



CENTRO DE INGENIERÍA Y DESARROLLO INDUSTRIAL

ESPECIALIDAD DE TECNÓLOGO EN MECATRÓNICA

“EVALUACIÓN DE UN COLECTOR TERMOSOLAR”

**Informe de la Práctica de Entrenamiento
Industrial**

Nombre de la Empresa o Institución:

**CENTRO DE INGENIERIA Y DESARROLLO
INDUSTRIAL**

Presenta:

Estudiante: Luis Ángel Domínguez Castillo

Tutor Académico: Guillermo Ronquillo Lomelí

Tutor de Planta: Guillermo Ronquillo Lomelí



Querétaro, Qro. 21 de agosto del 2018

Índice

1. Introducción	2
2. Planteamiento del problema	6
3. Justificación	7
4. Objetivos	8
4.1. Objetivo general	8
4.2. Objetivos específicos	8
5. Marco Teórico	9
5.1. Energía solar	9
5.2. Posición solar	10
5.3. Colector solar	12
5.4. Eficiencia del colector	13
5.5. Preacondicionamiento del colector	13
5.6. Pruebas en estado estacionario	14
5.7. Cálculo de los parámetros del colector	14
5.8. Capacidad térmica efectiva del colector	16
5.9. Constante de tiempo del colector	16
5.10. Modificador del ángulo de incidencia	18
6. Metodología	20
6.1. Banco de pruebas	20
6.2. Pruebas	27
6.3. Cálculo de parámetros	30
7. Resultados	31
7.1. Prueba de eficiencia a 0° de incidencia en el colector	31
7.2. Prueba de eficiencia a 50° de incidencia en el colector	33
7.3. Capacidad térmica efectiva	36
7.4. Constante de tiempo del colector	37
8. Conclusiones	40

Resumen

El presente trabajo se centra en el análisis de un colector termo solar usando la norma ISO 9806-2013 para caracterizar su eficiencia térmica, su capacidad térmica efectiva y su constante de tiempo haciendo las pruebas en el Centro de Ingeniería y Desarrollo industrial (CIDESI). Para conocer la caracterización del colector se hicieron doce pruebas a lo largo de dos meses. Las primeras ocho se utilizaron para conocer el desempeño térmico del colector, cuatro pruebas con ángulo de incidencia cero y cuatro con ángulo cincuenta en el plano del colector. Se hicieron cuatro pruebas más para conocer su capacidad térmica efectiva y una de estas se utilizó para conocer su constante de tiempo. Estas pruebas fueron hechas en una plataforma con componentes para medir las variables necesarias para el computo de estos valores. La plataforma se ajustó para obtener un ángulo de incidencia cero y cincuenta con respecto al plano del colector. Las mediciones mostraron resultados esperados, ya que al hacer las pruebas con el fluido fluyendo a una temperatura más alta que la ambiente, donde las pérdidas de calor son superiores entonces la eficiencia de este era menor y al hacer las pruebas a un ángulo de incidencia de cincuenta grados la eficiencia obtenida fue menor, algo esperado al tener menor radiación solar durante esas horas del día.

Índice de figuras

1.	Consumo de energía mundial desde 1990 y la proyección de consumo en Toneladas Equivalentes de petróleo. (Jradi y Riffat, 2012)	3
2.	(a) Angulo Zenital, pendiente, ángulo azimutal en la superficie, angulo azimutal solar para una superficie inclinada. (b) Vista plana mostrando angulo azimutal solar (Duffie y Beckman, 2013).	10
3.	Constante de tiempo del colector (ISO, 2014)	17
4.	Diagrama de tuberías e instrumentación de la plataforma	20
5.	Imagen del piranómetro CMP6.	22
6.	Sensores RTD modelo PT100.	23
7.	Sensores RTD modelo PT100 para medición de temperatura ambiente.	24
8.	Anemómetro marca WindSonic.	25
9.	Flujómetro Promag H500.	26
10.	Bomba de recirculación marca Goulds.	27
11.	Eficiencia con ángulo de incidencia 0°.	32
12.	Gráfica de potencia entregada a 0°.	33
13.	Eficiencia con ángulo de incidencia 50°.	34
14.	Gráfica de potencia y ajuste mínimo cuadrático	36
15.	Prueba para encontrar la constante de tiempo del colector.	38
16.	Determinación de la constante de tiempo del colector.	39

Índice de tablas

1.	Desviaciones permitidas para colectores con cubierta de vidrio.	14
----	---	----

2.	Especificaciones del Piranómetro CMP6.	21
3.	Pruebas hechas a 0 grados.	28
4.	Pruebas hechas a 50 grados de ángulo de incidencia.	28
5.	Pruebas hechas para calcular capacidad térmica efectiva.	29
6.	Datos colectados a 0° de incidencia.	31
7.	Resultados con ángulo de incidencia igual a 0 grados.	31
8.	Pruebas para cálculo de eficiencia con ángulo de incidencia igual a 50 grados.	34
9.	Resultados de eficiencia con ángulo de incidencia igual a 50 grados. . .	35
10.	Pruebas hechas para calcular la capacidad térmica efectiva del colector .	37

Glosario.

A_G	Grueso del área del colector	m^2
a_1	Coeficiente de pérdida de calor	$W/(m^2 * K)$
a_2	Dependencia de temperatura del coeficiente de pérdida de calor	$W/(m^2 * K^2)$
C	Capacidad térmica efectiva del colector	J/K
c_f	Capacidad de calor específico del fluido de transferencia de calor	$J/(kg * K)$
E_{solar}	Irradiancia solar en el piranómetro	W/m^2
G	Irradiancia solar hemisférica	W/m^2
K_{hem}	Modificador del ángulo de incidencia	-
K_b	Modificador del ángulo de incidencia para radiación directa	-
\dot{m}	Caudal másico del fluido de transferencia de calor	Kg/s
\dot{Q}	Potencia útil extraída de colector	W
\dot{Q}_{peak}	Potencia de salida del módulo del colector solar para incidencia normal, $G = 1000W/m^2$ y K	W
T	Temperatura absoluta	K
T^*m	Diferencia de temperatura reducida	m^2K/W
U	Coeficiente de transferencia de calor	$W/(m^2 * K^2)$
ΔT	Diferencia de temperatura entre el fluido a la salida y la entrada	K
η_{hem}	Eficiencia del colector, con referencia a T^*m , basado en irradiancia hemisférica G	-
$\eta_{o,b}$	Eficiencia pico del colector (a $T^*m=0$), referencia a T^*m , basado en irradiancia de haz G_b	-
$\eta_{0,hem}$	Eficiencia pico del colector (a $T^*m=0$), referencia a T^*m , basado en irradiancia hemisférica G	-
$\theta_{T,def}$	Ángulo de referencia en la dirección T para determinación del IAM. Normalmente igual a cero	<i>Grados</i>
$\theta_{L,def}$	Ángulo de referencia en la dirección L para determinación del IAM. Normalmente igual a cero.	<i>Grados</i>
θ_L	Angulo de incidencia longitudinal	<i>Grados</i>
θ_T	Angulo de incidencia transversal	<i>Grados</i>
ϑ_a	Temperatura del aire ambiente o en los alrededores	$^{\circ}C$
ϑ_e	Temperatura a la salida del colector	$^{\circ}C$
ϑ_{in}	Temperatura a la entrada en el colector	$^{\circ}C$
ϑ_m	Temperatura media del fluido de transferencia de calor	$^{\circ}C$
τ_c	Constante de tiempo del colector	s

1. Introducción

Se están haciendo progresos para obtener energía de fuentes renovables, como la energía solar. La energía solar puede recolectarse en forma de radiación y luego transformarse en un tipo diferente de energía que podría ser electricidad o energía térmica. La energía solar térmica recolectada se puede utilizar en forma pasiva o activa. La energía pasiva se puede utilizar, por ejemplo, en un acondicionamiento pasivo de edificios. La explotación activa, por otro lado, requiere dispositivos tecnológicos que permitan aprovechar la energía del sol.

Los colectores solares son un tipo especial de intercambiadores de calor que transforman la energía de radiación del sol en energía térmica. Esta energía que se transporta a través de un fluido de transferencia de calor. En los colectores solares, la energía que proviene del sol llega a un dispositivo que recibe la energía y la absorbe en la superficie y luego se transforma en calor por conducción; este calor es luego eliminado por el fluido (generalmente aceite o agua) que fluye a través del colector. Por lo tanto, los colectores solares son capaces de transformar la energía solar en calor.

Además de las diversas ventajas proporcionados por la energía solar como energía alternativa, la concurrencia entre la necesidad de enfriamiento y refrigeración y días soleados con las más altas intensidades de radiación alienta a aprovechar esta energía para aplicaciones de refrigeración. Las aplicaciones de refrigeración solar pueden dividirse en dos categorías principales: refrigeración de espacios y refrigeración de alimentos y medicamentos. Se han desarrollado diferentes tecnologías en este campo, que incluyen ciclos de enfriamiento por absorción, ciclos de adsorción y ciclos integrales de compresión mecánica solar y convencional. Los hoteles y restaurantes a menudo exhiben una gran necesidad de refrigeración, así como hospitales y edificios públicos, especialmente en días soleados de verano, para que los sistemas solares se puedan integrar con los sistemas de aire acondicionado térmicos existentes o emplearse para alimentar una bomba de calor de absorción o adsorción independiente (Jradi y Riffat, 2012).

Una de las aplicaciones más importantes es la producción de calor para procesos industriales, procesos que necesitan una cantidad significativa de calor. La demanda de calor industrial representa al menos un cuarto de la demanda mundial de energía en los países del sur de Europa y otros países industrializados. Algunos sectores industriales con condiciones favorables donde se puede aplicar la energía solar como fuente primaria de energía son: esterilización, pasteurización, hidrólisis, destilación y evaporación, lavado y limpieza y polimerización.

El desarrollo económico está asociado a aumentos en las demandas de energía. Por lo tanto, una de las preocupaciones más importantes para los gobiernos el mundo es la necesidad de una seguridad energética. Esto supone disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero como el dióxido de carbono (CO_2) emitido a la atmósfera causando el efecto invernadero y evitar que contribuyan al cambio climático.

Para enfrentar este problema, muchos de los países industrializados invierten en energías renovables, ya que son los principales usuarios de energía a nivel mundial, sin embargo, la creciente demanda de energía también ocurrirá en los países en desarrollo como en el caso de México, donde la población, las actividades económicas y la mejora de la vida están creciendo rápidamente.

En la figura 1 se observa el consumo de energía mundial en millones de toneladas de petróleo equivalente (Mtep) y la proyección hacia el futuro.

