vidrio	Malla	54,6
0,135	Etanol	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,38
0,135	Etanol	Fibra vidrio	Mecha estriada	54,81
0,135	Etanol	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	54,92
0,135	Water	Monel	Malla	56,44
0,135	Water	Monel	Mecha sinterizada	59,52
0,135	Water	Monel	Mecha estriada	58,27
0,135	Water	Monel	Anillo concéntrico	55,43
0,135	Water	Titanio	Malla	56,44
0,135	Water	Titanio	Mecha sinterizada	59,52
0,135	Water	Titanio	Mecha estriada	58,27
0,135	Water	Titanio	Anillo concéntrico	55,43
0,135	Water	Cobre	Malla	56,88
0,135	Water	Cobre	Mecha sinterizada	59,96
0,135	Water	Cobre	Mecha estriada	58,71
0,135	Water	Cobre	Anillo concéntrico	55,87
0,135	Water	Fibra vidrio	Malla	55,6
0,135	Water	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	53,38
0,135	Water	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,81
0,135	Water	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,92
0,135	Tolueno	Monel	Malla	55,22
0,135	Tolueno	Monel	Mecha sinterizada	58,3
0,135	Tolueno	Monel	Mecha estriada	57,05
0,135	Tolueno	Monel	Anillo concéntrico	54,21

0,135	Tolueno	Titanio	Malla	55,22
0,135	Tolueno	Titanio	Mecha sinterizada	58,3
0,135	Tolueno	Titanio	Mecha estriada	57,05
0,135	Tolueno	Titanio	Anillo concéntrico	54,21
0,135	Tolueno	Cobre	Malla	55,66
0,135	Tolueno	Cobre	Mecha sinterizada	58,74
0,135	Tolueno	Cobre	Mecha estriada	57,49
0,135	Tolueno	Cobre	Anillo concéntrico	54,65
0,135	Tolueno	Fibra vidrio	Malla	54,38
0,135	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,16
0,135	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha estriada	54,59
0,135	Tolueno	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	54,7
0,135	Heptano	Monel	Malla	55,17
0,135	Heptano	Monel	Mecha sinterizada	58,25
0,135	Heptano	Monel	Mecha estriada	57
0,135	Heptano	Monel	Anillo concéntrico	54,16
0,135	Heptano	Titanio	Malla	55,17
0,135	Heptano	Titanio	Mecha sinterizada	58,25
0,135	Heptano	Titanio	Mecha estriada	57
0,135	Heptano	Titanio	Anillo concéntrico	54,16
0,135	Heptano	Cobre	Malla	55,61
0,135	Heptano	Cobre	Mecha sinterizada	58,69
0,135	Heptano	Cobre	Mecha estriada	57,44
0,135	Heptano	Cobre	Anillo concéntrico	54,6
0,135	Heptano	Fibra vidrio	Malla	54,33
0,135	Heptano	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,11
0,135	Heptano	Fibra vidrio	Mecha estriada	54,54
0,135	Heptano	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	54,65
0,145	Etanol	Monel	Malla	55,74
0,145	Etanol	Monel	Mecha sinterizada	58,82
0,145	Etanol	Monel	Mecha estriada	57,57
0,145	Etanol	Monel	Anillo concéntrico	54,73
0,145	Etanol	Titanio	Malla	55,74
0,145	Etanol	Titanio	Mecha sinterizada	58,82
0,145	Etanol	Titanio	Mecha estriada	57,57
0,145	Etanol	Titanio	Anillo concéntrico	54,73
0,145	Etanol	Cobre	Malla	56,18
0,145	Etanol	Cobre	Mecha sinterizada	59,26
0,145	Etanol	Cobre	Mecha estriada	58,01
0,145	Etanol	Cobre	Anillo concéntrico	55,17
0,145	Etanol	Fibra vidrio	Malla	54,9
0,145	Etanol	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,68
0,145	Etanol	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,11
0,145	Etanol	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,22
0,145	Water	Monel	Malla	56,74
0,145	Water	Monel	Mecha sinterizada	59,82
0,145	Water	Monel	Mecha estriada	58,57
0,145	Water	Monel	Anillo concéntrico	55,73
0,145	Water	Titanio	Malla	56,74
0,145	Water	Titanio	Mecha sinterizada	59,82
0,145	Water	Titanio	Mecha estriada	58,57
0,145	Water	Titanio	Anillo concéntrico	55,73

