

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR
TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

SEP

TRABAJO PROFESIONAL

COMO REQUISITO PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

QUE PRESENTA:

VÍCTOR EDUARDO DOMÍNGUEZ RAMÍREZ

CON EL TEMA:

“CALORIMETRÍA SOLAR”

MEDIANTE:

OPCION X

(MEMORIA DE RESIDENCIA)

TUXTLA GUTIERREZ, CHIAPAS

OCTUBRE 2013

"2013, Año de la Lealtad Institucional y Centenario del Ejército Mexicano"

DIRECCIÓN
SUBDIRECCIÓN ACADÉMICA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES
Tuxtla Gutiérrez, Chiapas 14 Junio 2013

OFICIO NUM. DEP-CT-150-2013

C. VICTOR EDUARDO DOMÍNGUEZ RAMÍREZ
PASANTE DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
EGRESADO DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ.
P R E S E N T E.

Habiendo recibido la comunicación de su trabajo profesional por parte de los CC. DR. CARLOS RIOS ROJAS, M.I. LORENZO MARCIANO VAZQUEZ, ING. RUTILO MORALES ALVAREZ e ING. MARIO TOLEDO MARTINEZ en el sentido que se encuentra satisfactorio el contenido del mismo como prueba escrita, **AUTORIZO** a Usted a que se proceda a la impresión del mencionado Trabajo denominado:

"CALORIMETRÍA SOLAR"

Registrado mediante la opción:
X (MEMORIA DE RESIDENCIA PROFESIONAL)

ATENTAMENTE
"CIENCIA Y TECNOLOGÍA CON SENTIDO HUMANO"

M.I. APOLINAR PÉREZ LÓPEZ
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES

Vo. Bo.

M. en C. JOSÉ LUIS MÉNDEZ NAVARRO
DIRECTOR

C.c.p.- Departamento de Servicios Escolares
C.c.p.- Expediente
I'JLMN/M'APL/I'eeam

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO
DE TUXTLA GUTIÉRREZ
DIV. DE EST. PROFESIONALES



DEDICATORIAS

A mis padres **Nelly R. Ventura** y **Víctor R. Domínguez M.** Ya que día con día me enseñaron a luchar en la vida y a dar lo mejor de mí, siempre están en mi corazón y en mi mente. Hoy me llena de felicidad compartir este logro con ustedes. Los amo.

A mi hermana **Daniela D. Ramírez.** Por su amor y por todos los buenos momentos que hemos pasado juntos, por ser esa persona en la vida por la que soy más feliz. Te amo hermanita.

A mis abuelitos **Abraham Ramírez** y **Delia Ventura.** Por todo el apoyo que me brindaron desde mi nacimiento a este momento y enseñarme la humildad, que a pesar de no estar tan cerca, siempre pienso en ellos.

A mis abuelitos **Víctor Rodas** y **Lucina Domínguez.** Por regalarme sus mejores consejos y cariño.

A mi profesor **Beyter B. Estrada.** Por guiarme en mi vida profesional y ser mi motivación para llegar hasta este momento, a pesar de su pronta partida siempre estará en mis pensamientos.

Al Dr. **Carlos R. Rojas.** Por transmitirme sus conocimientos y confiar en mí, que más que un buen profesor es un gran amigo.

A **Cynthia G. Coronel.** Que ante todo momento siempre estuvo a mi lado brindándome todo su apoyo y amor. Gracias por ser parte de este logro. Te amo.

AGRADECIMIENTOS

A **Dios** por darme la vida y por mostrarme que con humildad y paciencia todo es posible.

A mis padres **Nelly** y **Víctor**. Por apoyarme en todo momento y no abandonarme en situaciones difíciles. Gracias a ellos soy quien soy.

Al **Dr. Carlos R. Rojas**. Por haber aceptado dirigirme en el desarrollo de este proyecto. Ha sido un honor el ser su estudiante.

Al **Ing. Mario Toledo**. Por brindarme su amistad y aportar a mi vida profesional nuevos conocimientos.

Al **Dr. José F. Prieto**. Por ser mi asesor en mi proyecto de residencia y por haberme aceptado ser su nuevo estudiante.

A los Ing. **Lorenzo Marciano**., **Rutilo Morales**., **Rodolfo Coello**., **Roberto del Ángel**., **Mauro Rosas**., por ser excelentes maestros y transmitirme sus conocimientos, que no solo impartían clases si no cátedras dentro del aula.

A todos mis **tíos** que siempre estuvieron al pendiente de mí y por toda la confianza que depositaron en mí.

A mis amigos, **Armando León**., **Eduardo Sarmiento**., **Guillermo Cantoral**., **Leopoldo Ramírez** y **Giuseppe Meza**. Por la paciencia y amistad, que a quienes más que amigos considero mis hermanos.

Al **ITTG** por ser mi segunda casa.

	Pág.
Lista de Figuras.	iii
Nomenclatura.	iv
Resumen.	vi
	Pág.
Capítulo I. Introducción.	
1.1 Motivación.	1
1.2 Revisión bibliográfica.	2
1.3 Objetivos.	5
1.4 Alcances.	5
1.5 Descripción del área en donde participó.	5
Capítulo II. Métodos.	
2.1 Fundamentos teóricos.	7
2.1.1 Conducción.	7
2.1.2 Convección.	8
2.1.3 Radiación.	9
2.1.4 Coeficiente global de transferencia de calor (U).	9
2.1.5 Convección libre en placa vertical, horizontal e inclinada.	10
2.2 Muestras.	12
2.3 Procedimiento y descripción de las actividades realizadas.	13
2.3.1 Modelo físico.	13
2.3.2 Modelo matemático.	14
2.3.3 Modelo experimental.	15
2.3.4. Equipo experimental.	16
2.3.5 Procedimiento de la experimentación.	19

Capítulo III. Resultados.

3.1 Evaluación del coeficiente convectivo de una placa aislada (Prueba 1).	22
3.2 Evaluación del coeficiente convectivo de una placa sin aislante (Prueba 2).	25
3.3 Discusión de resultados.	27

Capítulo IV. Conclusiones y recomendaciones.

4.1 Conclusiones.	28
4.2 Recomendaciones para trabajos futuros.	28

Bibliografía.	29
----------------------	----

Anexo 1.	30
-----------------	----

Lista de figuras

Figura	Descripción	Pág.
2.1	Flujo de calor por conducción	7
2.2	Flujo de calor por convección a través de la placa	8
2.3	Flujo de calor por radiación a través de la placa	9
2.4	Capa límite en convección libre	10
2.5	Placa hacia abajo	11
2.6	Placa hacia arriba	11
2.7	Ensamble final de la placa absorbadora del colector solar	12
2.8	(a) Placa sin aislante	12
2.8	(b) Placa aislada	13
2.9	Modelo físico	13
2.10	Balance de energía en la placa absorbadora	14
2.11	Componentes del sistema de experimentación	15
2.12	Esquema y componentes del modelo experimental	16
2.13	Transformador	17
2.14	Dimmer	17
2.15	Baño térmico	17
2.16	Cámara infrarroja FLYR™	18
2.17	Multímetro UT55	18
2.18	Amperímetro de gancho truper®	18
3.1	\dot{m} vs β	22
3.2	Q vs β	23
3.3	Q vs β	23
3.4	U vs β	24
3.5	\dot{m} vs β	25
3.6	T_{sal} vs β	26
3.7	Q vs β	26
3.8	U vs β	27

Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidad
Latinas		
A	Área	m^2
C_p	Calor específico a presión constante	$J/(Kg K)$
G	Irradiación solar	W/m^2
H	Coeficiente de transferencia de calor	$W/m^2 K$
Q	Razón de flujo de calor	W/m^2
T	Temperatura	$^{\circ}C$
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$W/m^2 ^{\circ}C$
K	Conductividad térmica	$W/m ^{\circ}K$
V	Tensión eléctrica	v
I	Intensidad	A
Griegas		
β	Ángulo	$^{\circ}$
E	Emisividad	<i>adimensional</i>
Σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W/m^2 ^{\circ}K^4$
Δ	Diferencia o gradiente	----
Subíndices		
$Cond$	Conducción	
$Conv$	Convección	
W	Placa	
∞	Ambiente	

<i>rad</i>	Radiación
<i>Ent</i>	Entrada
<i>Perd</i>	Perdida
<i>útil</i>	Útil
<i>S</i>	Salida
<i>O</i>	Entrada
<i>Abs</i>	Absorbida

Resumen

El Calor Solar para Procesos Industriales, SHIP por sus siglas en inglés, en la actualidad se considera en sus primeras etapas de desarrollo de acuerdo con autores como ESTIF, (2006). Las aplicaciones del calor solar para procesos industriales en su gran mayoría requieren temperaturas mayores que 80°C y menores que 250°C . Sin embargo, colectores optimizados para este intervalo de temperatura han sido poco desarrollados y por consecuencia su mercado es incipiente.

En este documento se presenta un proyecto para desarrollar la evaluación de ganancias de calor de una placa que simula a un absorbedor de un colector solar expuesto a cielo abierto, para estudiar la viabilidad tecnológica de dispositivos de ganancia de calor solar. En el desarrollo del proyecto se evaluó mediante calorimetría las condiciones de colectores solares de mediana temperatura. En el trabajo se hizo un análisis de un dispositivo termosolar basándose en el funcionamiento de un dispositivo experimental en el que se puedan controlar las principales variables que afectan la eficiencia.

En los resultados se encontró que el coeficiente de transferencia de calor varía de manera lineal, con una desviación estándar de 0.9437 con forme cambia el ángulo de inclinación del colector respecto a la horizontal de (0 a 90°). Por lo que en la simulación de colectores solares es recomendable hacer ajustes del coeficiente conforme el ángulo de inclinación cambia, con el fin de obtener un mejor desempeño del colector. Más aún, en colectores que trabajan a mediana temperatura que en estos se incrementan las pérdidas de calor considerablemente respecto a los colectores de baja temperatura debido al potencial térmico entre la placa absorbadora y la temperatura ambiente.