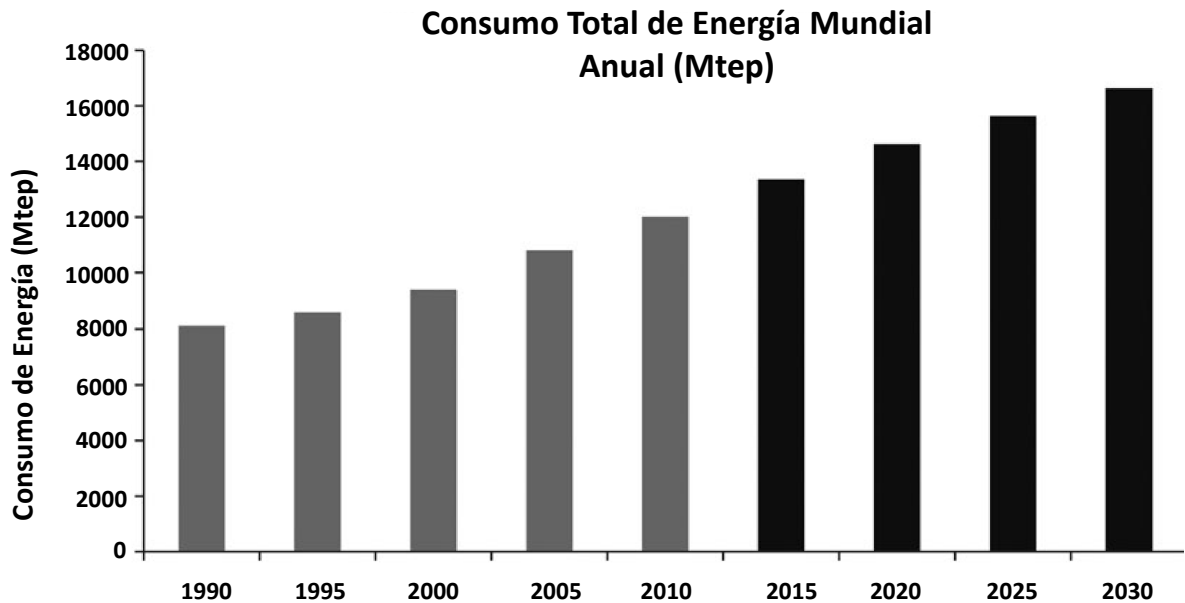


Figura 1: Consumo de energía mundial desde 1990 y la proyección de consumo en Toneladas Equivalentes de petróleo. (Jradi y Riffat, 2012)

El consumo mundial de energía incrementó 1.0% en 2015, al cerrar con 9,383.60 Millones de toneladas equivalentes de petróleo (Mtep), debido principalmente al incremento en el consumo de petrolíferos (2.2%) y electricidad (1.6%); mientras que las energías renovables presentaron incrementos en geotermia (9.7%) y en el agregado de energía solar y la eólica (6.6%). (Energía, 2017)

Hay algunos desafíos importantes en México para resolver en el sector de la energía, de 2000 a 2011, el consumo de energía del país creció a un promedio anual de 2.08%, tasa más alta que la presentada por el Producto Interno Bruto (PIB), cuyo crecimiento anual fue de 1.82%. Por otro lado, la producción de energía primaria disminuyó a una tasa anual de 0.3%. Si estas tendencias continúan, tanto en el consumo como en la producción de energía, para el 2020, México se convertiría en un país estructuralmente

deficiente en energía (Energía, 2012).

En el transcurso de 2016, el consumo de energía en México superó 18.5 % a la producción de energía primaria. Este comportamiento se ve reflejado por el doble efecto del aumento de 7.2 % del consumo y la caída de 6.6 % de la producción respecto al año anterior (Energía, 2012).

Esto quiere decir que al cierre del 2016 en México se produjo un 15.6% menos de energía de la que se puso a disposición para las diversas actividades de consumo dentro del territorio nacional. El año 2016 fue el segundo año en que México dependió de la importaciones de energía para satisfacer la demanda (Energía, 2017).

El gran desarrollo económico y el obligatorio consumo de energías nos hacen pensar entonces en el uso de energías alternativas para poder solventar el problema de la dependencia energética en el país.

Se deben buscar entonces fuentes de energía alternativas para el desarrollo nacional. México tiene gran potencial para el uso de energía solar ya que México se encuentra entre 15° y 35° de latitud, región considerada bastante favorecida en recursos solares, donde se recibe en promedio $5.5 \text{ KWh}/\text{m}^2$ (kilowatt hora por metro cuadrado) (Energía, 2017). La zona noroeste del país es la zona con mayor potencial, donde la radiación excede los $8 \text{ KWh}/\text{m}^2$ en primavera y verano. Sin embargo los puntos más altos son el centro del país, lo que implica una oportunidad para instalar infraestructura para llevar esa energía de una parte del país a otra.

Una de las formas de aprovechamiento de la energía solar es a través de colectores solares. Los colectores solares transforman la energía proveniente de la radiación solar en energía térmica la cual es transportada por un fluido para su posterior aplicación.

Hoy en día la demanda de bancos de pruebas para la certificación y el desarrollo de colectores solares aumenta. Los institutos y fabricantes analizan más factores de influencia en los colectores y también los sistemas de colectores, más allá del estándar. Debido al crecimiento del mercado, la demanda de la capacidad para prueba está aumentando. Esto causa una gran presión de tiempo para los institutos encargados de hacer estas pruebas (Steinmetz, 2009). Actualmente se trabaja en mejoras y desarrollos en la tecnología solar que ayuden a reducir las pérdidas térmicas en los colectores solares para que se puedan utilizar como una opción en la producción de calor para procesos industriales. En Alemania existe la compañía PSE AG la cual es una empresa especializada en métodos de prueba solares y conocimiento de manejo solar, en esta empresa se desarrolló un estante de prueba que funciona como simulador solar para interiores (Lunginslad, 2009b) de una manera innovadora que provee los medios para probar y desarrollar colectores termo solares de manera independiente de las condiciones climatológicas y estacionales de una manera más rápida y eficiente e intuitiva que con otros.

En la compañía PSE AG se producen estantes de prueba de gran precisión para colectores solares para uso industrial e investigación, se enfocan en el desempeño y la confiabilidad como factores importantes para el éxito de los colectores solares y los paneles fotovoltaicos, donde para su manufactura se utiliza el estándar termo solar ISO 9806 (Lunginslad, 2009a). Empresas como esta son punta de lanza en el campo de la energía solar haciendo mejoras en el desarrollo de los colectores y los estantes de prueba para estos.

Por todo lo anterior es necesario hacer pruebas con equipos como el que se tiene en CIDESI para poder obtener datos reales y poder evaluar el desempeño térmico del colector. Es por esto que se hicieron 12 pruebas en un lapso de 2 meses para conocer el desempeño térmico del colector, el modificador del ángulo de incidencia de este, su capacidad térmica efectiva y su constante de tiempo. Estas pruebas fueron hechas en una plataforma con los componentes para medir las variables necesarias para computar los parámetros del colector. Se logró obtener los resultados esperados al finalizar las pruebas.

2. Planteamiento del problema

En recientes años el uso de energía solar se ha hecho mas común en el mundo así también en México y en diferentes centros de investigación así como algunos sectores industriales donde es necesario el calor para procesos utilizado en la industria textil, alimenticia o energética y es necesario el uso de energía en forma de calor para estos procesos. Una forma de hacer esto podría ser usando un colector solar para transformar la energía proveniente del sol.

Si se quiere comprar un colector se tiene que conocer el funcionamiento, la eficiencia y los parámetros estos colectores. Para conocer estos valores se tienen que caracterizar de alguna manera los colectores solares para que el consumidor pueda comparar eficiencias y posibilidades entre diferentes fabricantes, todos ellos usando una forma replicable para otros de conocer los parámetros de los colectores. El uso de una norma internacional como la norma ISO 9806 es algo obligatorio ya que esta es aceptada por muchos países, y varios tienen sus propias versiones de esta.

Para hacer las pruebas en los colectores se encaran varios problemas para cumplir ciertas condiciones climáticas como tener suficiente sol durante un tiempo determinado y un ángulo específico a cierta hora del día. La norma ISO 9806 proporciona lineamientos para poder encontrar eficiencia y comportamiento del colector.

3. Justificación

El presente trabajo se enfoca en hacer una correcta caracterización de un colector termo solar utilizando la norma ISO 9806-2013 ya que esto es necesario para tener una medición correcta de su rendimiento; también es necesario encontrar puntos donde podría mejorar su capacidad de transferir energía al fluido de transferencia de calor. Esta caracterización es importante en México ya que se pueden aprovechar los recursos naturales aun sin utilizar. Este trabajo proporciona una recopilación del uso de la norma ISO 9806 en CIDESI Querétaro, el cual se puede utilizar para futuros trabajos sobre la misma plataforma utilizada.

4. Objetivos

4.1. Objetivo general

Evaluar la eficiencia térmica de un colector solar de placa plana según ISO 9806 en un banco de pruebas para temperaturas bajas y medias.

4.2. Objetivos específicos

- Poner en operación el banco de pruebas.
- Diseñar pruebas experimentales para colector solar.
- Ejecutar pruebas experimentales.
- Analizar los resultados de las pruebas experimentales.
- Calcular la eficiencia térmica del colector solar.
- Calcular el factor modificador del ángulo de incidencia en el colector solar.
- Determinar el tiempo de respuesta del colector solar.
- Reportar resultados de acuerdo a la norma ISO 9806.
- Redactar reporte final de la especialidad.

5. Marco Teórico

5.1. Energía solar

La energía solar es la que llega a la tierra en forma de radiación electromagnética procedente del sol. El aprovechamiento de la energía solar puede ser realizado de dos formas: por conversión térmica o por conversión fotovoltaica. El elemento encargado de captar la radiación solar y transformarla en energía útil es el captador solar, pudiendo ser de dos clases: Captadores solares térmicos y módulos fotovoltaicos.(Solar, 2006).

La conversión fotovoltaica consiste en la transformación directa de la energía luminosa en energía eléctrica. Se utilizan para ello unas placas solares formadas por células fotovoltaicas.

La conversión térmica de alta temperatura consiste en transformar la energía solar en energía térmica almacenada en un fluido. Para calentar el líquido se emplean unos dispositivos llamados colectores solares.

Entre los colectores solares se encuentra el colector solar de placa plana que es el más utilizado en la actualidad para calentamiento de fluido y el calentamiento de agua es una de las aplicaciones más importantes de la energía solar.

Algunos conceptos importantes alrededor de la energía solar son:

Radiación de haz.- La radiación solar recibida del sol sin haber sido dispersada por la atmósfera. (La radiación de haz a menudo se conoce como radiación solar directa; para evitar la confusión entre subíndices para directo y difuso, usamos el término radiación de haz).

Radiación Difusa.- La radiación solar recibida del sol después de su dirección ha sido cambiada por la dispersión de la atmósfera. (En algunas publicaciones meteorológicas se hace referencia a la radiación difusa como radiación del cielo o radiación del cielo solar; la definición utilizada aquí distinguirá la radiación solar difusa de la radiación infrarroja emitida por la atmósfera.)

Radiación solar total.- La suma del haz y la radiación solar difusa en una superficie. (Las mediciones más comunes de la radiación solar son la radiación total en una superficie horizontal, a menudo denominada radiación global en la superficie).

Irradiancia.-Medida en W/m^2 . La velocidad a la cual la energía radiante incide sobre una superficie por unidad de área de superficie. El símbolo G se usa para irradiancia solar, con subíndices apropiados para radiación de haz, difusa o espectral.

5.2. Posición solar

Para definir la posición solar necesitamos conocer los ángulos del sol con respecto del plano donde el colector se encuentre posicionado, de esta manera calcular parámetros como el ángulo de declinación, la hora a la que el sol incide a un específico ángulo en el colector solar etc. En la figura 2 se pueden ver los ángulos que definen la posición de un colector solar.