0,145	Water	Cobre	Malla	57,18
0,145	Water	Cobre	Mecha sinterizada	60,26
0,145	Water	Cobre	Mecha estriada	59,01
0,145	Water	Cobre	Anillo concéntrico	56,17
0,145	Water	Fibra vidrio	Malla	55,9
0,145	Water	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	53,68
0,145	Water	Fibra vidrio	Mecha estriada	56,11
0,145	Water	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	56,22
0,145	Tolueno	Monel	Malla	55,52
0,145	Tolueno	Monel	Mecha sinterizada	58,6
0,145	Tolueno	Monel	Mecha estriada	57,35
0,145	Tolueno	Monel	Anillo concéntrico	54,51
0,145	Tolueno	Titanio	Malla	55,52
0,145	Tolueno	Titanio	Mecha sinterizada	58,6
0,145	Tolueno	Titanio	Mecha estriada	57,35
0,145	Tolueno	Titanio	Anillo concéntrico	54,51
0,145	Tolueno	Cobre	Malla	55,96
0,145	Tolueno	Cobre	Mecha sinterizada	59,04
0,145	Tolueno	Cobre	Mecha estriada	57,79
0,145	Tolueno	Cobre	Anillo concéntrico	54,95
0,145	Tolueno	Fibra vidrio	Malla	54,68
0,145	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,46
0,145	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha estriada	54,89
0,145	Tolueno	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55
0,145	Heptano	Monel	Malla	55,47
0,145	Heptano	Monel	Mecha sinterizada	58,55
0,145	Heptano	Monel	Mecha estriada	57,3
0,145	Heptano	Monel	Anillo concéntrico	54,46
0,145	Heptano	Titanio	Malla	55,47
0,145	Heptano	Titanio	Mecha sinterizada	58,55
0,145	Heptano	Titanio	Mecha estriada	57,3
0,145	Heptano	Titanio	Anillo concéntrico	54,46
0,145	Heptano	Cobre	Malla	55,91
0,145	Heptano	Cobre	Mecha sinterizada	58,99
0,145	Heptano	Cobre	Mecha estriada	57,74
0,145	Heptano	Cobre	Anillo concéntrico	54,9
0,145	Heptano	Fibra vidrio	Malla	54,63
0,145	Heptano	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,41
0,145	Heptano	Fibra vidrio	Mecha estriada	54,84
0,145	Heptano	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	54,95
0,155	Etanol	Monel	Malla	55,96
0,155	Etanol	Monel	Mecha sinterizada	59,04
0,155	Etanol	Monel	Mecha estriada	57,79
0,155	Etanol	Monel	Anillo concéntrico	54,95
0,155	Etanol	Titanio	Malla	55,96
0,155	Etanol	Titanio	Mecha sinterizada	59,04
0,155	Etanol	Titanio	Mecha estriada	57,79
0,155	Etanol	Titanio	Anillo concéntrico	54,95

0,155	Etanol	Cobre	Malla	56,4
0,155	Etanol	Cobre	Mecha sinterizada	59,48
0,155	Etanol	Cobre	Mecha estriada	58,23
0,155	Etanol	Cobre	Anillo concéntrico	55,39
0,155	Etanol	Fibra vidrio	Malla	55,12
0,155	Etanol	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,9
0,155	Etanol	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,33
0,155	Etanol	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,44
0,155	Water	Monel	Malla	56,96
0,155	Water	Monel	Mecha sinterizada	60,04
0,155	Water	Monel	Mecha estriada	58,79
0,155	Water	Monel	Anillo concéntrico	55,95
0,155	Water	Titanio	Malla	56,96
0,155	Water	Titanio	Mecha sinterizada	60,04
0,155	Water	Titanio	Mecha estriada	58,79
0,155	Water	Titanio	Anillo concéntrico	55,95
0,155	Water	Cobre	Malla	57,4
0,155	Water	Cobre	Mecha sinterizada	60,48
0,155	Water	Cobre	Mecha estriada	59,23
0,155	Water	Cobre	Anillo concéntrico	56,39
0,155	Water	Fibra vidrio	Malla	56,12
0,155	Water	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	53,9
0,155	Water	Fibra vidrio	Mecha estriada	56,33
0,155	Water	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	56,44
0,155	Tolueno	Monel	Malla	55,74
0,155	Tolueno	Monel	Mecha sinterizada	58,82
0,155	Tolueno	Monel	Mecha estriada	57,57
0,155	Tolueno	Monel	Anillo concéntrico	54,73
0,155	Tolueno	Titanio	Malla	55,74
0,155	Tolueno	Titanio	Mecha sinterizada	58,82
0,155	Tolueno	Titanio	Mecha estriada	57,57
0,155	Tolueno	Titanio	Anillo concéntrico	54,73
0,155	Tolueno	Cobre	Malla	56,18
0,155	Tolueno	Cobre	Mecha sinterizada	59,26
0,155	Tolueno	Cobre	Mecha estriada	58,01
0,155	Tolueno	Cobre	Anillo concéntrico	55,17
0,155	Tolueno	Fibra vidrio	Malla	54,9
0,155	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,68
0,155	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,11
0,155	Tolueno	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,22
0,155	Heptano	Monel	Malla	55,69
0,155	Heptano	Monel	Mecha sinterizada	58,77
0,155	Heptano	Monel	Mecha estriada	57,52
0,155	Heptano	Monel	Anillo concéntrico	54,68
0,155	Heptano	Titanio	Malla	55,69
0,155	Heptano	Titanio	Mecha sinterizada	58,77
0,155	Heptano	Titanio	Mecha estriada	57,52
0,155	Heptano	Titanio	Anillo concéntrico	54,68
0,155	Heptano	Cobre	Malla	56,13
0,155	Heptano	Cobre	Mecha sinterizada	59,21
0,155	Heptano	Cobre	Mecha estriada	57,96
0,155	Heptano	Cobre	Anillo concéntrico	55,12
0,155	Heptano	Fibra vidrio	Malla	54,85
0,155	Heptano	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,63
0,155	Heptano	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,06
0,155	Heptano	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,17