Capítulo I. Introducción

1.1 Motivación

El estudio que se presenta surge en razón a que muchas empresas o industrias son dependientes de energía eléctrica en gran magnitud, debido al cambio climático la contaminación ha aumentado de forma drástica y esto trae como resultado el deterioro de nuestro planeta. El consumo de energía eléctrica es un indicador del desarrollo económico de un país, y en los últimos años ha incrementado de forma increíble el consumo de electricidad, esto trae como consecuencia un aumento de contaminación, agotamiento de los recursos energéticos, y un desequilibrio económico y social. Cabe mencionar que el ser humano se ha hecho dependiente de una fuente de energía muy importante como es el petróleo, por medio de esta fuente satisfacemos muchas necesidades, pero lo que no se ha tomado en cuenta es que esta es limitada y le queda poco tiempo de vida útil. Por eso es muy importante el estudio de las nuevas fuentes alternas renovables como son el aire, las corrientes de agua, el mar, la biomasa y el sol.

El calor que se requiere dentro de las industrias para llevar muchos procesos a cabo se estima que son de temperaturas menores a 250°C , es por eso que se buscan nuevas fuentes de energía para poder satisfacer estas temperaturas y disminuir la contaminación por la energía eléctrica utilizada. Se da como alternativa los colectores de mediana temperatura que funcionan con energía solar, la cual puede almacenarse para luego ser utilizada.

El coeficiente de transferencia de calor es un factor que indica el nivel de pérdidas de calor y en consecuencia afecta la eficiencia y las ganancias del colector. En colectores de mediana temperatura, la ecuación de pérdidas de calor es más sensible a incertidumbres del coeficiente, en comparación con colectores de baja temperatura, ya que el potencial térmico es mayor, por lo que esfuerzos en la reducción de la incertidumbre del coeficiente es importante. En trabajos reportados, se ha encontrado que el coeficiente de transferencia de calor depende del ángulo respecto a la horizontal del colector, sin embargo, no se han encontrado factores de corrección para esto.

1.2 Revisión bibliográfica

En esta sección se presentan estudios realizados con anterioridad sobre la transferencia de calor a través de colectores solares planos a diferentes ángulos de inclinación.

Tian Pau Chang (2008), Realizó el estudio del ángulo de inclinación para los colectores solares, realizado en el departamento de informática e ingeniería de la información. En el estudio se realizó el análisis con los tres tipos de radiación como son la radiación extraterrestre, radiación directa y radiación global, con una observación de 10 años, tomando en cuenta la ubicación geográfica y las condiciones climatológicas. Por medio de análisis experimental, se tomaron muestras observadas de la radiación solar durante todos los días del año en diferentes zonas, todo este experimento se realizó a partir de modelos matemáticos, como es el de Liu y Jordán (1963), que nos permite conocer la incidencia de radiación sobre una superficie, tomando en cuenta distintas variables como, el ángulo al que se encuentra la superficie del colector, el haz de radiación en un cielo despejado, la transmitancia atmosférica debido al haz de radiación, la posición a la que se desea medir, la latitud geográfica etc. Los resultados obtenidos en los estudios realizados son de gran interés ya que para poder determinar el ángulo óptimo del colector basta conocer la latitud, y el cambio de los ángulos en diferentes zonas.

M. Ávila M. (2000), Realizó estudios sobre la transferencia de calor por convección natural en tubos inclinados, donde propone las correlaciones de convección natural del tipo “Nu vs Ra” que sirve para modelar flujo laminar interno en tuberías inclinada y verticales, toman como punto de partida los trabajos realizados de Dyer (1995), de Materano y Pineda (1996), realizados en tubos verticales, y con el trabajo experimental de Sandoval y valecillos (1998) realizado en tubos de varias inclinaciones. Este experimento fue realizado con un aparato que consta de tubos de cobre que se encuentran dentro de una pared. Los tubos son colocados a diferentes ángulos de inclinación, el fluido de trabajo se alimenta a un nivel constante mediante un vertedero de rebose y la circulación se induce por calentamiento con una resistencia eléctrica enrollada externamente. Mediante termopares tipo J son mediadas las temperaturas de entrada, salida y de la pared. Los datos mostrados en diferentes gráficas de la relación entre el Nusselt y Rayleigh, muestran que al variar la longitud y el radio, los puntos están por encima de la curva de J.R. Dyer, esta tendencia se presenta cuando son de mayor tamaño, también

tomando de referencia la temperatura y colocando los tubos a diferentes ángulos de inclinación la mayoría de los puntos se ajustan a la curva.

Pramod K. Pandey, Michelle L. Soupir (2012), Realizaron estudios donde proponen un modelo para estimar el promedio por hora de la radiación solar global sobre las superficies horizontales, el modelo fue desarrollado para poder controlar la radiación solar por cada hora. Donde las entradas que se toman en cuenta en este modelo son las siguientes, horas y días del año, los valores de los parámetros optimizados, constante solar, latitud y longitud de la ubicación que se requiera. El modelo desarrollado utiliza valores de fácil acceso como son la latitud y la longitud de la ubicación, y puede ser aplicado a diferentes lugares para la predicción de la radiación solar en una superficie horizontal.

Y. Raja Sekhar, K. V. Sharmay M. Basaveswara Rao (2009), Realizaron una investigación teórica - experimental con el objetivo de evaluar el coeficiente de pérdida de calor sobre los colectores solares planos, para hacer una comparación del valor que se obtiene por medio teórico y de forma experimental, tomando en cuenta estudios anteriores. El experimento se llevó a cabo con un sistema de circuito cerrado de termosifón, realizando pruebas por circulación natural y forzada, colocaron tres tubos aletados, doble cubierta de vidrio y la placa absorbadora. En el estudio se analizó cómo se comportan los coeficientes entre la placa y la cubierta de vidrio del colector, como también entre la cubierta de vidrio y el ambiente. En los cálculos realizados se toma en cuenta diferentes parámetros que se encuentran en función de los coeficientes como son, la emisividad, la temperatura de la placa y el vidrio, el espacio de la placa y vidrio, la temperatura ambiente y el ángulo de inclinación del colector. Para determinar el valor del Nusselt se utilizó la ecuación de Hollands. Después de haber realizado el análisis experimental - teórico se concluye que la emisividad de la placa tiene un impacto significativo en el coeficiente de pérdidas en la parte superior y por consecuencia en la eficiencia del colector, la eficiencia solo aumenta cuando la temperatura ambiente es mayor, además no se encuentra un impacto significativo en el coeficiente de pérdidas cuando el ángulo de inclinación se varía.

Elsherbiny. Realizó un estudio extensivo para investigar el efecto del ángulo de inclinación y la razón de aspecto en la transferencia de calor por convección natural. La cavidad tiene dos placas paralelas isotérmicas mantenidas a diferentes temperaturas y

con paredes altamente conductivas alrededor de sus bordes, las cuales forman un perfil de temperaturas lineal entre las dos placas. Las mediciones fueron realizadas para razones de aspecto entre 5 y 110 para ángulos de inclinación desde $\theta=0^\circ$ (calentada desde abajo) hasta $\theta=90^\circ$. Los experimentos cubrieron un intervalo de números de Rayleigh de entre 10^2 y 2×10^7 . Los datos mostraron que para un determinado ángulo de inclinación, $\theta=60^\circ$ (calentada desde abajo) se encontró un efecto definido de la razón de aspecto en el número de Nusselt promedio para bajos números de Rayleigh $500 < Ra \cos \theta < 2 \times 10^4$, sin embargo no se encontró efectos significantes debidos a la razón de aspecto. Además, para un determinado número de Rayleigh y razón de aspecto, el ángulo de inclinación tuvo un efecto significativo en el número de Nusselt promedio. Sin embargo, a bajos números de Rayleigh y para ángulos $60 \leq \theta \leq 90^\circ$, se encontró que el número de Nusselt era aproximadamente independiente del ángulo de inclinación.

Alvarado (2007). En este trabajo es llevada a cabo una investigación numérica de la interacción entre dos formas de transferencia de calor, convección natural y radiación térmica en la superficie, en cavidades alargadas inclinadas. Los parámetros de estudio son: el número de Rayleigh, la relación de aspecto y el ángulo de inclinación. Las ecuaciones gobernantes en dos dimensiones en estado estable se han resuelto por el método de volúmenes finitos. La transferencia de calor total se incrementa cuando el ángulo de inclinación aumenta, excepto cuando la estructura del flujo cambia de varias celdas convectivas a uno sola celda. Este estudio muestra la importancia de considerar la unión de dos formas de transferencia de calor, que son, la convección natural y la radiación térmica en la superficie en cavidades alargadas inclinadas.

Los estudios realizados con anterioridad, son de suma importancia ya que muestran datos para hacer mejoras en nuevos experimentos, además se desarrollan nuevos modelos que son fáciles de manejar. Se observó que la influencia del ángulo del colector se ha estudiado de manera somera, y este puede tener efectos considerables en el desempeño térmico de un colector solar.

1.3 Objetivos

Objetivo general

Estudiar la ganancia de calor solar en una placa de un colector de mediana temperatura cuando se varía el ángulo de incidencia solar.

Objetivos específicos:

- Implementar la instrumentación necesaria para el control y el monitoreo de las ganancias de calor solar mediante calorimetría.
- Evaluar las ganancias de calor en la placa del colector bajo condiciones diferentes de inclinación.

1.4 Alcances

Se estudiará el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor por convección y radiación a través de una placa absorbadora de un colector solar de mediana temperatura cuando es inclinada a distintos ángulos.

1.5 Descripción del área que participó

La investigación fue realizada en el Departamento de Ingeniería Mecánica del Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, específicamente en el área de Sistemas Térmicos en el Laboratorio de Tecnología Solar.

En la **Figura 1.1 y 1.2** se muestra la ubicación y una imagen del Laboratorio donde se trabajó, respectivamente.

Capítulo II. Métodos

2.1 Fundamentos teóricos

2.1.1 Conducción

La conducción es un tipo de transferencia de energía, donde se establece que la energía (calor) se transfiere del medio con mayor temperatura al medio con menor temperatura. En otras palabras es la transferencia de energía de las partículas más energéticas hacia las menos energéticas, esta interacción entre partículas puede darse por movimientos aleatorios de estas (difusión de la energía) o por movimientos vibratorios.

Para determinar la transferencia de calor por conducción para una placa plana unidimensional de acuerdo con la ley de Fourier se tiene que:

$$q_{cond} = -k\left(\frac{dT}{dx}\right) \quad (2.1)$$

donde $q_{cond} (w/m^2)$ es la rapidez de transferencia de calor por conducción, $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura, y $k (w/mK)$ es la conductividad térmica del material. **La Figura 2.1** muestra el flujo de calor por conducción.