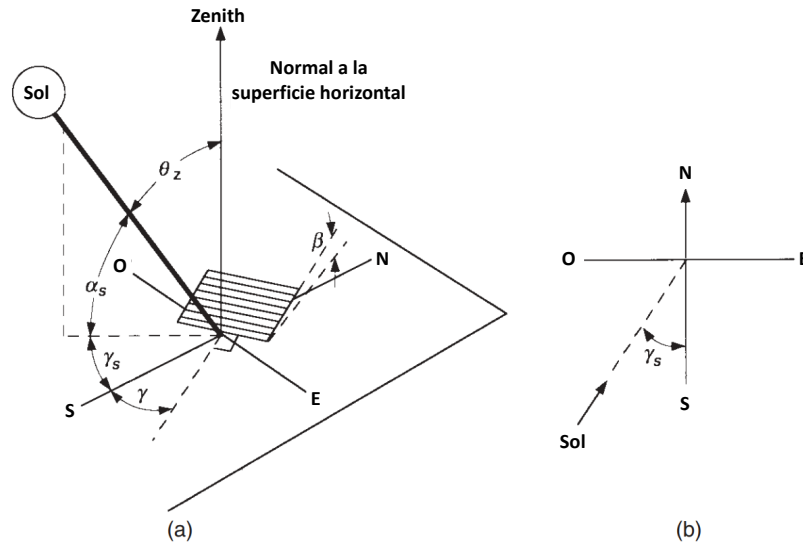


Figura 2: (a) Angulo Zenital, pendiente, ángulo azimutal en la superficie, ángulo azimutal solar para una superficie inclinada. (b) Vista plana mostrando ángulo azimutal solar (Duffie y Beckman, 2013).

Los parámetros definidos en la figura 2 se describen a continuación:

ϕ Latitud Posición angular norte o sur del ecuador $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$.

δ Declinación, Posición angular del sol a mediodía solar, con respecto al plano del ecuador, norte positivo $-23.5^\circ \leq \delta \leq 23.5^\circ$.

β Pendiente, el ángulo entre el plano de la superficie en cuestión y el horizontal; $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$. ($\beta > 90^\circ$ significa que la superficie tiene un componente orientado hacia abajo.).

γ .- Ángulo azimutal de superficie, la desviación de la proyección en un plano horizontal de la normal a la superficie desde el meridiano local, con cero hacia el sur, este negativo y oeste positivo; $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$.

ω .- Ángulo horario, el desplazamiento angular del sol al este o al oeste del meridiano local debido a la rotación de la Tierra sobre su eje a 15° por hora; mañana negativo,

tarde positivo.

θ Ángulo de incidencia, el ángulo entre la radiación del haz en una superficie y la normal a esa superficie.

θ_z Ángulo cenital, el ángulo entre la vertical y la línea al sol, es decir, el ángulo de incidencia de la radiación del haz en una superficie horizontal.

α_s Ángulo de altitud solar, el ángulo entre la horizontal y la línea al sol, es decir, el complemento del ángulo cenital.

γ_s Ángulo azimutal solar, el desplazamiento angular desde el sur de la proyección de la radiación del haz en el plano horizontal, que se muestra en la Figura 2. Desplazamientos al este del sur son negativos y al oeste del sur son positivos.

La diferencia en minutos entre la hora solar y la hora estándar se calcula con la ecuación 1.

$$Solartime - standardtime = 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (1)$$

El parámetro E se calcula con la ecuación 2.

$$E = 229.2(0.000075 + 0.001868 * \cos(B) - 0.032077 * \sin(B) - 0.014615 * \cos(2B) - 0.04089 * \sin(2B)) \quad (2)$$

El cálculo del ángulo de declinación se calcula con la ecuación 3:

$$\delta = \left(\frac{180}{\pi}\right) (0.006918 - 0.399912 * \cos(B) + 0.070257 * \sin(B) - 0.006758 * \cos(2B) + 0.000907 * \sin(2B) - 0.002697 * \cos(3B) + 0.00148 * \sin(3B)) \quad (3)$$

El cálculo de la constante B se hace a través de la ecuación 4:

$$B = (n - 1) \left(\frac{360}{365}\right) \quad (4)$$

donde n es el número del día del año. (de 0 a 365).

El cálculo del ángulo de incidencia en el plano del colector se calcula con la ecuación 5

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(\delta) * \sin(\phi) * \cos(\beta) - \sin(\delta) * \cos(\phi) * \sin(\beta) * \cos(\gamma) + \\ & \cos(\delta) * \cos(\phi) * \cos(\beta) * \cos(\omega) + \\ & \cos(\delta) \sin(\phi) * \sin(\beta) * \cos(\gamma) * \cos(\omega) \\ & + \cos(\delta) * \sin(\beta) * \sin(\gamma) * \sin(\omega) \end{aligned} \quad (5)$$

5.3. Colector solar

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía radiante solar en calor. Un colector solar difiere en varios aspectos del intercambiador de calor convencional. Estos últimos generalmente logran un intercambio de fluido a fluido con altas tasas de transferencia de calor y con la radiación como un factor sin importancia. En el colector solar, la transferencia de energía es de una fuente distante de energía radiante a un fluido. El flujo de radiación incidente es, como máximo, de aproximadamente 1100 W/m^2 (sin concentración óptica), y es variable. El rango de longitud de onda es de 0.3 a $3 \mu\text{m}$, que es considerablemente más corto que el de la radiación emitida desde la mayoría de las superficies que absorben energía. Por lo tanto, el análisis de los colectores solares presenta problemas únicos de flujos de energía bajos y variables y la importancia relativamente grande de la radiación (Duffie y Beckman, 2013).

Los colectores de placa plana se pueden diseñar para aplicaciones que requieren suministro de energía a temperaturas moderadas, hasta quizás 100°C por encima de la temperatura ambiente. Usan radiación solar tanto de haz como difusa, no requieren seguimiento del sol y requieren poco mantenimiento. Son mecánicamente más simples que los colectores de concentración. Las principales aplicaciones de estas unidades son el calentamiento solar de agua, la calefacción de edificios, el aire acondicionado y el calor de procesos industriales. Los edificios con calefacción pasiva se pueden ver como casos especiales de colectores de placa plana con la habitación o pared de almacenamiento como el absorbedor. (Duffie y Beckman, 2013).

Los principales tipos de colectores planos utilizados son según (Huidobro, 2008):

- Colectores planos con cubierta de vidrio: Son los más comunes en el uso de sistemas de calentamiento de agua.
- Colectores planos sin cubierta de vidrio: Consisten en colectores planos sin la cubierta de vidrio. Son utilizados para aplicaciones donde la temperatura demandada no sea muy alta (unos 30°C). Uno de sus usos típicos corresponde al

calentamiento de piscinas.

- Colector de tubos al vacío: Consiste en filas paralelas de tubos de vidrio. A cada tubo se le elimina el aire en su interior para evitar pérdidas de calor por convección. El absorbedor y los tubos de conducción de fluido van por el interior de los tubos de vidrio. En general son mucho más caros que los colectores planos y pueden alcanzar temperaturas muy grandes (entre 77 y 177 °C).
- Colectores con unidad de almacenamiento integral: Son aquellos que combinan el estanque de almacenamiento con el absorbedor en una sola unidad. La ventaja de estos sistemas de calentamiento es que no requieren otros componentes.
- Colectores de calentamiento de aire: Son aquellos en que se utiliza aire como medio de transferencia de calor en vez de líquido. Pueden ser utilizados para calentamiento de espacios cerrados.

5.4. Eficiencia del colector

Para el cálculo de la eficiencia instantánea del colector se utiliza el grueso del área del colector, la temperatura media del fluido y la radiación hemisférica.

$$\eta_{hem} = \frac{\dot{Q}}{A_G * G} \quad (6)$$

donde:

η_{hem} es la eficiencia instantánea.

A_G es el grueso del área del colector.

G es la radiación total.

Para obtener la eficiencia pico del colector el colector debe ser probado a la temperatura especificada por el fabricante y una temperatura de entrada al colector debe ser escogida de tal manera que la temperatura de entrada este $\pm 3K$ de la temperatura ambiente para así determinar de manera correcta η_0 .

5.5. Preacondicionamiento del colector

El colector debe ser inspeccionado visualmente y cualquier daño debe ser escrito. El área de cobertura del colector debe ser limpiada. Si se forma humedad en los componentes del colector entonces el fluido de transferencia de calor deberá hacerse circular a aproximadamente 80°C por el tiempo necesario para secar el aislamiento y el recinto del colector.

5.6. Pruebas en estado estacionario

Se considera que un colector ha estado operando en estado estacionario durante un tiempo de medicion dado si ninguno de sus parámetros se desvia de su valor medio durante el tiempo medido por mas de los limites dados en la tabla 1.

Como primera parte se verifican condiciones previas a las pruebas en estado estacionario para coelctores con cubierta de vidrio, estas condiciones se detallan en la tabla 1.

Tabla 1: Desviaciones permitidas para colectores con cubierta de vidrio.

Parámetro	Desviación permitida del valor promedio
Irradiancia solar (Global)	$\pm 50 W/m^2$
Temperatura de ambiental	$\pm 1.5 K$
Velocidad flujo másico	$\pm 1 \%$
Temperatura entrada colector	$\pm 0.1 K$
Temperatura salida colector	$\pm 0.5 K$

El ángulo de incidencia de la radiación solar directa en el plano del colector solar debe estar en el rango en que el modificador de ángulo incidente para el colector varia por no más de 2% de su valor a incidencia normal. Para un colector de placa plana de vidrio, estas condiciones serán satisfactorias si el ángulo de incidencia de radiación solar directa en el plano del colector es menor de 20°.

Durante la prueba la radiación solar hemisférica en el plano del colector debe ser mayor que $700 W/m^2$. Los colectores no deberán ser probados a niveles de radiación difusa mayores de 30%.

El flujo del fluido debe ser ajustado a $0.02 kg/s$ por metro cuadrado del grueso del área del colector.

Se deben tomar puntos para al menos cuatro temperaturas a la entrada del colector espaciados uniformemente sobre el rango de temperatura del colector.

Al menos cuatro datos independientes deben ser obtenidos para cada temperatura de entrada de fluido, para dar un total de 16 datos. Si las condiciones de prueba lo permiten, un número igual de datos deben ser tomados antes y después de mediodía solar para cada temperatura de entrada del fluido.

5.7. Cálculo de los parámetros del colector

La potencia útil real extraída \dot{Q} es calculada (Çengel, 2004):

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_f * \Delta T \quad (7)$$

donde:

\dot{m} es el flujo másico en la tubería del colector.

c_f Calor específico del agua a la temperatura del fluido de transferencia de calor.

ΔT Diferencia de temperaturas entre temperatura de entrada y salida del fluido de transferencia en el colector.

La potencia útil real extraída \dot{Q} puede ser también escrita como en la ecuación 8.

$$\dot{Q} = A_G * G * \eta_{hem} \quad (8)$$

donde:

η_{hem} es la eficiencia instantánea.

A_G es el grueso del área del colector.

G es la radiación total.

Cuando la temperatura media del fluido de transferencia de calor ϑ_m es usada

$$\vartheta_m = \vartheta_{in} + \frac{\Delta T}{2} \quad (9)$$

donde:

ϑ_{in} es la temperatura del fluido de transferencia en la entrada del colector.

Donde la diferencia de temperatura reducida es calculada como:

$$T^*m = \frac{\vartheta_m + \vartheta_a}{G} \quad (10)$$

donde:

ϑ_a es la temperatura ambiente.