0,165	Etanol	Monel	Malla	56,14
0,165	Etanol	Monel	Mecha sinterizada	59,22
0,165	Etanol	Monel	Mecha estriada	57,97
0,165	Etanol	Monel	Anillo concéntrico	55,13
0,165	Etanol	Titanio	Malla	56,14
0,165	Etanol	Titanio	Mecha sinterizada	59,22
0,165	Etanol	Titanio	Mecha estriada	57,97
0,165	Etanol	Titanio	Anillo concéntrico	55,13
0,165	Etanol	Cobre	Malla	56,58
0,165	Etanol	Cobre	Mecha sinterizada	59,66
0,165	Etanol	Cobre	Mecha estriada	58,41
0,165	Etanol	Cobre	Anillo concéntrico	55,57
0,165	Etanol	Fibra vidrio	Malla	55,3
0,165	Etanol	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	53,08
0,165	Etanol	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,51
0,165	Etanol	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,62
0,165	Water	Monel	Malla	57,14
0,165	Water	Monel	Mecha sinterizada	60,22
0,165	Water	Monel	Mecha estriada	58,97
0,165	Water	Monel	Anillo concéntrico	56,13
0,165	Water	Titanio	Malla	57,14
0,165	Water	Titanio	Mecha sinterizada	60,22
0,165	Water	Titanio	Mecha estriada	58,97
0,165	Water	Titanio	Anillo concéntrico	56,13
0,165	Water	Cobre	Malla	57,58
0,165	Water	Cobre	Mecha sinterizada	60,66
0,165	Water	Cobre	Mecha estriada	59,41
0,165	Water	Cobre	Anillo concéntrico	56,57
0,165	Water	Fibra vidrio	Malla	56,3
0,165	Water	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	54,08
0,165	Water	Fibra vidrio	Mecha estriada	56,51
0,165	Water	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	56,62
0,165	Tolueno	Monel	Malla	55,92
0,165	Tolueno	Monel	Mecha sinterizada	59
0,165	Tolueno	Monel	Mecha estriada	57,75
0,165	Tolueno	Monel	Anillo concéntrico	54,91
0,165	Tolueno	Titanio	Malla	55,92
0,165	Tolueno	Titanio	Mecha sinterizada	59
0,165	Tolueno	Titanio	Mecha estriada	57,75
0,165	Tolueno	Titanio	Anillo concéntrico	54,91
0,165	Tolueno	Cobre	Malla	56,36
0,165	Tolueno	Cobre	Mecha sinterizada	59,44
0,165	Tolueno	Cobre	Mecha estriada	58,19
0,165	Tolueno	Cobre	Anillo concéntrico	55,35
0,165	Tolueno	Fibra vidrio	Malla	55,08
0,165	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,86
0,165	Tolueno	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,29
0,165	Tolueno	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,4

0,165	Heptano	Monel	Malla	55,87
0,165	Heptano	Monel	Mecha sinterizada	58,95
0,165	Heptano	Monel	Mecha estriada	57,7
0,165	Heptano	Monel	Anillo concéntrico	54,86
0,165	Heptano	Titanio	Malla	55,87
0,165	Heptano	Titanio	Mecha sinterizada	58,95
0,165	Heptano	Titanio	Mecha estriada	57,7
0,165	Heptano	Titanio	Anillo concéntrico	54,86
0,165	Heptano	Cobre	Malla	56,31
0,165	Heptano	Cobre	Mecha sinterizada	59,39
0,165	Heptano	Cobre	Mecha estriada	58,14
0,165	Heptano	Cobre	Anillo concéntrico	55,3
0,165	Heptano	Fibra vidrio	Malla	55,03
0,165	Heptano	Fibra vidrio	Mecha sinterizada	52,81
0,165	Heptano	Fibra vidrio	Mecha estriada	55,24
0,165	Heptano	Fibra vidrio	Anillo concéntrico	55,35