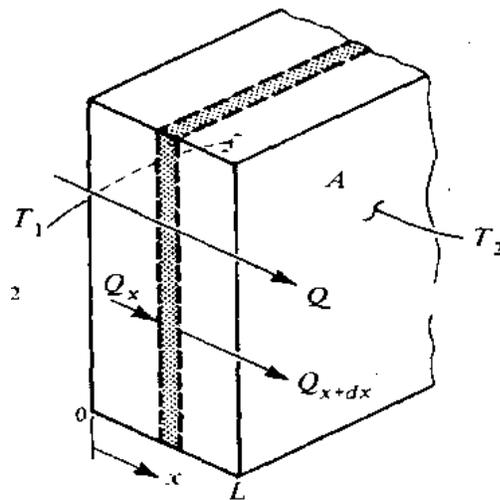


Figura 2.1 Flujo de calor por conducción

2.1.2 Convección

La convección es un tipo de transferencia de energía, esta sucede entre la placa y el aire del ambiente. Sin embargo, los coeficientes convectivos no son sencillos de especificar debido a que se debe considerar la geometría de la superficie y la naturaleza del fluido (convección natural o forzada), así como las propiedades del mismo.

Para determinar la transferencia de calor por convección se utiliza la ecuación de la ley de enfriamiento de Newton:

$$q_{conv} = h_{conv}A(T_w - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

Donde q_{conv} es la transferencia de calor por convección, h_{conv} es el coeficiente local de transferencia de calor por convección, A es el área de la superficie, T_w es la temperatura de la superficie y T_{∞} es la temperatura del medio ambiente. La **Figura 2.2** muestra el flujo de calor por convección a través de la placa.

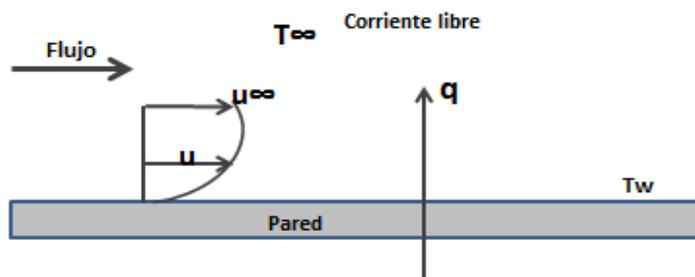


Figura 2.2 Flujo de calor por convección a través de la placa

2.1.3 Radiación

La transferencia de calor por radiación se propaga por ondas electromagnéticas, y se da de mejor manera en espacios vacíos, no requiere de materia. La radiación solar incide sobre la placa absorbidora y esta obtendrá una ganancia de calor, esto se debe a que la temperatura del sol es mucho más alta que la de la placa. La placa se calentará junto al fluido que se hace pasar, obteniendo un cambio de temperatura significativo. La **Figura 2.3** muestra el flujo de calor por radiación sobre la placa.

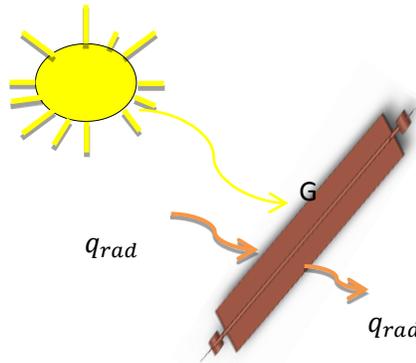


Figura 2.3 Flujo de calor por radiación a través de la placa

El flujo de calor por radiación que se transfiere o se emite por unidad de área se rige por la ley de Stefan-Boltzmann y se expresa con la siguiente ecuación:

$$q_{rad} = \sigma \varepsilon (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.3)$$

donde q_{rad} es la rapidez de transferencia de calor por radiación, T_1^4 es la temperatura de la superficie de la placa, T_2^4 es la temperatura ambiente, σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$) y ε es la propiedad térmica de la superficie de cada material conocida como emisividad, donde su valor va desde $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

2.1.4 Coeficiente global de transferencia de calor (U)

Para la transferencia de energía sobre una placa plana expuesta al medio ambiente, influyen coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación, para este efecto se considera coeficientes de transferencia combinados, por lo que la tasa total de transferencia puede ser calculada a partir de las diferencias de temperaturas con la siguiente ecuación:

$$U = \frac{q}{A(\Delta T_{total})} \quad (2.4)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor o también llamado factor U , que está dado por $\frac{W}{m^2 K^4}$ y considera toda la transferencia de calor por convección y radiación térmica.

2.1.5 Convección libre en una placa vertical, horizontal e inclinada

Al considerar una placa plana vertical, cuando ésta es calentada, la placa experimenta un fenómeno de capa límite de convección libre, tal como se muestra en la **Figura 2.4**. El perfil de velocidad sobre la pared es cero debido a la condición de adherencia, ésta aumenta hasta cierto valor máximo y luego disminuye a cero en el borde de la capa límite, ya que las condiciones de corriente libre están en reposo en el sistema. El desarrollo inicial de la capa límite es laminar, pero a cierta distancia del borde principal que dependen de las propiedades del fluido y de la diferencia de temperatura entre la pared y el medio, forman corrientes turbulentas y comienza una transición a una capa límite turbulenta, y a mayor distancia de la placa, la capa límite puede volverse turbulenta por completo.

El movimiento del fluido en convección libre es el resultado de las fuerzas de flotación impuestas sobre el fluido cuando su densidad cerca de la superficie de transferencia de calor disminuye debido al proceso de calentamiento. Las fuerzas de flotación no estarían presentes si el fluido no sufriera la acción de alguna fuerza externa como la gravedad, aunque ésta no es el único tipo de campo de fuerza que puede producir corrientes de convección libre; un fluido encerrado en una máquina rotatoria sufre la acción de un campo de fuerza centrífuga y puede experimentar corrientes de convección libre, si una o más de las superficies en contacto con el fluido se calentasen.

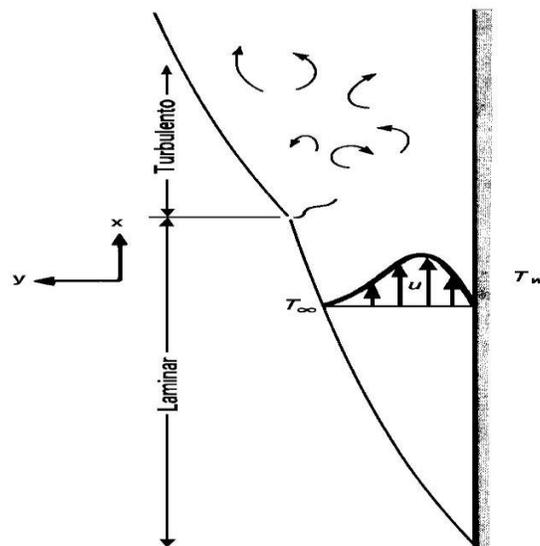


Figura 2.4 Capa límite en convección libre

Cuando se considera una placa horizontal, las fuerzas de empuje que experimenta es exclusivamente normal a la superficie, como para una placa inclinada, donde los patrones de flujo y la transferencia de calor dependen fuertemente de que si la superficie esté fría o caliente y si ésta se encuentra viendo hacia arriba o hacia abajo, en nuestro caso tomamos un efecto de calentamiento, entonces para una placa viendo hacia abajo, la tendencia del fluido a descender y ascender es impedida por la placa, la temperatura ($T_w > T_\infty$) como se muestra en la **Figura 2.5**, ahora, cuando la placa está viendo hacia arriba el flujo se impulsa por parcelas ascendientes y descendientes de fluido como se muestra en la **Figura 2.6**.

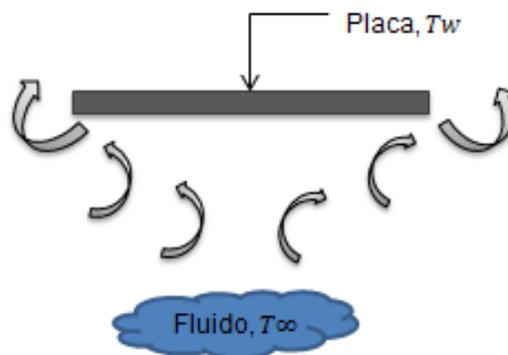


Figura 2.5 Placa hacia abajo

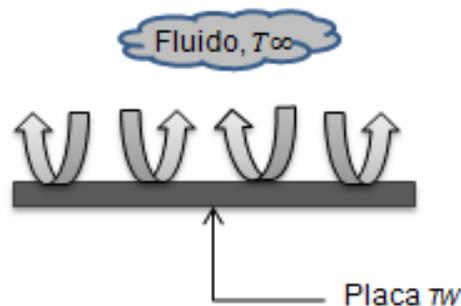


Figura 2.6 Placa hacia arriba

2.2 Muestras

En esta sección se describe cada uno de los componentes de la placa utilizada para llevar a cabo las pruebas experimentales para determinar el factor U en la placa absorbadora del colector solar. La placa está compuesta por un tubo exterior de cobre donde se hace pasar a el fluido de 12 mm ($\frac{1}{2}$ "), un tubo interior en el que se hace pasar la resistencia de 3/16", resistencia de material aleado níquel-cromo calibre 32, dos "Tes" de 12 mm ($\frac{1}{2}$ ") para la entrada y salida del fluido, las dimensiones de la placa son de 50 x 17 cm. La placa fue pintada de color negro tal como la placa de un colector solar, para obtener una mejor emisividad así como para evitar el reflejo de la radiación infrarroja. Para la primera prueba se utilizó la placa sin aislante y para la segunda prueba la placa con aislante térmico.

En la **Figura 2.7** se muestra todos los componentes ensamblados de la placa absorbadora.

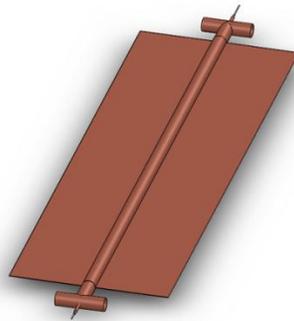


Figura 2.7 Ensamble final de la Placa absorbadora del colector solar

En la **Figura 2.8a** se muestra la placa real aislada y en la **Figura 2.8b** se muestra la placa cubierta con aislante térmico.