La eficiencia instantánea η_{hem} debe ser calculada por ajuste estadístico de curva, usando el método de mínimos cuadrados, para obtener una curva de eficiencia instantánea de la forma:

$$\eta_{hem} = \eta_{0,hem} - a_1 \frac{\vartheta_m + \vartheta_a}{G} - a_2 * G \left(\frac{\vartheta_m + \vartheta_a}{G} \right)^2 \quad (11)$$

donde:

$\eta_{0,hem}$ es la eficiencia pico del colector (η_{hem} en $T^*m=0$).

a_1 es el coeficiente de transferencia de calor en $(\vartheta_m + \vartheta_a)=0$, se expresa en W/m^2K .

a_2 es la dependencia de temperatura del coeficiente de pérdida de calor. Se expresa en W/m^2K .

5.8. Capacidad térmica efectiva del colector

Para calcular la capacidad térmica efectiva se necesitan medir las siguientes cantidades.

- Velocidad del flujo del fluido de transferencia de calor.
- Temperatura del fluido de transferencia de calor a la entrada del colector.
- Temperatura del fluido de transferencia de calor a la salida del colector.
- Temperatura del aire circundante.

Para la medición en exteriores el fluido se hace circular a temperatura constante, usando un flujo similar al usado para pruebas de eficiencia hasta que condiciones de estado estacionario sean alcanzadas. El área del colector debe ser cubierta de radiación solar por una cubierta reflectante.

La cubierta debe ser removida y las mediciones deben ser hechas continuamente para hasta que condiciones de estado estacionario sean alcanzadas de nuevo. Este proceso debe ser hecho 4 veces y un valor medio aritmético de la capacidad térmica efectiva deducido.

El comportamiento del colector entre dos estados estacionarios 1 y 2 es representado por la ecuación 12:

$$c = \frac{A_G * \eta_{0,hem} * \int_{t_1}^{t_2} G dt - \dot{m} * c_f * \int_{t_1}^{t_2} \Delta T dt - A_G * U \left[\int_{t_1}^{t_2} (\vartheta_{in} - \vartheta_a) dt + \int_{t_1}^{t_2} \frac{\Delta T dt}{2} \right]}{\vartheta_{m1} - \vartheta_{m2}} \quad (12)$$

5.9. Constante de tiempo del colector

Para calcular la constante de tiempo se debe hacer pasar el fluido de transferencia de calor a una temperatura similar a la definida para probar la eficiencia, hasta que condiciones de estado estable han sido alcanzadas.

Para esto se debe medir lo siguiente:

- Temperatura del fluido de transferencia de calor en la entrada del colector (ϑ_{in}).
- Temperatura del fluido de transferencia de calor en la salida del colector (ϑ_e).
- Temperatura del aire en los alrededores (ϑ_a).

El fluido de transferencia de calor se debe hacer circular en el colector a la menor tasa de flujo másico usado en las pruebas de eficiencia y la irradiancia solar en el plano del colector debe ser mayor de 700 W/m^2 .

El colector debe cubrirse con una cubierta reflectante solar y la temperatura del fluido debe ser aproximadamente igual a la temperatura ambiente, cuando las condiciones de estado estable han sido alcanzadas la cubierta debe ser removida y las mediciones continúan hasta alcanzar de nuevo condiciones de estado estable. Para esta prueba se asume que condiciones de estado estable han sido alcanzadas si la temperatura a la salida del colector varía menos de 0.5 K por minuto.

La diferencia entre la temperatura del fluido en la salida del colector y la del aire circundante ($\vartheta_e - \vartheta_a$) debe ser graficada contra el tiempo, comenzando con la condición de estado estable inicial ($\vartheta_e - \vartheta_a$)₀ y continuando hasta que el segundo estado estable haya sido alcanzado a una mayor temperatura ($\vartheta_e - \vartheta_a$)₂.

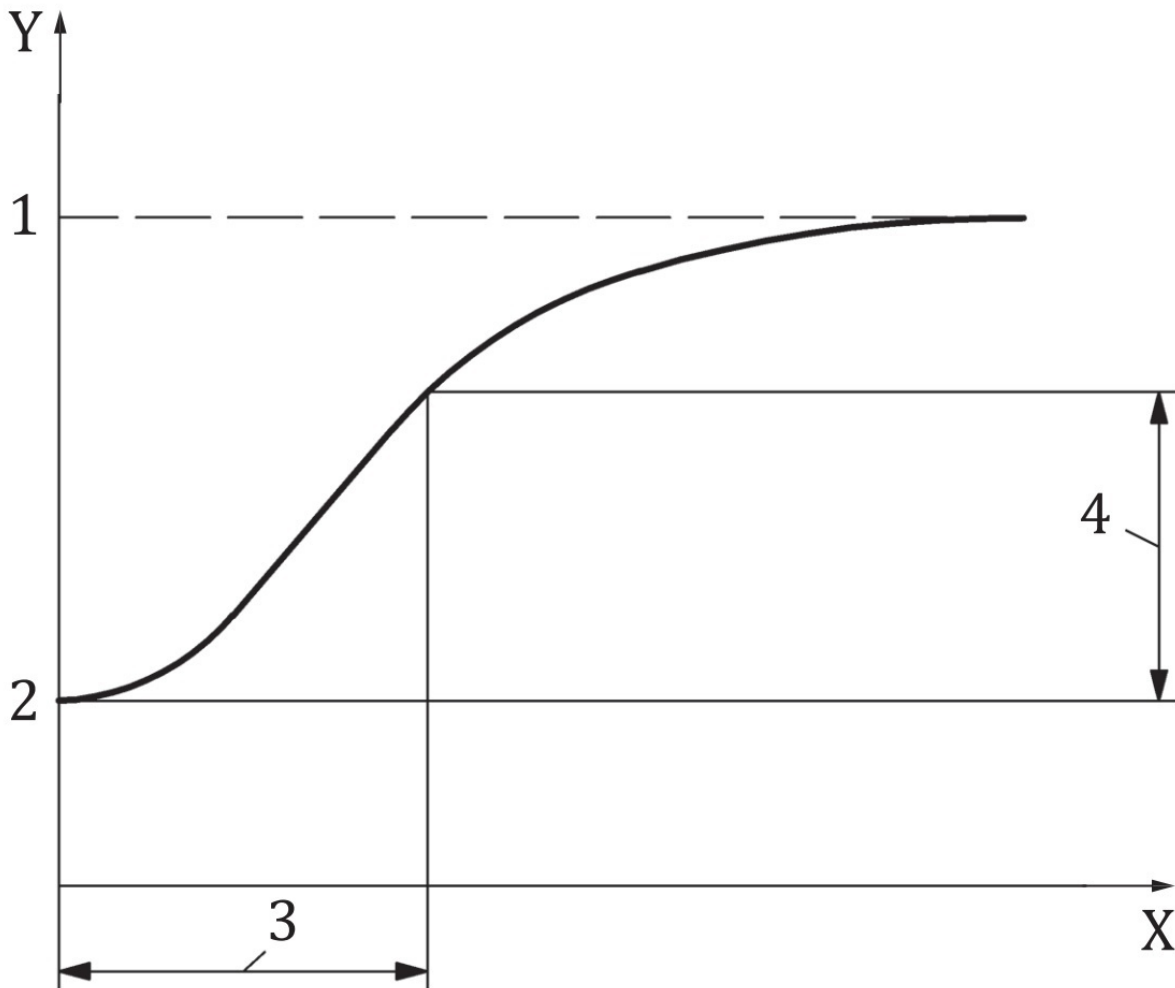


Figura 3: Constante de tiempo del colector (ISO, 2014)

Los siguientes valores muestran el significado de X,Y, 1, 2, 3, Y 4 que se observan en la figura 3

X = Tiempo

Y = $(\vartheta_e - \vartheta_a)$

1: $(\vartheta_e - \vartheta_a)_2$

2: $(\vartheta_e - \vartheta_a)_0$

3: τ_c

4 $0.632((\vartheta_e - \vartheta_a)_2 - (\vartheta_e - \vartheta_a)_0)$

La constante de tiempo τ_c del colector es definida como el tiempo transcurrido entre la remoción de la cubierta y el punto donde la temperatura de salida del colector sube hasta el 63.2 % del incremento total de $(\vartheta_e - \vartheta_a)_0$ a $(\vartheta_e - \vartheta_a)_2$. Si el tiempo de respuesta de los sensores de temperatura es significativo cuando se compara con esa medida para el colector, entonces debe ser tomado en cuenta en los cálculos de los resultados de la prueba.

5.10. Modificador del ángulo de incidencia

El modificador del ángulo de incidencia está definido como la razón de la eficiencia pico a un ángulo dado de incidencia y la eficiencia pico a un ángulo de referencia definido de acuerdo a la ecuación 13 y ecuación 14 respectivamente.

$$K_b(\theta_L, \theta_T) = \frac{\eta_{0,b}(\theta_L, \theta_T)}{\eta_{0,b}(\theta_{L,def}, \theta_{T,def})} \quad (13)$$

donde:

$K_b(\theta_L, \theta_T)$ es el modificador del ángulo de incidencia para radiación directa.

θ_L es el ángulo de incidencia longitudinal. Medida en grados.

θ_T es el ángulo de incidencia transversal. Medida en grados.

$\theta_{T,def}$ es el ángulo de referencia en la dirección T para la determinación del modificador del ángulo de incidencia. Normalmente igual a cero. Medida en grados.

$\theta_{L,def}$ es el ángulo de referencia en la dirección L para la determinación del modificador del ángulo de incidencia. Normalmente igual a cero. Medida en grados.

$$K_{hem}(\theta_L, \theta_T) = \frac{\eta_{0,hem}(\theta_L, \theta_T)}{\eta_{0,hem}(\theta_{L,def}, \theta_{T,def})} \quad (14)$$

donde:

$K_{hem}(\theta_L, \theta_T)$ es el modificador del ángulo de incidencia.

La incidencia normal (igual a cero) es usualmente empleada como los ángulos definidos de incidencia $\theta_{L,def}$ y $\theta_{T,def}$, sin embargo otros valores pueden ser elegidos si

es apropiado, por ejemplo en el caso en que el desempeño térmico no pueda ser determinado bajo incidencia normal.

Usando la ecuación 14 y la ecuación 11 el ángulo modificador de incidencia K_{hem} se introduce en la siguiente ecuación 15.

$$\eta_{hem} = \eta_{0,hem} * K_{hem}(\theta_L, \theta_T) - a_1 \frac{\vartheta_m + \vartheta_a}{G} - a_2 * G \left(\frac{\vartheta_m + \vartheta_a}{G} \right)^2 \quad (15)$$

Para la correlación entre los ángulos θ , θ_L y θ_T se utiliza la ecuación 16.

$$\tan^2 \theta = \tan^2 \theta_L + \tan^2 \theta_T \quad (16)$$

6. Metodología

6.1. Banco de pruebas

Para realizar las pruebas es necesario tener una plataforma en la cual se puedan desarrollar las pruebas, un diagrama de la utilizada se puede ver en la figura 4.

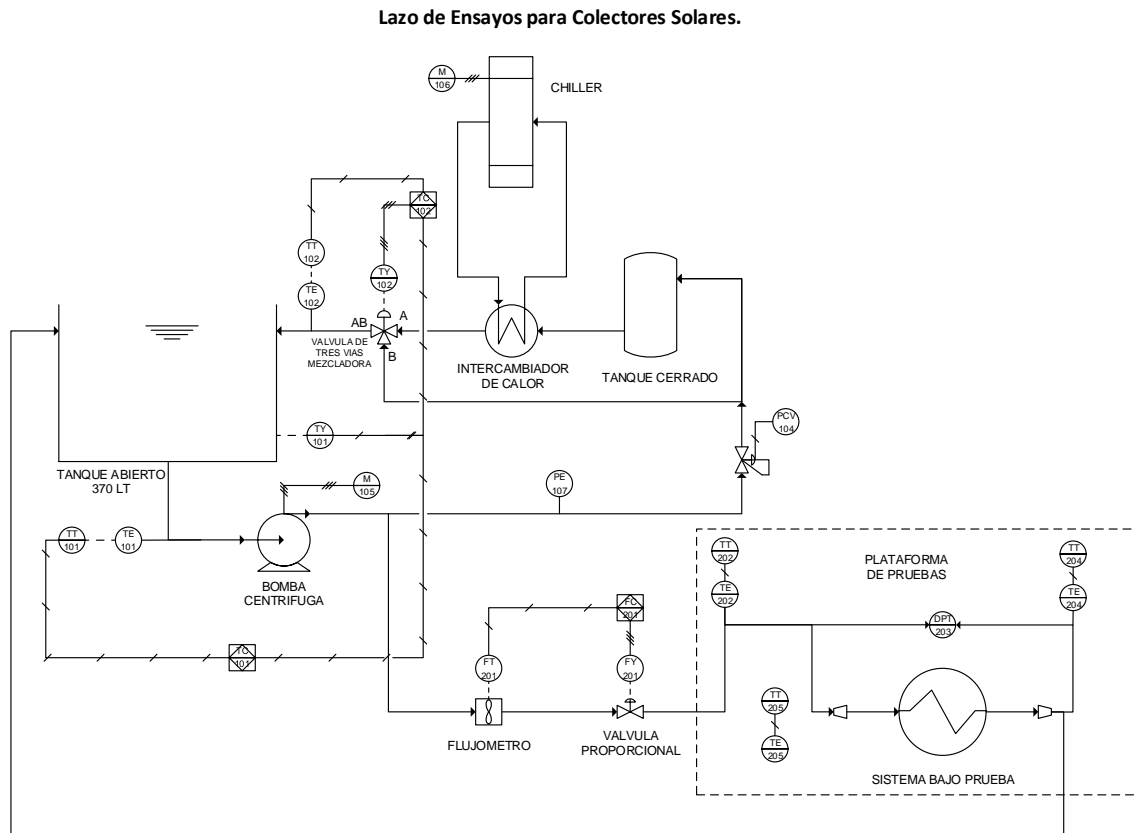


Figura 4: Diagrama de tuberías e instrumentación de la plataforma .

El funcionamiento del banco de pruebas depende de los elementos de la plataforma. A continuación se describe el funcionamiento de estos.

Piranómetros:

Estos se usan para medir la radiación global y difusa, antes de cada prueba estos deben ser limpiados si es necesario. Piranómetros clase I deben usarse ya que estos son los especificados por la norma ISO 9806. Existen piranómetros clase I según la norma ISO 9060:1990 montados para medir radiación difusa y radiación global de la marca Kipp & Zonen Serie CMP6 como se ve en la figura refpiranometro cable los cuales soportan hasta 2000 W/m^2 a una temperatura mínima y máxima de -40°C y

Tabla 2: Especificaciones del Piranómetro CMP6.

Especificaciones	Características
Clasificación a ISO 9060:1990	Primera clase
Rango Espectral (50 % puntos)	285 a 2800nm
Sensibilidad	5 to 20 $\mu V/W/m^2$
Impedancia	20 to 200 Ω
Rango de salida esperado (0 a 1500 W/m^2)	0 a 30 mV
Máxima Irradiancia Operacional	2000 W/m^2
Tiempo de Respuesta (63 %)	<6s
Tiempo de Respuesta (95 %)	<18s
Cero errores de desplazamiento	<12 W/m^2
(a) Radiación térmica (200 W/m^2)	<4 W/m^2
(b) Cambios de temperatura (5K/h)	
Sin estabilidad (cambio/año)	<1 %
Sin linealidad (100 de 1000 W/m^2)	<1 %
Respuesta Direccional (encima de 80° con 1000 W/m^2)	<20 W/m^2
Selectividad Espectral	<3 %
Temperatura de Respuesta	<4 % (-10°C a 40°C)
Respuesta de Inclinación (0° a 90° en 1000 W/m^2)	<1 %
Campo de visión	180°
Exactitud del nivel burbuja	<0.1°
Tipo de detector	Termopila
Rango Operacional de Temperatura	-40°C a +80°C
Rango de Almacenamiento de Temperatura	-40°C a +80°C
Rango humedad	0 a 100 % sin condensar
Puntuación Entrada de Protección (IP)	67

80°C respectivamente, tienen un tiempo de respuesta menor de 6 segundos para llegar al 63% y menos de 18 segundos para el 95%. Tiene una sensibilidad de 5 a 20 $\mu V/M/m^2$. Su principio de funcionamiento es usando una termo pila. Estos sensores fueron montados en el plano del colector como es especificado en la norma ISO 9806. Para calcular la irradiancia se utiliza la ecuación 17. Las características a detalle del sensor se pueden ver en la tabla 2.



Figura 5: Imagen del piranómetro CMP6.

$$E_{solar} = \frac{U_{emf}}{S} \quad (17)$$

donde:

E_{solar} Medida en W/m^2 y es igual a la irradiancia.

U_{emf} Medida en μV y es igual al voltaje de salida.

S Medida en $\frac{\mu V}{W/m^2}$

Sensor de temperatura resistiva (RTD):

Sensores de este tipo están montados para medir la temperatura en la entrada y la salida del colector. Se escogieron RTD por tener una mayor precisión que los termopares, por ser bastante lineales a lo largo de un amplio rango de temperaturas y tener buena estabilidad a altas temperaturas. Este elemento funciona basado en la variación de la resistencia de un conductor con la temperatura. Estos no deben estar montados a más de 200mm de distancia a la entrada del colector deben estar acoplados en un codo para asegurar que el líquido se mezcle, los que se encuentran montados están a 80 mm de distancia del colector. Se requiere por norma que estos puedan medir con una incertidumbre estándar de 0.1K. Los utilizados en la entrada y salida del colector son PT100 marca Watlow de 3 hilos estos tienen una resistencia de 100Ω a $0^\circ C$ y un

rango de temperaturas de -200 a 650°C. Estos sensores tienen una desviación permitida de $^{\circ}C = \pm(0.3 + 0.005t)$ donde t es la temperatura, con incertidumbre de 0.1K lo cual esta dentro de los parámetros dados por la norma ISO-9806. Los sensores montados en la plataforma se pueden ver en la figura 6.



Figura 6: Sensores RTD modelo PT100.

Para medir la temperatura ambiente se usó un RTD PT100 protegido de la radiación solar para evitar mediciones erróneas debido al incremento de la temperatura en el sensor por el rayo del sol.

Protector Radiación solar modelo: 41303-5 de Campbell Scientific 6 escudos de radiación solar que alberga solo un bulbo de temperatura. Estos escudos de radiación solar son de color blanco para reflejar la radiación solar. Estos escudos son de aspiración natural.

Los escudos de aspiración natural tienen una construcción tipo persiana que permite que el aire pase libremente a través del escudo, manteniendo así la sonda en o cerca de la temperatura ambiente, como se ve en la figura 7.



Figura 7: Sensores RTD modelo PT100 para medición de temperatura ambiente.

Anemómetro:

Para la medición del aire circundante se debe medir el aire en el plano del colector con una incertidumbre menor de 0.5 m/s. En esta plataforma existe un anemómetro ultrasónico. El principio de operación del anemómetro es sumando los tiempos que toma para un pulso ultrasónico viajar del transductor norte al transductor Sur y lo compara con el tiempo que le toma viajar a un pulso del transductor Sur al Norte. De igual manera los tiempos también son comparados entre los transductores Este - Oeste y Oeste - Este. La marca de este instrumento es WindSonic el cual tiene una carcasa de aleación de aluminio anodizado resistente al impacto, a la corrosión y sistema de calefacción opcional, se recomienda este sensor de viento para uso en condiciones ambientales adversas y es especialmente adecuado para instalaciones tanto de origen marino y terrestre, mide un rango de velocidad de viento de 0-60m/s, una precisión de $\pm 2\%$ a 12m/s y una resolución de 0.01 m/s . La dirección del viento puede ser medida por este instrumento en un rango de 0 - 359° una precisión de $\pm 2\%$ a 12 m/s y una resolución de 1°. Este instrumento tiene un temperatura de operación de $-35^{\circ}C$ a $70^{\circ}C$ y humedad de operación de 5% a 100%.



Figura 8: Anemómetro marca WindSonic.

Flujómetro y válvulas:

Para la medición de la velocidad del líquido se debe usar un flujómetro con el cual la incertidumbre estándar de la medición del flujo del líquido debe estar dentro de $\pm 1\%$ del valor medido en masa por unidad de tiempo. El flujómetro instalado es marca Endress+Hauser modelo Promag H500, el cual es un caudalímetro electromagnético que tiene un máximo error medio de $\pm 0.5\%$ y un rango de medición de $0.06 \text{ dm}^3/\text{min}$ a $600 \text{ m}^3/\text{h}$, un rango de temperatura del medio de -20 a $150 \text{ }^\circ\text{C}$ y un rango de temperatura ambiente de -40 a $60 \text{ }^\circ\text{C}$. La calibración de este instrumento se realizó obteniendo un valor final de calibración de 0.8835729 l/s , la salida calibrada fue la interfase de servicio con un factor de calibración de 1.1505 con un punto cero igual a -1 y una temperatura del agua de $25.9 \text{ }^\circ\text{C}$. Las válvulas utilizadas se utilizan para regular el flujo, existe una válvula de tres vías que se encarga de mezclar los flujos de agua provenientes del intercambiador de calor y del circuito hidráulico para así enviar esa mezcla al colector. también existe otra válvula proporcional encargada de regular el flujo después de la bomba que circulara por el circuito hidráulico. Una imagen del flujómetro se puede ver en la figura 9.



Figura 9: Flujómetro Promag H500.

Bomba:

El tanque almacena el agua que fluirá como líquido de transferencia de calor en el sistema hidráulico y este será movido por la bomba. Dentro del tanque de almacenamiento existe una resistencia encargada de calentar el agua funcionando en conjunto con el chiller para controlar la temperatura del fluido de transferencia de calor. Una de las especificaciones de la plataforma de pruebas operar con un flujo máximo de 20 l/min . Para que todo el volumen de agua pase a través del chiller en 5 minutos se requiere de un flujo de recirculación de $3.8 \text{ m}^3/\text{h}$.

El motor que mueve la bomba es marca Bluffton a 60 Hz , 3450 rpm y 1.5 HP y se seleccionó la bomba de la marca Goulds modelo 1ST1F5B4, bomba centrífuga horizontal directamente acoplada, componentes de manejo del fluido de acero inoxidable, tamaño $1" \times 1 \frac{1}{4}"$ motor de $1 \frac{1}{2} \text{ HP}$, 3F, $230/460\text{V}$, 3500 rpm . Totalmente cerrado con ventilación. Esta bomba es capaz de mantener continuamente $5 \text{ m}^3/\text{h}$ de flujo de agua con una presión de 3.6 BAR. La bomba se puede ver en la figura 10.



Figura 10: Bomba de recirculación marca Goulds.