Figura 2.8a Placa sin aislante



Figura 2.8b Placa aislada

2.3 Procedimiento y descripción de las actividades realizadas

2.3.1 Modelo físico

Considerando el volumen de control de la **Figura 2.9** al que se le suministra energía q_{ent} a través de la placa, se dice que parte de esa energía se pierde al exterior q_{perd} debido a la diferencia de temperatura ($T_w - T_\infty$) entre la placa y el ambiente exterior, la otra parte se remueve mediante un fluido de trabajo que circula a través de la placa q_{util} . La q_{util} es la energía removida por convección considerando el flujo y la diferencia de temperatura ($T_S - T_O$) en la entrada y salida.

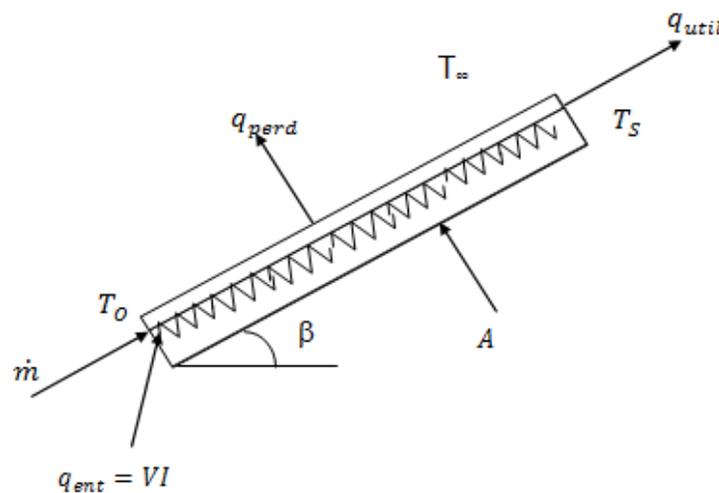


Figura 2.9 Modelo físico

2.3.2 Modelo matemático

Considerando una placa a la que se le suministra de manera uniforme calor como se muestra en la **Figura 2.10** se tiene:

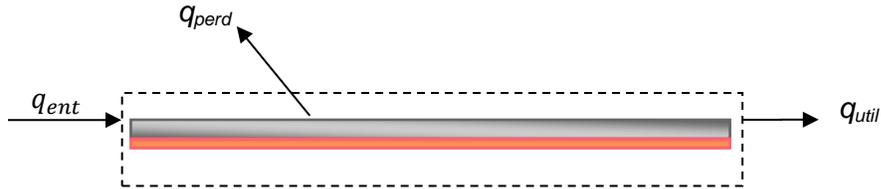


Figura 2.10 Balance de energía en la placa absorbidora

Para las condiciones de estado permanente haciendo un análisis basado en primera ley de la termodinámica y considerando a la placa en su totalidad dentro de un volumen de control, se tiene que:

$$q_{ent} - q_{perd} = q_{util} \quad (2.5)$$

donde:

$$q_{ent} = VI \quad (2.6)$$

$$q_{util} = \dot{m}cp(T_S - T_O) \quad (2.7)$$

Considerando la ley del enfriamiento de Newton para q_{per} :

$$q_{per} = AU(T_w - T_\infty) \quad (2.8)$$

Realizando la sustitución de las ecuaciones 2.6, 2.7 y 2.8 en la ecuación número 2.5 se tiene:

$$VI - AU(T_w - T_\infty) = \dot{m}cp(T_S - T_O) \quad (2.9)$$

Ahora despejando la variable U que representa la transferencia de calor por convección y radiación se obtiene la ecuación de trabajo.

$$U = \frac{VI - \dot{m}cp(T_S - T_O)}{A(T_W - T_\infty)} \quad (2.10)$$

2.3.3 Modelo experimental

En la **Figura 2.11** se muestran todos los componentes necesarios para realizar la evaluación del coeficiente de transferencia de calor en la placa absorbadora, en el modelo experimental se requiere: un multímetro, un amperímetro, un dimmer, un transformador, una cámara infrarroja y un baño térmico.

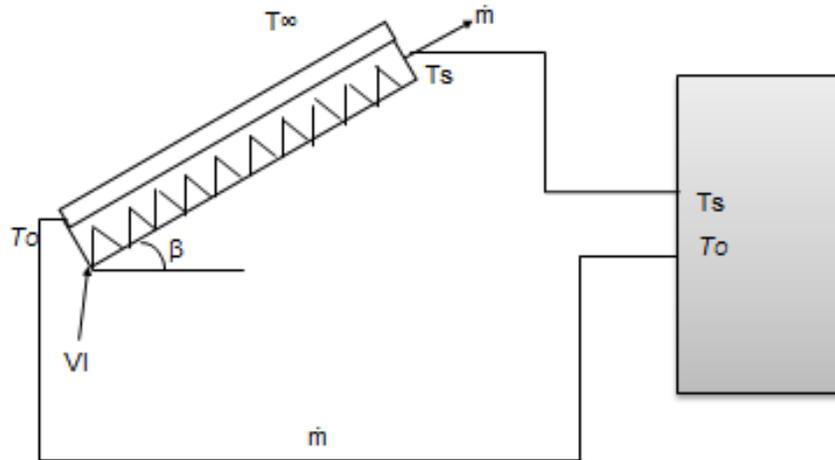


Figura 2.11 Componentes del sistema de experimentación

Todas las tensiones eléctricas son medidas por un multímetro, la intensidad de la corriente es medida por un amperímetro, las referencias de todas las temperaturas implicadas se miden con la cámara infrarroja. Con el dimmer se reguló la intensidad de la tensión eléctrica permitiendo un mejor manejo de la energía suministrada, y el transformador fue necesario para regular la tensión. El baño térmico se usó para mantener la temperatura de entrada constante.

2.3.4 Equipo experimental

En esta sección se presenta una descripción de cada parte del equipo. El esquema mostrado en la **Figura 2.12** se construyó con base al modelo experimental, el equipo experimental fue dividido en tres partes, un medio para el registro de los valores del calor suministrado, y dos más para la referencia de temperaturas, como la del fluido y la placa.

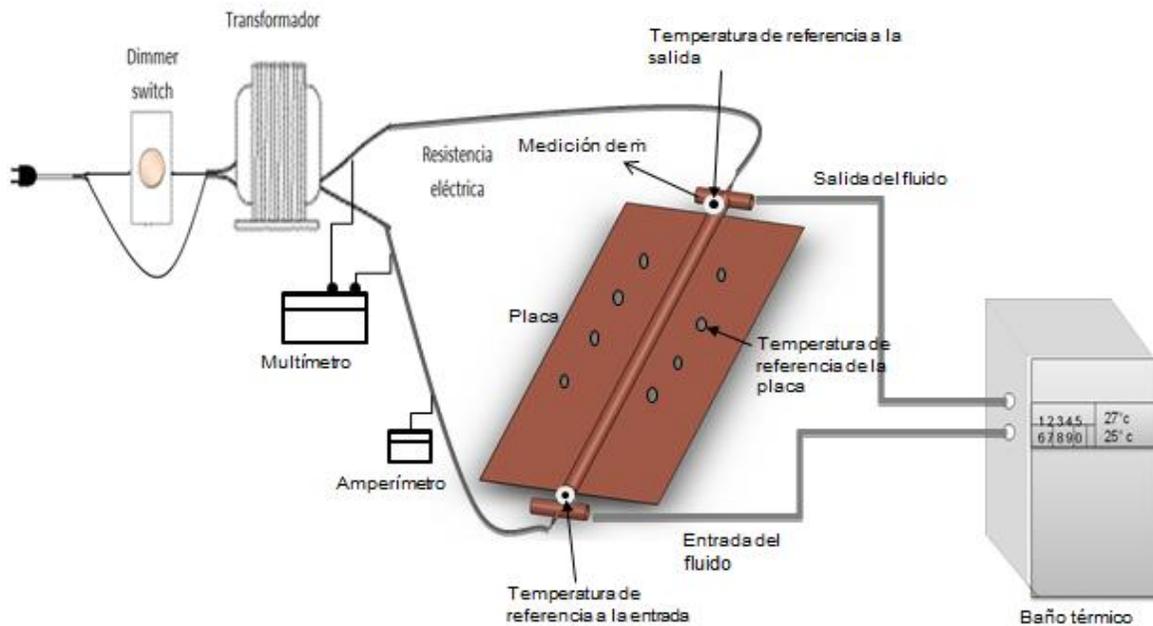


Figura 2.12 Esquema y componentes del modelo experimental

Para llevar a cabo la experimentación se utilizaron los siguientes dispositivos: Un transformador eléctrico de 24 volts y 5 amperes, un dimmer de 600 Watts para regular la tensión eléctrica, una cámara infrarroja marca FLYR™ con una incertidumbre de medición de ± 0.01 para tomar las temperaturas necesarias en el sistema, un multímetro UT55 marca Steren® con una incertidumbre de medición de ± 0.05 para medir la tensión eléctrica, un amperímetro tipo gancho marca Truper® con una incertidumbre de ± 0.05 para medir la corriente alterna en el sistema, un baño térmico marca VWR SCIENTIFIC PRODUCTS™ con una incertidumbre de medición de ± 0.05 para controlar la temperatura a la entrada, además un bypass compuesto por mangueras flexibles de $\frac{1}{2}$ " y una válvula de esfera para poder regular el flujo.



Figura 2.13 Transformador.



Figura 2.14 Dimmer.



Figura 2.15 Baño térmico.



Figura 2.16 Cámara infrarroja FLYR™.



Figura 2.17 Multímetro UT55.



Figura 2.18 Amperímetro de gancho truper®.

2.3.5 Procedimiento de la experimentación

Para realizar la experimentación se utilizaron los dispositivos mencionados en la sección 2.3.4 y materiales mostrados en la sección 2.2.

Los pasos de la experimentación fueron los siguientes:

1. Instalar el programa ThermaCAM y QuickReport que nos proporciona el fabricante de la cámara FLYR SYSTEMS en la PC.
2. Colocar todos los dispositivos y la placa a una distancia considerable donde no intervengan uno con otro.
3. Introducir la resistencia junto con la capa de fibra de vidrio dentro del tubo de 3/16" dejando una tolerancia en la entrada y salida del tubo.
4. Conectar la válvula de esfera a la entrada de la placa absorbidora.
5. Conectar la entrada primaria del bypass al baño térmico.
6. En seguida conectar la entrada secundaria del bypass a la placa absorbidora para el retorno del fluido.
7. Conectar el dimmer con el transformador en serie, luego conectar las salidas del transformador a cada punta de la resistencia de la placa absorbidora.
8. Colocar cada punta (negativo y positivo) del multímetro en la unión de la resistencia - transformador y colocar dentro del amperímetro de gancho una de las conexiones entre la resistencia - transformador.
9. Llenar de agua limpia, sin residuos, el baño térmico hasta el nivel marcado.
10. Colocar una pieza de cobre como referencia para la temperatura ambiente, de manera que quede en el aire.
11. Verificar que cada conexión de los dispositivos se encuentren de manera que no provoquen un corto circuito.
12. Colocar la placa sobre la estructura en el primer ángulo a experimentar empezando de 0° a 90°.
13. Conectar el baño térmico y el circuito eléctrico a una toma de corriente eléctrica.
14. Encender el baño térmico y programar a una temperatura definida.
15. Verificar que no existan fugas en las conexiones del bypass.
16. Si se presentan fugas, repetir el paso 4, 5 y 6, de no ser así continuar el procedimiento.

17. Encender el multímetro y amperímetro y colocarlo en la medición de 200 V y 20 A respectivamente.
18. Encender el dimmer, luego ir girando lentamente para suministrar el calor deseado.
19. Verificar en el display del multímetro y amperímetro los valores de tensión eléctrica y la intensidad de corriente.
20. Fijar la tensión y la intensidad deseada y esperar 10 minutos en lo que la placa se estabiliza en su temperatura de trabajo.
21. Desconectar la manguera de la salida de la placa absorbadora.
22. Colocar un recipiente graduado debajo de la salida de la placa y regular el flujo que se desee mediante la válvula de esfera.
23. Medir por gravimetría y tomar el tiempo que lleva en llenarse el recipiente hasta los 500 ml.
24. Verificar que el flujo sea constante y continuar la experimentación.
25. Encender la cámara infrarroja y ajustarla en la mejor definición.
26. Tomar fotografías sobre la placa, a la entrada y salida del fluido y en la pieza de cobre para tener el registro de las temperaturas.
27. Girar el dimmer hasta apagarlo, desconectar el circuito y apagar el baño térmico.
28. Descargar las fotografías tomadas a una PC, y con el programa ThermoCAM QuickReport analizar los campos de temperaturas.
29. Realizar los cálculos necesarios mediante las ecuaciones mencionadas en la sección 2.3.2.
30. Repetir el experimento a partir del paso número 13 e ir variando el ángulo por cada prueba.
31. La prueba termina una vez que se completa toda la serie de ángulos de inclinación de la placa absorbadora (de 0-90° con pasos de 15°).

Para un mejor proceso en la experimentación se recomiendan tomar en cuenta los siguientes puntos:

- Ubicar el baño térmico de tal manera que su fuente de calor no influya en el experimento.
- Evitar cambios de flujo si es el caso.
- Evitar que la luz afecte directamente en la placa, ya que la cámara infrarroja puede obtener datos incorrectos.

- Evitar fugas en el bypass.
- Realizar mediciones en horas donde la temperatura ambiente no varíe considerablemente.
- Utilizar referencias para la medición de temperaturas con la cámara infrarroja.

Capítulo III. Resultados

3.1 Evaluación del coeficiente convectivo de una placa aislada (prueba 1)

Luego de haber realizado el experimento se obtuvieron los siguientes resultados.

En la **Figura 3.1** se presenta el comportamiento del flujo másico al variar el ángulo. El flujo másico se obtuvo experimentalmente con una variación mínima de 0.00015 kg/s, con un comportamiento prácticamente lineal.

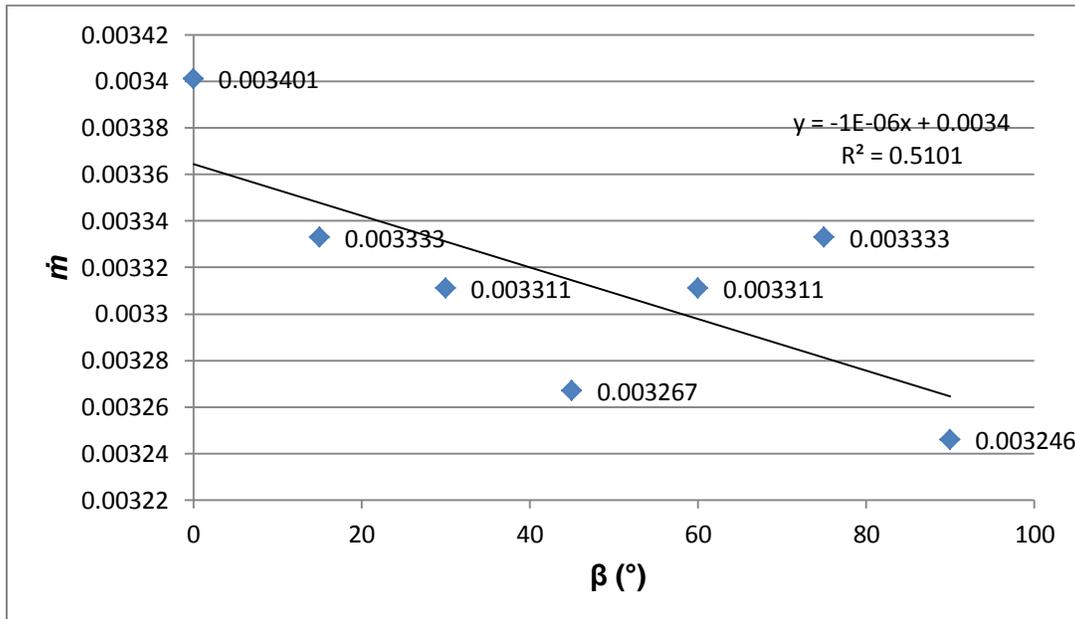


Figura 3.1 Gráfica \dot{m} vs β

La **Figura 3.2** presenta el comportamiento de Q_{ent} , y de Q_{util} con respecto al ángulo de inclinación. El Q_{ent} se obtuvo por experimentación utilizando la ecuación 2.7 y el valor de Q_{util} se obtuvo de manera teórica mediante la ecuación 2.8.

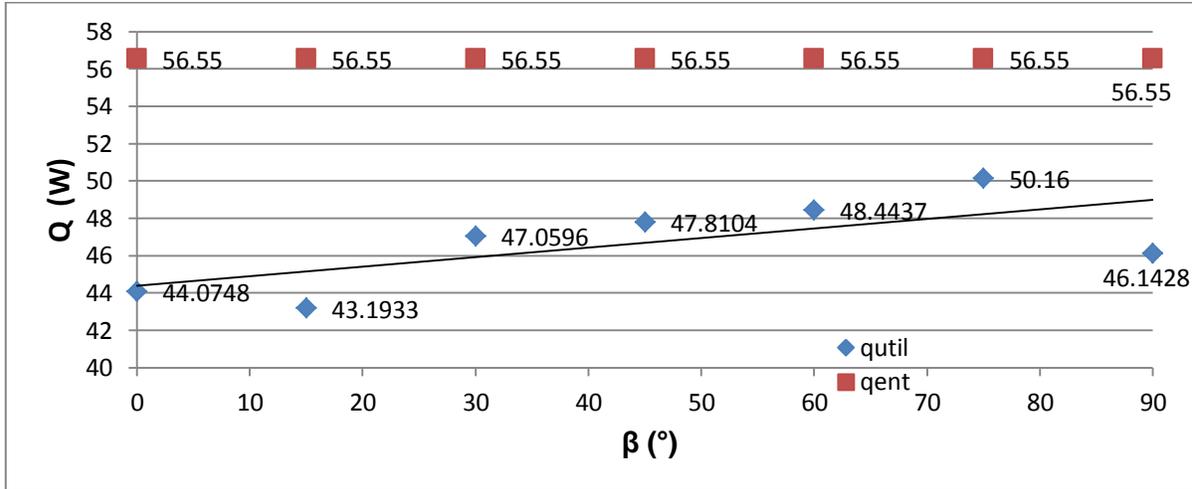


Figura 3.2 Gráfica Q vs β

La **Figura 3.3** muestra la variación de Q_{util} y Q_{perd} con respecto a la variación del ángulo.

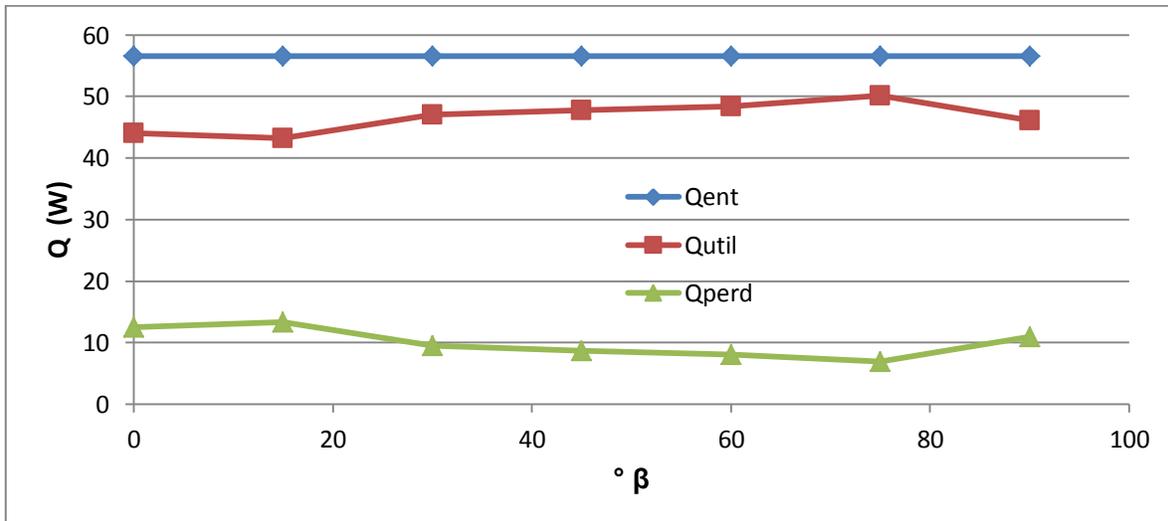


Figura 3.3 Gráfica Q vs β

En la **Figura 3.4** se muestra el comportamiento del coeficiente U por convección y radiación obtenido mediante la ecuación 2.10 con respecto al ángulo de inclinación.