6.2. Pruebas

El elemento a caracterizar es un colector solar con área igual a $1.91m^2$, las medidas para calcular el área del colector son $1.969m \times 0.969m$, de acuerdo al tema 5.6 se deben multiplicar $0.02kg/s$ por metro cuadrado del colector:

$$1.91m^2 * 0.02 \frac{kg}{s} = 0.0382 \frac{kg}{s} * 60 \frac{s}{min} \simeq 2.30 \frac{kg}{min}$$

Se utilizará un flujo de $2.30 kg/min$ durante las pruebas.

Para el cálculo de el ángulo de incidencia se utilizarán las ecuaciones descritas en el punto 5.2.

Prueba de desempeño

Para hacer pruebas de desempeño en el colector primero se debe ajustar el valor de la tasa de flujo másico en el colector, después llevarse a la temperatura a la cual va a ser probado en estado estable.

Para el periodo de prueba en estado estable se escogieron 4 temperaturas distribuidas uniformemente en el rango de temperaturas del colector, se escogieron 20, 40, 60, y $80^\circ C$ para ser probado como se ve en la tabla 3.

Tabla 3: Pruebas hechas a 0 grados.

	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4
ϑ_{in} ($^{\circ}C$)	20	40	60	80
\dot{m} (kg/min)	2.30	2.30	2.30	2.30
θ ($^{\circ}$)	$0 \pm 2\%$	$0 \pm 2\%$	$0 \pm 2\%$	$0 \pm 2\%$

Para cada temperatura son requeridos al menos 4 puntos, donde se tienen que cumplir las condiciones de estado estable descritas en el cuadro 1 durante al menos 15 minutos.

Solo se requiere una secuencia de prueba, que se puede realizar en un solo día. Al final se hace una evaluación de los datos en estado estacionario.

Para calcular los parámetros como la potencia útil real extraída se utiliza la ecuación 7. El archivo debe consistir de al menos 4 puntos válidos por temperatura de entrada en el colector.

Se realiza un ajuste mínimo cuadrático con la ecuación 11 para poder calcular la eficiencia instantánea.

Para hacer el informe con los resultados, se debe entregar tomando en cuenta toda la documentación técnica del colector por parte del fabricante, manual de instalación y documentación técnica, aunado a las mediciones y resultados.

Modificador del ángulo de incidencia

Para calcular el modificador del ángulo de incidencia, se debe ajustar primero el flujo másico que estará pasando a través del colector, este se operará como si se hicieran pruebas de eficiencia.

Se establece la temperatura media del fluido lo mas cerca posible a la temperatura ambiente. Para colectores de placa plana usar un ángulo de incidencia 50° es suficiente, es importante medir la temperatura el flujo y el ángulo de incidencia como se ve en la tabla 4.

Se cumple la condición de poder mover la plataforma del colector en dos ejes y se opera al colector en condiciones de estado estacionario.

Tabla 4: Pruebas hechas a 50 grados de ángulo de incidencia.

	Prueba 5	Prueba 6	Prueba 7	Prueba 8
ϑ_{in} ($^{\circ}C$)	20	40	60	80
\dot{m} (kg/min)	2.30	2.30	2.30	2.30
θ ($^{\circ}$)	$50 \pm 2\%$	$50 \pm 2\%$	$50 \pm 2\%$	$50 \pm 2\%$

Estas pruebas serán hechas en antes de mediodía y después de mediodía.

Capacidad térmica efectiva

El fluido se hace circular con una temperatura constante, usando una tasa de flujo similar a la definida para la prueba de eficiencia del colector, hasta que las condiciones de estado estacionario sean alcanzadas. El área del colector debe ser cubierta de radiación solar (natural o simulada) por medio de una cubierta solar reflectante.

La cubierta es removida y las mediciones son hechas continuamente hasta que condiciones de estado estable son alcanzadas de nuevo. Este proceso es realizado cuatro veces y un valor medio aritmético de la capacidad térmica efectiva es deducido. Se harán las pruebas especificadas en la tabla 5.

Las siguientes cantidades son medidas:

- Caudal másico del fluido de transferencia de calor
- Temperatura del fluido de transferencia de calor en la entrada del colector
- Temperatura del fluido de transferencia de calor en la salida del colector
- Temperatura del aire circundante

Tabla 5: Pruebas hechas para calcular capacidad térmica efectiva.

	Prueba 9	Prueba 10	Prueba 11	Prueba 12
$\vartheta_{in} (^{\circ}C)$	ϑ_a	ϑ_a	ϑ_a	ϑ_a
$\vartheta_e (^{\circ}C)$	$\vartheta_a + \Delta T$	$\vartheta_a + \Delta T$	$\vartheta_a + \Delta T$	$\vartheta_a + \Delta T$
$\dot{m} (kg/min)$	2.30	2.30	2.30	2.30

Tiempo de respuesta del colector

Para comenzar la prueba para encontrar la constante de tiempo del colector se comienza ajustando la tasa de flujo del fluido de transferencia de calor ya que esta montado el colector en la plataforma.

Se miden la temperatura del fluido de transferencia de calor en la entrada y salida del colector, también se mide la temperatura del aire circundante, se cubre el colector con una cubierta reflectante de radiación solar.

Se miden los las variables hasta alcanzar estado estable por al menos 15 minutos, la temperatura de entrada al colector debe ser aproximadamente igual a la temperatura ambiente.

Se descubre el colector y se mide hasta que llegue a condiciones de estado estable de nuevo. Se grafican los resultados de acuerdo a 5.9.

Para calcular el tiempo de respuesta del colector se usará una de las pruebas hechas para calcular la capacidad térmica efectiva ya que estas dos pruebas conllevan el mismo procedimiento al colector para poder tomar datos durante el tiempo de prueba. La prueba tomada será la numero 9.

6.3. Cálculo de parámetros

La hora para la toma de los datos se escogió después de haber sido calculada, para este cálculo se utilizaron las ecuaciones descritas en 5.2. Para hacer este calculo se utilizó la ecuación 5, en esta primero se calculó la hora a la que la incidencia en el plano del colector seria de 0° de acuerdo a la orientación de este y después en una hoja de Microsoft Excel se hizo un cálculo mas amplio sobre el tiempo durante el cual este ángulo de incidencia estaría dentro de un rango de $\pm 2\%$ alrededor de 0° en el plano del colector. Para esto se sustituyeron valores en el ángulo horario para con eso conocer el angulo de incidencia y la hora despejando los valores.

La prueba de eficiencia para un ángulo incidencia a 0° y se utilizaron las ecuaciones descritas en 5.7. El desarrollo se hizo en hojas de Excel. Para esto se tomaron los datos obtenidos del banco de pruebas, se trabajó con la temperatura de entrada y salida del colector, la temperatura ambiente y el flujo del fluido de transferencia de calor, así también se verifico que las condiciones de radiación se cumplieran durante el tiempo de pruebas, no permitiendo que la irradiancia difusa en el plano del colector fuera mayor del 30 %.

Para la prueba de eficiencia con un ángulo de incidencia de 50° se utilizaron también las ecuaciones descritas en 5.7 pero se necesitó utilizar el modificador del ángulo de incidencia para conocer el cambio de eficiencia con una incidencia diferente.

Para el cálculo de la capacidad térmica efectiva se utilizó la ecuación descrita en 5.8 para hacer esto se tomaron los valores captados por los instrumentos de medición, se trasladaron estos a una hoja de Microsoft Excel y ahí se trabajaron para dar como resultado una tabla con los valores de la capacidad térmica efectiva.

Para el cálculo del modificador del ángulo de incidencia se utilizaron las ecuaciones descritas en 5.10. Se tomaron los datos obtenidos de eficiencia a 0° y la eficiencia obtenida a 50° de incidencia, utilizando esos valores se obtiene un factor llamado modificador del ángulo de incidencia.

7. Resultados

7.1. Prueba de eficiencia a 0° de incidencia en el colector

Para calcular la eficiencia del colector (η_{hem}) y la eficiencia pico del colector ($\eta_{0,hem}$) se usaron las ecuaciones dadas en la sección 5.7.

Se hacen las pruebas entre los días 11 de agosto y 9 de septiembre del 2018, se colectan los siguientes datos distribuidos en la tabla 6.

Tabla 6: Datos colectados a 0° de incidencia.

	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4
<i>Fecha</i>	11/08/2018	14/08/2018	16/08/2018	08/09/2018
<i>Hora</i>	13:37-13:52	13:31-13:46	13:40-13:55	13:32-13:37
$q(kg/min)$	2.31	2.29	2.31	2.30
$\vartheta_m(^{\circ}C)$	23.32	40.99	57.64	73.99
$\vartheta_e(^{\circ}C)$	30.21	47.12	62.66	77.63
$\vartheta_a(W/m^2)$	27.32	27.02	28.97	27.36
$G(W/m^2)$	1011.5	1041.1	1083.1	1050.7
$Gd(W/m^2)$	202.9	118.2	248.5	214.2

A partir de estos datos se puede graficar la eficiencia (η_{hem}) como se ve en la figura 11 y a partir de ahí obtener valores para $n_{0,hem}$, a_1 y a_2 . Estos valores son esperados pues al aumentar la temperatura a la cual se hacen las pruebas hay una mayor pérdida de temperatura lo cual se ve en los cuatro puntos graficados en la figura 11, estos tienen una disminución de la eficiencia.

Los valores obtenidos son:

- $\eta_{0,hem} = 0.5741$.
- $a_1 = 5.513$.
- $a_2 = 0.015$.

Estos valores se obtuvieron utilizando la ecuación 8. Los valores de las pruebas se agrupan en la tabla 7:

Tabla 7: Resultados con ángulo de incidencia igual a 0 grados.

	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	Prueba 4
$Q(W)$	66.51	58.73	48.48	35.03
η_{hem}	0.574	0.492	0.391	0.291
$\vartheta_m(^{\circ}C)$	26.76	44.05	60.15	75.81
$T * m$	0.00	0.02	0.03	0.05
$\vartheta_m - \vartheta_a(^{\circ}C)$	-0.56	17.03	31.18	48.45

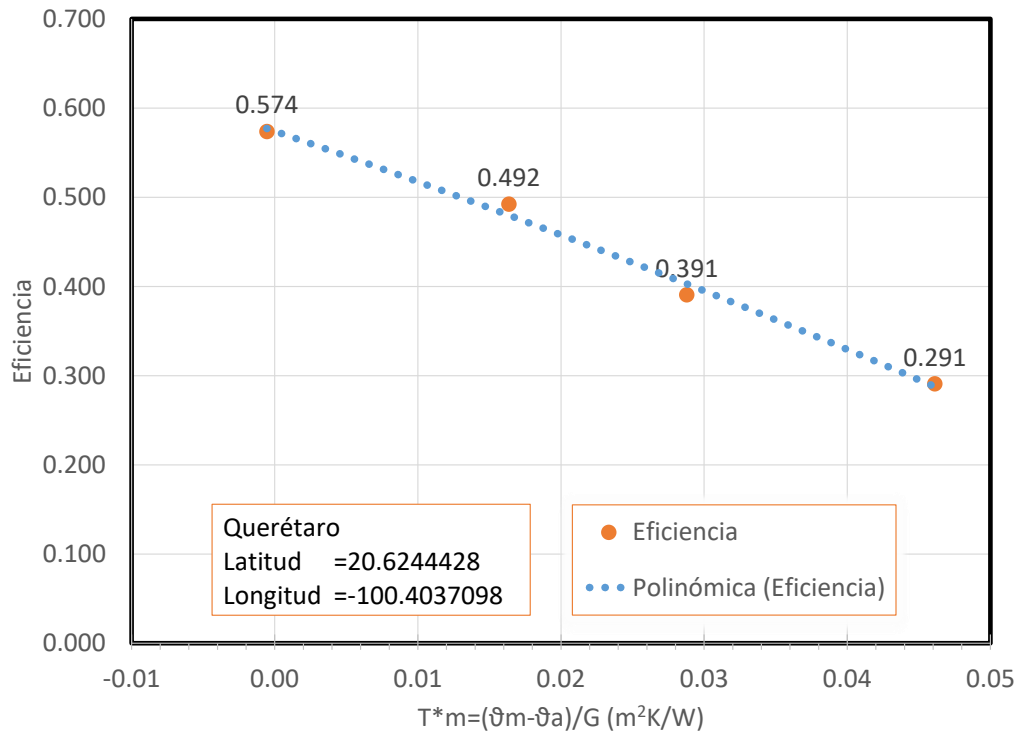


Figura 11: Eficiencia con ángulo de incidencia 0°.

Con estos datos se puede conseguir la tabla de la potencia a partir de los datos de $n_{o,hem}$, a_1 , y a_2 . Con estos datos se puede ver el comportamiento de la potencia entregada del colector a diferentes temperaturas de operación como se ve en la figura 12. Aquí se observa que la potencia también disminuye cuando las pruebas se hacen a mayor temperatura, ya que a mayor temperatura de trabajo hay mas pérdidas de calor por lo cual los datos obtenidos son esperados.

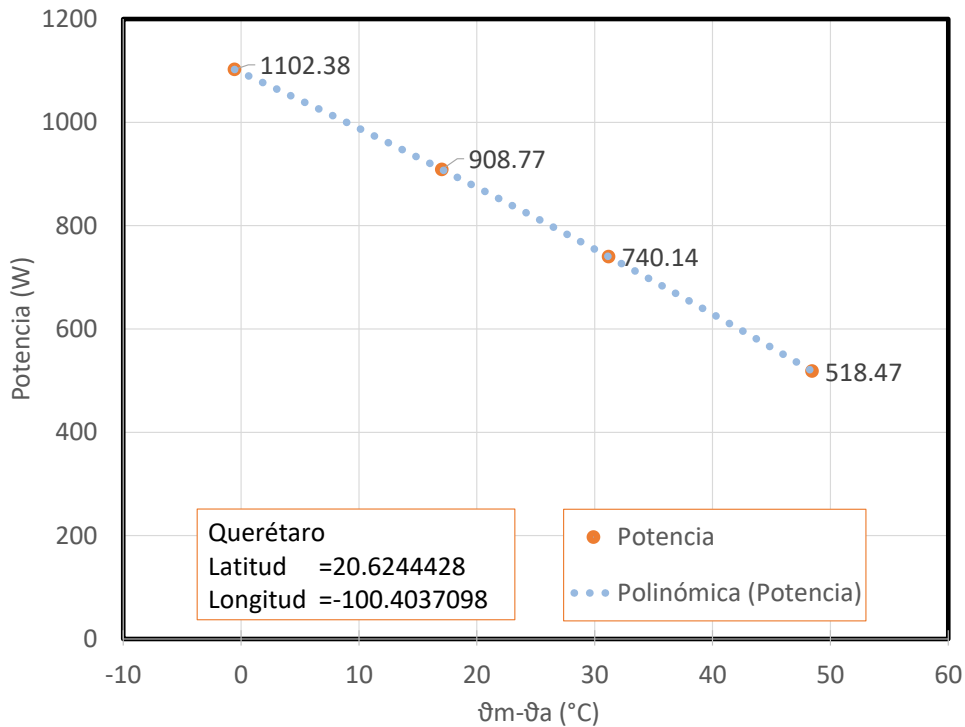


Figura 12: Gráfica de potencia entregada a 0°.

7.2. Prueba de eficiencia a 50° de incidencia en el colector

Para calcular la eficiencia del colector (η_{hem}) y la eficiencia pico del colector ($\eta_{0,hem}$) se usaron las ecuaciones dadas en la sección 5.7. Se obtuvieron mediciones con la plataforma, las cuales se pueden ver en la tabla 8. Estas pruebas se hicieron entre el 11 de agosto y 9 de septiembre del 2018.

A partir de estos datos se puede graficar la eficiencia (η_{hem}) y a partir de esos datos obtener valores para $\eta_{0,hem}$, a_1 , y a_2 . Se observa que al hacer las pruebas el comportamiento es igual que al hacerlo con ángulo de incidencia igual a cero grados, a mayor temperatura mayores son las pérdidas térmicas en el colector y por lo tanto hay una eficiencia menor. También se observa que la eficiencia pico del colector ($\eta_{0,hem}$) es menor que la eficiencia pico a un ángulo de cero grados, esto se debe a que a cero grados la irradiancia solar es la mas alta que hay durante el día.

Los valores obtenidos son:

- $\eta_{0,hem} = 0.5138$

Tabla 8: Pruebas para cálculo de eficiencia con ángulo de incidencia igual a 50 grados.

	Prueba 5	Prueba 6	Prueba 7	Prueba 8
<i>Fecha</i>	24/08/2018	23/08/2018	31/08/2018	06/09/2018
<i>Hora</i>	10:12-10:27	10:21-10:36	10:17-10:32	10:13-10:28
$q(kg/min)$	2.29	2.33	2.30	2.33
$\vartheta_{in}(^{\circ}C)$	20.99	38.96	55.30	72.07
$\vartheta_e(^{\circ}C)$	24.74	41.91	56.84	72.01
$\vartheta_a(^{\circ}C)$	21.70	23.06	21.55	22.17
$G(W/m^2)$	624.6	651.0	641.5	603.0
$Gd(W/m^2)$	83.6	81.8	100.5	146.2

■ $a_1 = 5.513$

■ $a_2 = 0.015$

Estos valores se obtuvieron utilizando la ecuación 8.

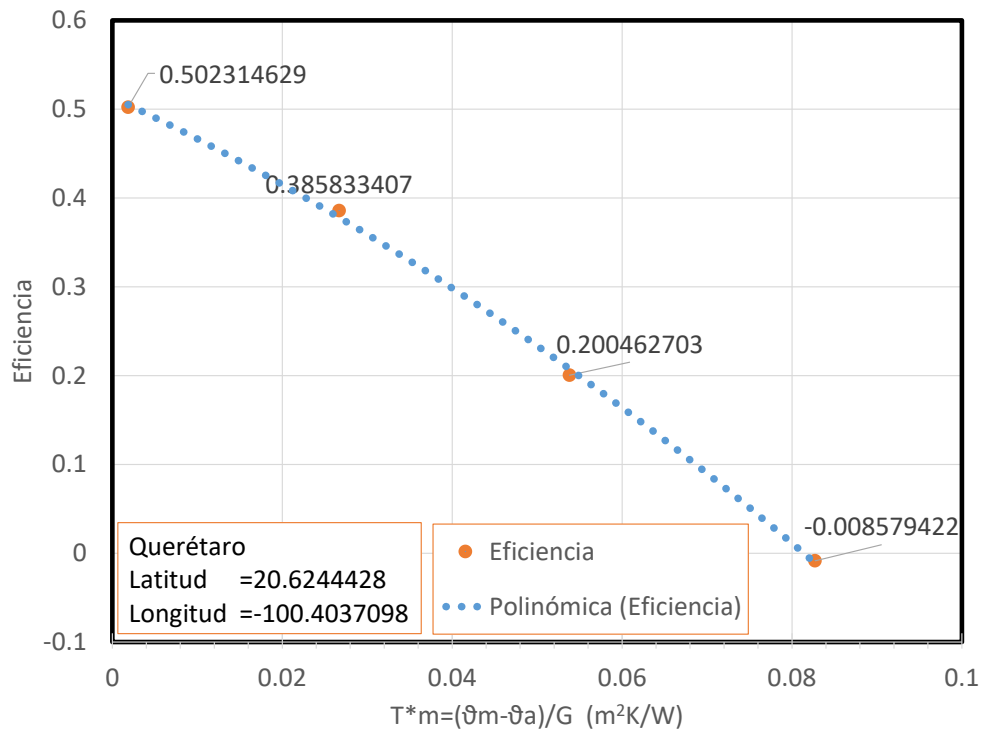


Figura 13: Eficiencia con ángulo de incidencia 50°

Tabla 9: Resultados de eficiencia con ángulo de incidencia igual a 50 grados.

	Prueba 5	Prueba 6	Prueba 7	Prueba 8
$Q(W)$	35.96	28.78	14.74	-0.59
η_{hem}	0.502	0.386	0.200	-0.009
$\vartheta_m(^{\circ}C)$	22.86	40.44	56.07	72.04
$T * m$	0.00	0.03	0.05	0.08
$\vartheta_m - \vartheta_a(^{\circ}C)$	1.16	17.38	34.52	49.87

Estos valores se obtuvieron utilizando la ecuación 8. Los valores de las pruebas se agrupan en la tabla 9:

Con estos datos se puede graficar la potencia a partir de los datos de $n_{o,hem}$, a_1 , y a_2 como se muestra en la figura 14. Se observa que la potencia de salida del colector se comporta al igual que la eficiencia, a mayor temperatura de operación del colector mayores son las pérdidas. también se observa que la potencia es menor en cada punto, esto se debe a que a cincuenta grados de incidencia la irradiancia es menor que a cero grados de incidencia en el colector.

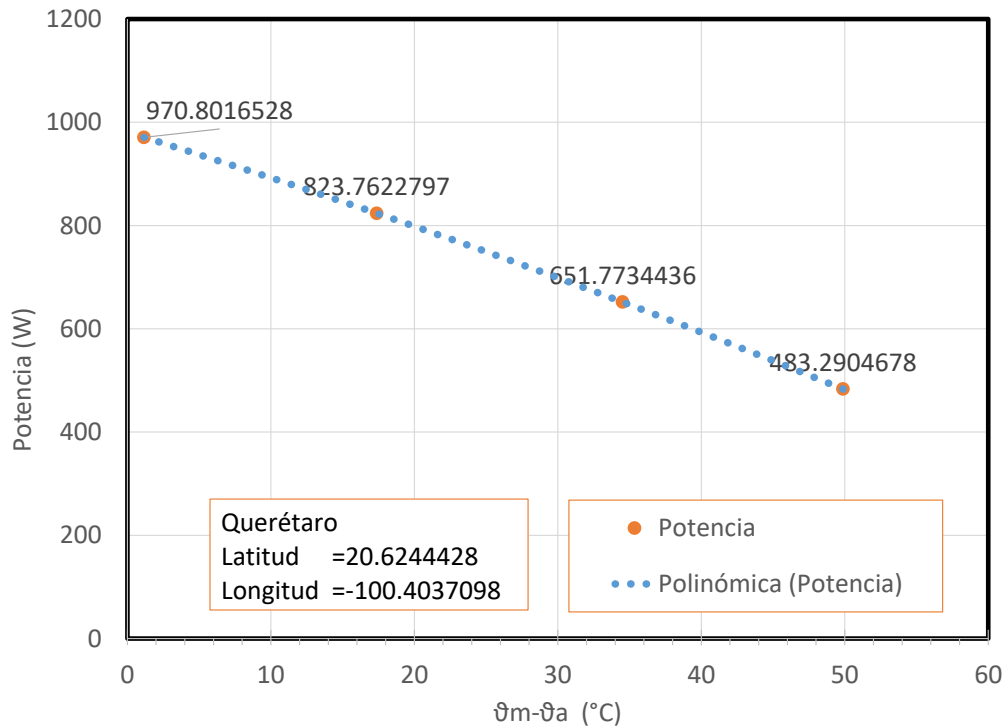


Figura 14: Gráfica de potencia y ajuste mínimo cuadrático

Usando la ecuación 14 se puede reacomodar de manera que:

$$K_{hem}(\theta_L, \theta_T) = \frac{0.5138}{0.5741} \quad (18)$$

Obtenemos $K_{hem} = 0.894966$ para un ángulo de 50 grados. Para un colector de placa plana este valor es suficiente de acuerdo a la norma ISO 9806.