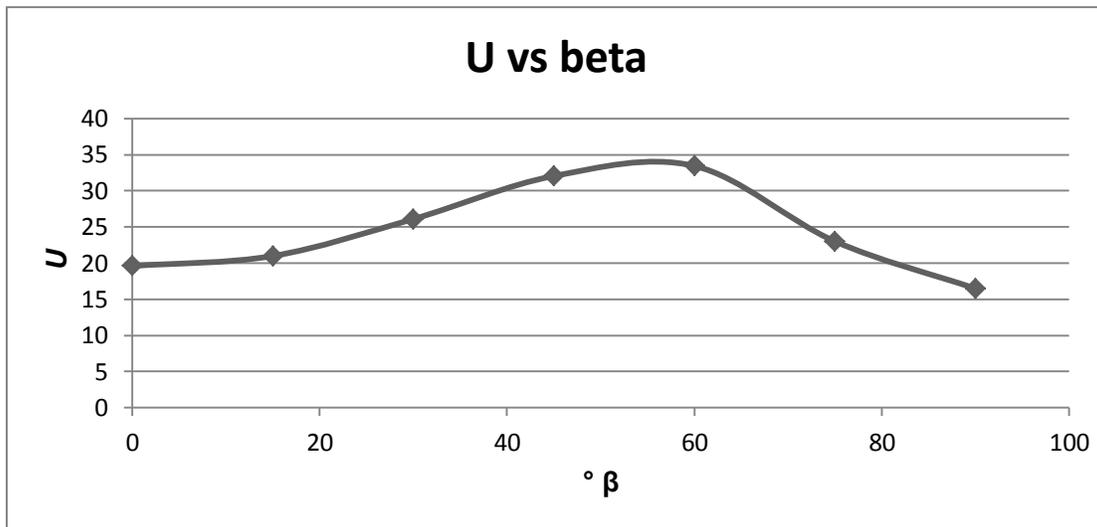


Figura 3.4 Gráfica U vs $^{\circ} \beta$

3.2 Evaluación del coeficiente convectivo de una placa sin aislante (prueba 2)

La **Figura 3.5** presenta el comportamiento del flujo másico y del coeficiente U con respecto al ángulo de inclinación. El flujo másico se obtuvo de manera experimental mediante gravimetría a intervalos de peso de 0.5 kg. Se observa que su variación fue mínima (0.00021 kg/s), también con un comportamiento prácticamente lineal.

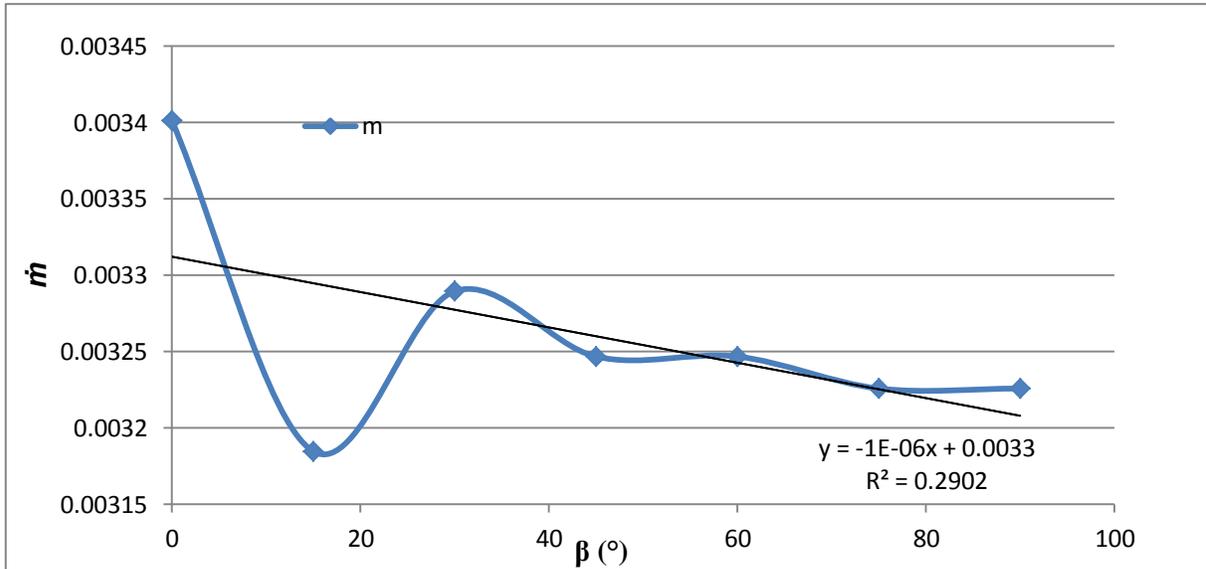


Figura 3.5 Gráfica \dot{m} vs $^\circ\beta$

En la **Figura 3.6** se muestra el comportamiento de la temperatura a la salida de la placa absorbidora cuando se varía el ángulo de inclinación, en el gráfico se observa que la variación fue mínima con un valor de 1°C.

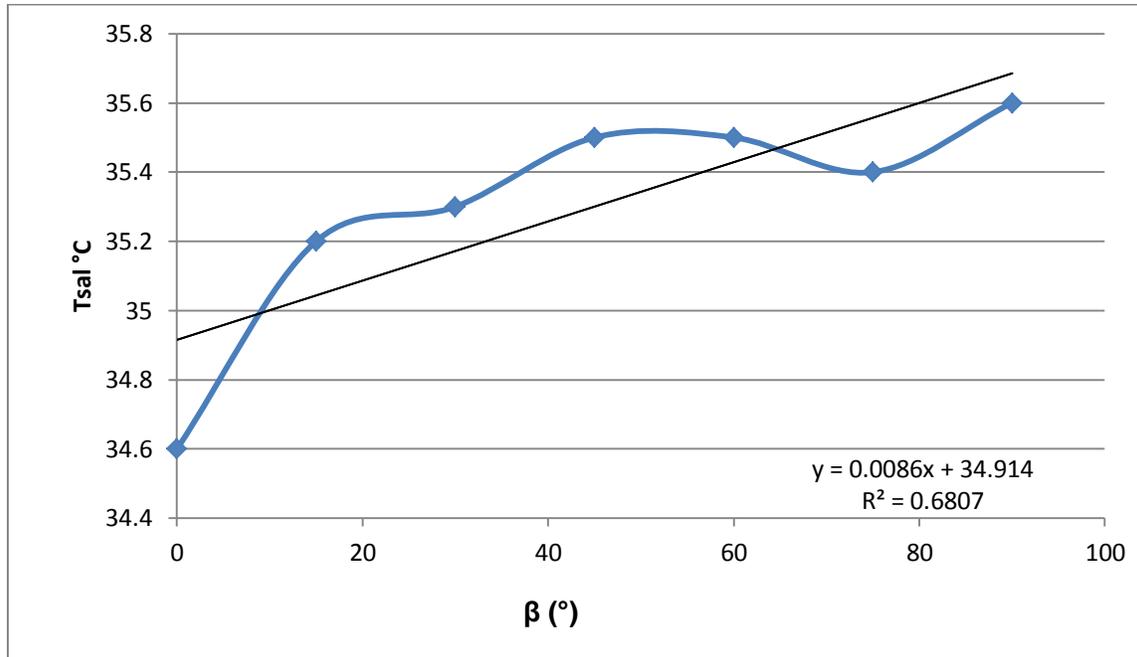


Figura 3.6 Gráfica T_{sal} vs $^{\circ}\beta$

En la **Figura 3.7** se presenta el comportamiento de Q_{ent} , Q_{util} , Q_{perd} , con respecto al ángulo de inclinación. Q_{ent} se obtuvo por experimentación utilizando la ecuación 2.7, el valor de Q_{util} , y Q_{perd} se obtuvo mediante las ecuaciones 2.8 y 2.9 respectivamente.

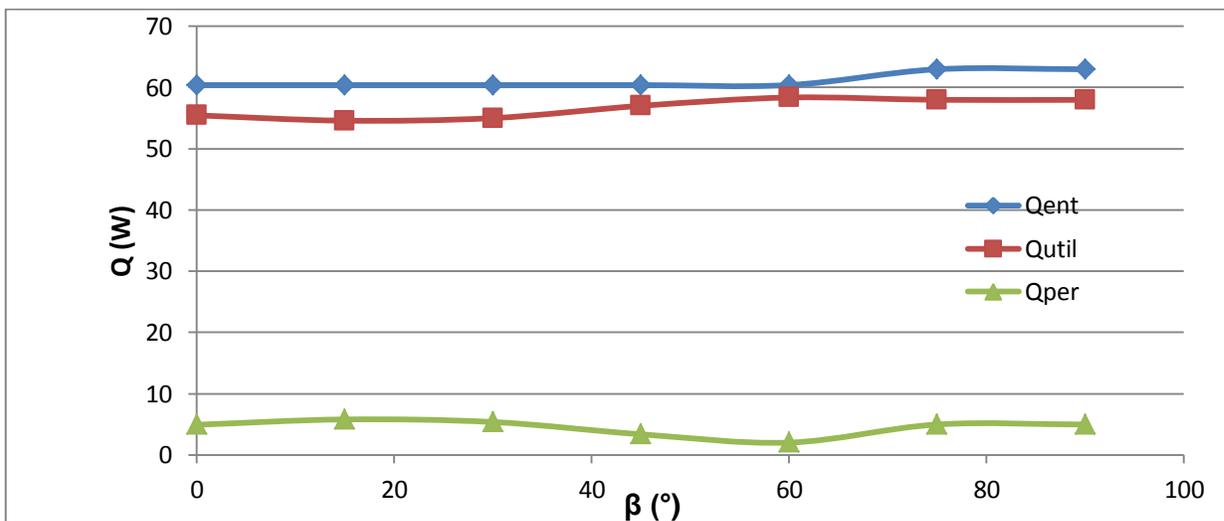


Figura 3.7 Gráfica Q vs $^{\circ}\beta$

En la **Figura 3.8** se presenta el comportamiento del coeficiente U por convección y radiación obtenido mediante la ecuación 2.10 con respecto al ángulo de inclinación. En la figura se observa un comportamiento lineal que varió de 13 a 19 W/m² K. Por lo que el cambio del valor de U al variar el ángulo de inclinación fue del 36%.

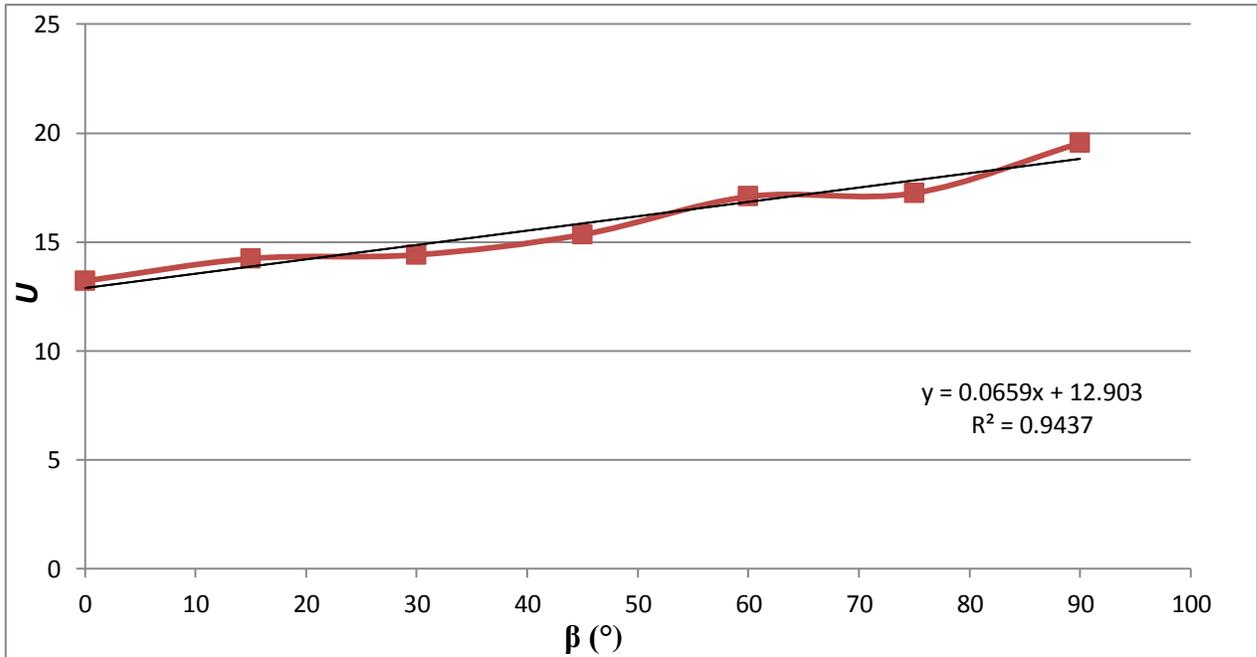


Figura 3.8 Gráfica U vs β

3.3 Discusión de resultados

En el trabajo se observó que los valores de Q_{ent} y $Q_{útil}$ en la Prueba 1 y 2 son aproximados. En la Prueba 2 el coeficiente U aumenta cuando se varía el ángulo de inclinación de 0° a 90° un 36% (de 13 a 19 W/m² K). Por otro lado, para la Prueba 1 el coeficiente U presentó una ligera disminución en 0° y 90° grados, sin embargo, para 45° y 60° grados se registran los coeficientes con mayor valor, lo que significa que a medida que se alcanza la posición vertical de la placa el coeficiente U aumenta, sin embargo, esto sucede sólo hasta los 60° y luego disminuye. Estos resultados no se consideran correctos ya que se observó que obstáculos mínimos influyeron en el flujo alterando los resultados de manera considerable. Por otro lado, también se observó que el aire de desecho del baño térmico también influyó en los resultados, por lo que en la segunda prueba se corrigieron estas experiencias.

Capítulo IV. Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

- El factor U calculado para la placa absorbadora resultó ser mayor conforme se varía el ángulo de inclinación con respecto a la horizontal.
- En el experimento se observó la factibilidad de fijar la temperatura de trabajo del colector y el flujo másico a intervalos donde no provocaron adiciones considerables de incertidumbre para el cálculo de U . La incertidumbre con la que se obtuvo el valor de U fue de $3.02 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$.
- Se observó que el comportamiento del factor U fue lineal y que varió de 13 a $19 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Por lo que el cambio del valor de U al variar el ángulo de inclinación fue de 36%.

4.2 Recomendaciones para trabajos futuros

- Se recomienda trabajar con placas de tamaño normal a los colectores solares.
- Trabajar con temperaturas en el intervalo de lo especificado para mediana temperatura.
- Automatizar la toma y procesamiento de datos mediante equipo de cómputo.

Bibliografía

- Chang Pau Tian. 2008. Study on the Optimal Tilt Angle of Solar Collector According to Different Radiation Types. págs.151- 161
- M. Ávila M., M. Torres C., Sandoval M., Valencillos C. 2000. Determinación experimental del coeficiente de transferencia de calor por convección natural en tubos inclinados. Vol. 21. págs. 15-18.
- Pandey K. Pramod., Soupir L. Michelle. 2012. A new method to estimate average hourly global solar radiation on the horizontal surface. págs. 83-90.
- Sekhar Raja Y., Sharma V. K and RaoBasaveswara M. 2009. Evaluation of Heat Loss Coefficients in SolarFlat Plate Collectors. Vol. 4, págs. 15-19.
- Holman J. P., Transferencia de Calor, editorial Continental; México 1986.
- Incropera Frank P., De Witt David., Fundamentals of Heat and Mass Transfer; editorial John Wiley & Sons, Inc.
- Cornwell Keith., Transferencia de Calor, editorial Limusa; México 1981.
- Duffie A. John., Beckman A. William., Solar Engineering of Thermal Processes, editorial John Wiley & Sons, Inc.
- Elsherbiny, S.M., G.D. Raithby, and K.G.T. Hollands, Heat Transfer by Natural Convection across Vertical and Inclined Air Layer. Journal of Heat Transfer,1982.
- Alvarado R., Xamán J., Hinojosa J., Álvarez G. 2007. Interaction between natural convection and surface thermal radiation in tiled slender cavities. págs. 355-368.

—

—

Anexo 1

Cálculo de la incertidumbre

El siguiente cálculo se utiliza para comparar los resultados experimentales obtenidos al evaluar la incertidumbre del coeficiente global de pérdidas mediante pruebas al interior. El método para estimar la incertidumbre en los resultados experimentales ha sido presentado por Kline y McClintock (Holman 1980).

El error de incertidumbre de la fórmula R es una función de las variables independientes x_1, x_2, x_3, \dots hasta x_n así

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

La incertidumbre de R está dada por la siguiente fórmula:

$$\omega_R = \left[\left[\frac{\partial R}{\partial x_1} \omega_1 \right]^2 + \left[\frac{\partial R}{\partial x_2} \omega_2 \right]^2 + \dots + \left[\frac{\partial R}{\partial x_n} \omega_n \right]^2 \right]^{1/2}$$

Aplicando la ecuación anterior para obtener la incertidumbre de medición de un experimento para el cálculo del coeficiente global de pérdidas en base a sus variables independientes:

$$U = \frac{VI - \dot{m}cp(T_s - T_o)}{A(T_w - T_\infty)}$$

Prueba al interior:

Esta prueba se utiliza para obtener el coeficiente global de pérdidas en la parte superior de un colector solar plano al interior, es decir, sin incidencia de radiación solar. En lugar de esto es colocada una placa en la que se puede controlar la potencia suministrada mediante el uso de resistencias eléctricas utilizando la fórmula: Potencia = tensión x corriente ($P=VI$).

$$\omega_{U_L} = \left[\left[\frac{\partial U_L}{\partial VI} \omega VI \right]^2 + \left[\frac{\partial U_L}{\partial \dot{m}} \omega \dot{m} \right]^2 + \left[\frac{\partial U_L}{\partial T_s} \omega T_s \right]^2 + \left[\frac{\partial U_L}{\partial T_o} \omega T_o \right]^2 + \left[\frac{\partial U_L}{\partial T_w} \omega T_w \right]^2 + \left[\frac{\partial U_L}{\partial T_\infty} \omega T_\infty \right]^2 \right]^{1/2}$$

donde:

$$\left[\frac{\partial U_L}{\partial VI} \omega VI \right]^2 = \left[\frac{1}{A(T_w - T_\infty)} \omega VI \right]^2 \quad (\text{A1.1a})$$

$$\left[\frac{\partial U_L}{\partial \dot{m}} \omega \dot{m} \right]^2 = \left[\frac{c_p(T_s - T_o)}{A(T_w - T_\infty)} \omega \dot{m} \right]^2 \quad (\text{A1.1b})$$

$$\left[\frac{\partial U_L}{\partial T_s} \omega T_s \right]^2 = \left[\frac{\dot{m} c_p}{A(T_w - T_\infty)} \omega T_s \right]^2 \quad (\text{A1.1c})$$

$$\left[\frac{\partial U_L}{\partial T_o} \omega T_o \right]^2 = \left[\frac{-\dot{m} c_p}{A(T_w - T_\infty)} \omega T_o \right]^2 \quad (\text{A1.1d})$$

$$\left[\frac{\partial U_L}{\partial T_w} \omega T_w \right]^2 = \left[\frac{VI - \dot{m} c_p (T_s - T_o)}{A(T_w - T_\infty)^2} \right]^2 \quad (\text{A1.1e})$$

$$\left[\frac{\partial U_L}{\partial T_\infty} \omega T_\infty \right]^2 = \left[\frac{\dot{m} c_p (T_s - T_o) - VI}{A(T_w - T_\infty)^2} \right]^2 \quad (\text{A1.1f})$$

	Incertidumbre
∂VI	0.05
∂T_o	0.02
∂T_s	0.02
∂T_w	0.02
∂T_∞	0.02
$\partial \dot{m}$	0.000035

Para 0° grados.