7.3. Capacidad térmica efectiva

Durante esta prueba se consiguieron condiciones parecidas a las conseguidas para calcular eficiencia térmica. Se cubrió el colector antes de empezar hasta alcanzar condiciones de estado estacionario, se descubrió hasta alcanzar condiciones de estado estacionario de nuevo. Estas pruebas fueron hechas entre los días 10 de septiembre y 23 de octubre del 2018.

Los valores conseguidos se muestran en la tabla 10:

Tabla 10: Pruebas hechas para calcular la capacidad térmica efectiva del colector

	Prueba 9	Prueba 10	Prueba 11	Prueba 12
<i>Dia</i>	10/09/2018	16/10/2018	16/10/2018	23/10/2018
<i>Hora</i>	16:44-16:58	16:18-16:33	16:52-17:10	16:52-17:06
$G(W/m^2)$	834.64	696.05	574.89	612.83
$\eta_{0,hem}$	0.5138	0.5138	0.5138	0.5138
$\dot{m}(kg/min)$	2.30	2.32	2.33	2.30
$\Delta T(^{\circ}C)$	2.68	2.29	1.96	2.15
$\vartheta_{in} - \vartheta_a(^{\circ}C)$	0.51	0.23	0.42	-0.06
$\vartheta_{m1}(^{\circ}C)$	29.08	27.62	26.97	27.04
$\vartheta_{m2}(^{\circ}C)$	33.44	30.69	29.53	29.90
$\vartheta_{t1} - \vartheta_{t1}(^{\circ}C)$	270.00	270.00	300.00	330
$c(J/K)$	8691.70	10194.93	7946.87	10270.45

Para calcular la capacidad térmica efectiva se obtuvo una media aritmética de los valores de las capacidades térmicas efectivas en cada prueba, con lo cual obtenemos un valor de $c = 9275.99 \frac{J}{K}$.

7.4. Constante de tiempo del colector

Durante esta prueba siempre hubo irradiancia mayor de $700 W/m^2$. Se cubrió el colector antes de empezar hasta alcanzar condiciones de estado estacionario, se descubrió hasta alcanzar condiciones de estado estacionario de nuevo, lo cual se puede ver en la figura 15. Esta prueba se hizo el 10 de septiembre del 2018.

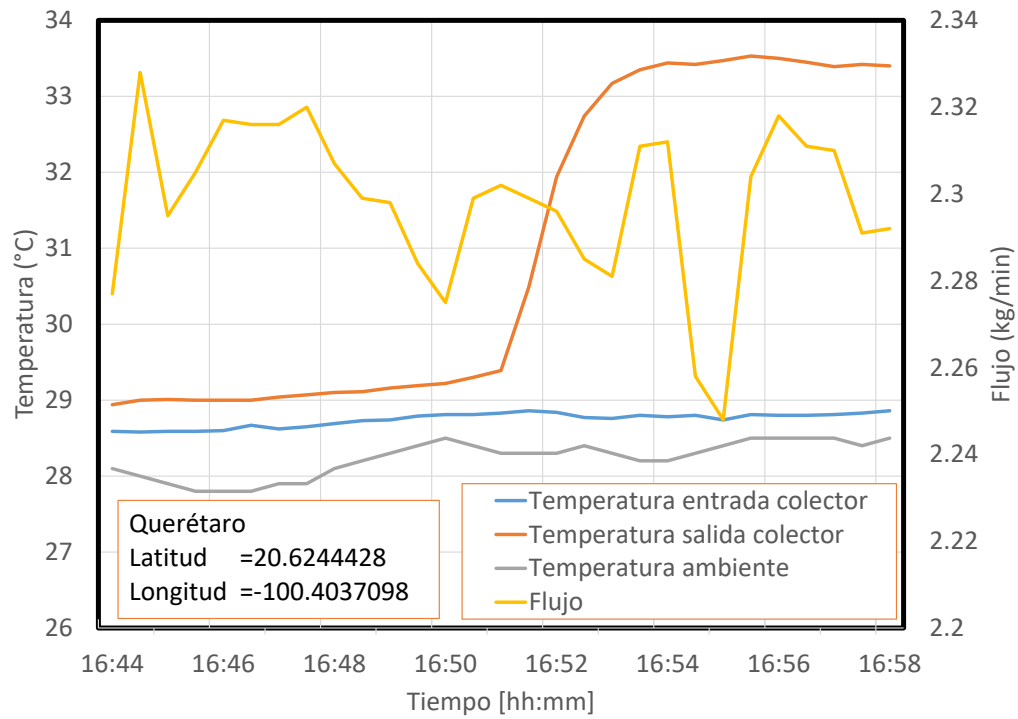


Figura 15: Prueba para encontrar la constante de tiempo del colector.

Las temperaturas se llevaron a estado estacionario y el flujo se mantuvo en 2.30 *kg/min*. La cobertura se quitó a las 16:51 horas , se puede ver en la figura 16.

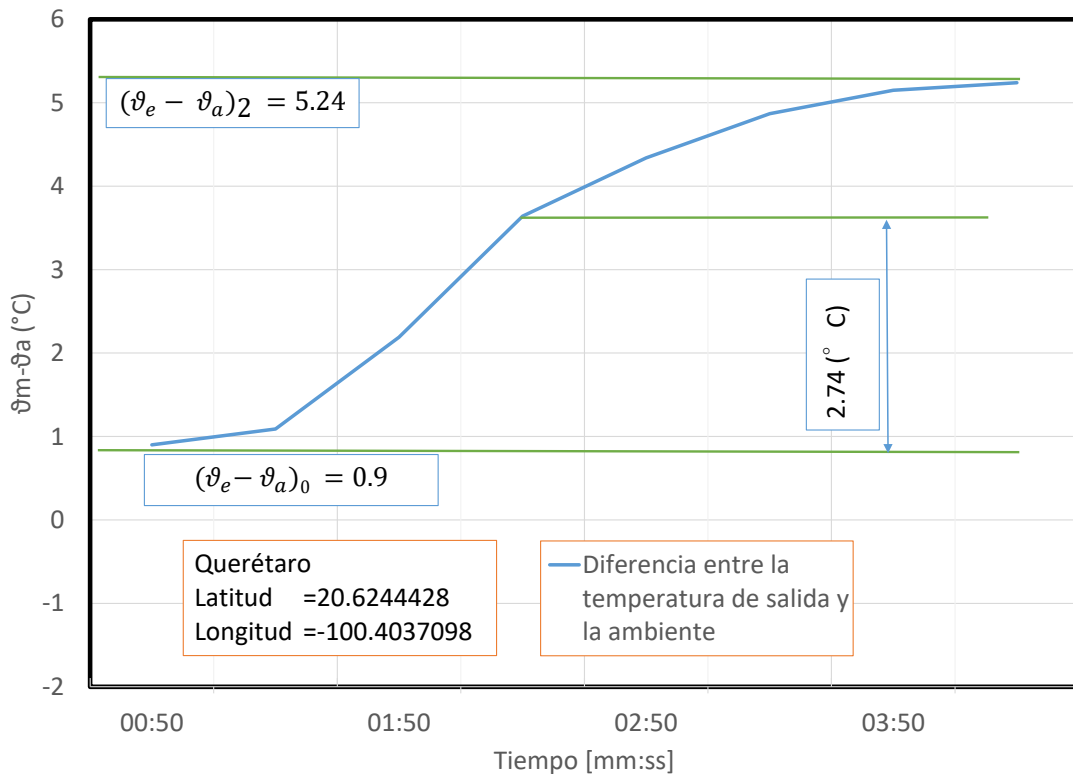


Figura 16: Determinación de la constante de tiempo del colector.

En figura 16 podemos ver los valores de $((\vartheta_e - \vartheta_a)_0)$ que es igual a 0.9°C , $((\vartheta_e - \vartheta_a)_2)$ que es igual a 5.24°C así también el valor de $(0.632((\vartheta_e - \vartheta_a)_2 - (\vartheta_e - \vartheta_a)_0))$ que es igual a 2.74°C de diferencia entre un estado y otro y así calcular la constante de tiempo del colector.

Para calcular la constante de tiempo restamos las horas a las que se encuentran el 63.2% menos la hora a la que se destapó el colector:

$$14 : 51 : 00 - 14 : 52 : 20 = 1 : 20$$

Con lo cual obtenemos un minuto con 20 segundos, lo cual es igual a 80 segundos este es el valor de la constante de tiempo del colector.

$$\tau_c = 80 \text{ segundos}$$

8. Conclusiones

En este trabajo se presentó el desarrollo de diferentes pruebas para poder encontrar la eficiencia térmica, el modificador del ángulo de incidencia, y la constante de tiempo de un colector solar de placa plana. El objetivo ha sido caracterizar un colector solar usando los lineamientos descritos en la norma ISO 9806-2013 para el cálculo de cada uno de estos valores.

Para poder hacer las pruebas de acuerdo a la norma se debe tener instrumentos adecuados para estas esto hace que las mediciones no estén por completo dentro de norma ya que hay instrumentos que no cumplen con la precisión indicada lo cual hace de este trabajo algo meramente académico.

A partir de los resultados obtenidos al hacer las pruebas en el colector de placa plana se puede concluir que es posible hacer pruebas con la norma ISO 9806-2013 teniendo en cuenta que se tendrán errores en las mediciones, una manera de evitar esto es conseguir todos los instrumentos adecuados y calibrados de la manera especificada para poder manejar correctamente las mediciones hechas.

Referencias

- Çengel, Yunus A (2004). *Transferencia de calor*. 660.28427 C4.
- Duffie, John A y William A Beckman (2013). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.
- Energía, Secretaría de (2012). *Estrategia Nacional de Energía 2013-2027, Mexico D.F., Ed.*
- (2017). *Balance nacional de Energía, 2017*.
- Huidobro, Sebastián Andrés Araneda (2008). “Diseño de banco de ensayos para homologación de colectores solares.” En: *Chile: Universidad de Chile*.
- ISO, EN (2014). “9806”. En: *Solar energy-Solar thermal collectors-Test methods (ISO 9806: 2013)*.
- Jradi, Muhyiddine y Saffa Riffat (2012). “Medium temperature concentrators for solar thermal applications”. En: *International Journal of Low-Carbon Technologies* 9.3, págs. 214-224.
- Lunginslad, F (2009a). *Solar test stands*.
- Lunginslad F. Steinmetz, J (2009b). “An innovative solar simulator for research and development of solar thermal collectors”. En: *ISES Solar World Congress, Johannesburg*.
- Solar, Madrid (2006). “Guía de la energía solar”. En: *Madrid, SP. Industrias Gráficas El Instalador, SL 64p*.
- Steinmetz, J. et al (2009). “A new generation of test stands for certification and testing of solar thermal collectors”. En: *European Solar Thermal Energy Conference, Munich*.