	Datos
VI	60.39
To	30.7
Ts	34.6
Tw	31.3
$T\infty$	29.1
\dot{m}	0.0034013
Ac	0.17
Cp	4180

$$\omega U_L = 1.87$$

$\partial U_L / \partial VI$	0.1336
$\partial U_L / \partial \dot{m}$	1.5255
$\partial U_L / \partial Ts$	0.7602
$\partial U_L / \partial To$	-0.7602
$\partial U_L / \partial Tw$	0.1201
$\partial U_L / \partial T\infty$	-0.1201

Para 15° grados

	Datos
VI	60.39
To	31.1
Ts	35.2
Tw	32.3
$T\infty$	29.9
\dot{m}	0.0031847
Ac	0.17
Cp	4180

$$\omega U_L = 1.74$$

$\partial U_L / \partial VI$	0.1225
$\partial U_L / \partial \dot{m}$	1.4701
$\partial U_L / \partial Ts$	0.6525
$\partial U_L / \partial To$	-0.6525
$\partial U_L / \partial Tw$	0.1186
$\partial U_L / \partial T\infty$	-0.1186

Para 30° grados.

	Datos
VI	60.39
To	31.3
Ts	35.3
Tw	32.3
$T\infty$	30.1
\dot{m}	0.0032894
Ac	0.17
Cp	4180

$$\omega U_L = 1.89$$

$\partial U_L / \partial VI$	0.1336
$\partial U_L / \partial \dot{m}$	1.5647
$\partial U_L / \partial Ts$	0.7352
$\partial U_L / \partial To$	-0.7352
$\partial U_L / \partial Tw$	0.1310
$\partial U_L / \partial T\infty$	-0.1310

Para 45° grados.

	Datos
VI	60.39
To	31.3
Ts	35.5
Tw	32.4
$T\infty$	31.3
\dot{m}	0.0032457
Ac	0.17
Cp	4180

$$\omega U_L = 3.91$$

$\partial U_L / \partial VI$	0.2673
$\partial U_L / \partial \dot{m}$	3.2858
$\partial U_L / \partial Ts$	1.4510
$\partial U_L / \partial To$	-1.4510
$\partial U_L / \partial Tw$	0.3314
$\partial U_L / \partial T\infty$	-0.3314

Para 60° grados

	Datos
VI	60.39
To	31.2
Ts	35.5
Tw	31.7
T^∞	31
\dot{m}	0.0032467
Ac	0.17
Cp	4180

$$\omega U_L = 6.24$$

$\partial U_L / \partial VI$	0.4201
$\partial U_L / \partial \dot{m}$	5.2864
$\partial U_L / \partial Ts$	2.2808
$\partial U_L / \partial To$	-2.2808
$\partial U_L / \partial Tw$	0.4883
$\partial U_L / \partial T^\infty$	-0.4883

Para 75° grados

	Datos
VI	62.964
To	31.1
Ts	35.4
Tw	31.7
T^∞	30
\dot{m}	0.0032258
Ac	0.17
Cp	4180

$$\omega U_L = 2.56$$

$\partial U_L / \partial VI$	0.1730
$\partial U_L / \partial \dot{m}$	2.1767
$\partial U_L / \partial Ts$	0.9331
$\partial U_L / \partial To$	-0.9331
$\partial U_L / \partial Tw$	0.2028
$\partial U_L / \partial T^\infty$	-0.2028

Para 90° grados

	Datos
VI	62.964
To	31.3
Ts	35.6
Tw	31.5
T^∞	30
\dot{m}	0.0034013
Ac	0.17
Cp	4180

$$\omega U_L = 2.93$$

$\partial U_L / \partial VI$	0.1960
$\partial U_L / \partial \dot{m}$	2.4670
$\partial U_L / \partial Ts$	1.1150
$\partial U_L / \partial To$	-1.1150
$\partial U_L / \partial Tw$	0.0956
$\partial U_L / \partial T^\infty$	-0.0956

Se realizó un programa en lenguaje fortran, que permite calcular la radiación directa, interior y difusa sobre una superficie horizontal e inclinada, además de la energía total y parcial sobre las superficies. Los cálculos pueden realizarse para año, mes, día y hora.

c Programa para calcular la radiación y la energía total sobre una superficie

```
Program Energi
```

```
implicit double precision(o-z)
```

```
parameter(IMAX=100000)
```

```
dimension s(IMAX)
```

```
call Energia(s)
```

```
call collector(s)
```

```
end program
```

```
*****
```

c Subprograma

```
subroutine Energia(s)
```

```
implicit double precision(o-z)
```

```
*****
```

```
parameter(MM1=1,DD1=21,MM2=1,DD2=21,HH1=0,MI1=0,HH2=24,MI2=0,
+inter=10)          Día, Mes y Hora final e inicial
```

```
*****
```

```
parameter(pi=3.1416D+00,Gsc=1367) !constante solar, valor de pi
```

```
*****
```

```
parameter(BETA=45,GAMA=0) !Beta representa la inclinación
! Gama la orientación del colector respecto al sur
```

```
*****
```

```
parameter (Tropical=0,Midlasummer=1,subasummer=0,winter=0,
+fi=18.5,AX=.27) !Ubicación geográfica, tipo de clima y posición
!AX representa la altitud, fi la latitud
```

```
*****
```

```
parameter(IMAX=100000)
```

Dimension v(12),S(IMAX)

!open(3,file='ex2',access='append')

v(1)=0

v(2)=31

v(3)=59

v(4)=90

v(5)=120

v(6)=151

v(7)=181

v(8)=212

v(9)=242

v(10)=273

v(11)=303

v(12)=334

n1=v(MM1)+DD1

n2=v(MM2)+DD2

MI=((n1-1)*24+HH1)*60+MI1

MF=((n2-1)*24+HH2)*60+MI2

!Cálculo de días, horas y minutos

do t=MI,MF,inter

días=t/(60*24) !Cantidad de días transcurridos

ndias=días !Días completos transcurridos

diaC=dias-ndias !Días en curso

nD=ndias+1 !Número de día del año

NH=diac*24 !Número de la hora del día

M=(diac*24-NH)*60 !Número de minutos de la hora

!Declinación, radiación extraterrestre, ángulo horario

$$Rn=nD*\pi/180$$

$$RA=(284+nD)*(\pi/180)$$

$$\text{omeg}=(\text{diaC}*24*60-12*60)*0.25D+00 \quad \text{!Angulo horario}$$

$$Gon=Gsc*(1+0.033*\cos(360*Rn/365)) \quad \text{!Radiacion extraterrestre}$$

$$\text{Delta}=23.45*\sin(360*RA/365) \quad \text{!Declinacion de la tierra}$$

$$\text{omegR}=\text{omeg}*\pi/180 \quad \text{!Convirtiendo a radianes}$$

$$\text{DeltaR}=\text{Delta}*\pi/180 \quad \text{!Radianes}$$

!Variables y ángulos para el cálculo de constantes

$$\text{FIR}=\text{fi}*\pi/180$$

$$\text{BETAR}=\text{BETA}*\pi/180 \quad \text{!Ángulo de la superficie con respecto a la horizontal}$$

$$\text{GAMAR}=\text{GAMA}*\pi/180 \quad \text{!Ángulo de la superficie con respecto al sur}$$

$$\text{SDelt}=\sin(\text{DeltaR}) \quad \text{! Representan los sen,cos,tan de la latitud y los ángulos}$$

$$\text{CDelt}=\cos(\text{DeltaR})$$

$$\text{TDelt}=\tan(\text{DeltaR})$$

$$\text{Sfi}=\sin(\text{FIR})$$

$$\text{Cfi}=\cos(\text{FIR})$$

$$\text{Tfi}=\tan(\text{FIR})$$

$$\text{SBE}=\sin(\text{BETAR})$$

$$\text{CBE}=\cos(\text{BETAR})$$

$$\text{Someg}=\sin(\text{OmegR})$$

$$\text{Comeg}=\cos(\text{OmegR})$$

$$\text{SGAMA}=\sin(\text{GAMAR})$$

$$\text{CGAMA}=\cos(\text{GAMAR})$$

```

!Cálculo para determinar constantes
COSWewR=(tan(DeltaR)/tan(FIR))
if(abs(COSWewR).GT.1) then
  C1=1
else
  WewR=Acos(COSWewR)
  if(abs(WR).LT.WewR)then
    C1=1
  else
    C1=-1
  endif
endif
if((FIR*(fi-DeltaR)).GE.0)then
  C2=1
else
  C2=-1
endif
if(OmegR.GE.0)then
  C3=1
else
  C3=-1
endif

*****

!Cálculo de gama
GAMA1R=Atan(Someg)/(Sfi*Comeg-Cfi*TDelt)
GAMA2R=C1*C2*GAMA1R+C3*((1-C1*C2)/2)*180
GAMA3=GAMA2R*180*pi

*****

```

!cálculo de teta

$$A = S_{\Delta} \cdot S_{\phi} \cdot C_{BE}$$

$$B = S_{\Delta} \cdot C_{\phi} \cdot S_{BE} \cdot C_{GAMA}$$

$$C = C_{\Delta} \cdot C_{\phi} \cdot C_{BE} \cdot C_{\omega}$$

$$D = C_{\Delta} \cdot S_{\phi} \cdot S_{BE} \cdot C_{GAMA} \cdot C_{\omega}$$

$$E = C_{\Delta} \cdot S_{BE} \cdot S_{GAMA} \cdot S_{\omega}$$

$$TETAR = \text{Acos}(A - B + C + D + E)$$

$$TETA = TETAR \cdot 180 / \pi$$

!Cálculo de zenith

if(BETA.EQ.0) then

$$ZENI = TETA$$

$$ZENIR = TETAR$$

else

$$ZENIR = \text{Acos}(C_{\phi} \cdot C_{\Delta} \cdot C_{\omega} + S_{\phi} \cdot S_{\Delta})$$

$$ZENI = ZENIR \cdot 180 / \pi$$

endif

if(ZENI.GT.90)then

$$CZEN = 0$$

$$CTETA = 0$$

else

$$CZEN = \cos(ZENIR)$$

$$CTETA = \cos(TETAR)$$

endif

!Cálculo de la altitud

$$ALFA = 90 - ZENI$$

$$ALFAR = ALFA \cdot \pi / 180$$

```

!Cálculo de la transmitancia directa y difusa
if(Tropical.EQ.1) then
  r0=.95D+00
  r1=.98D+00
  rk=.97D+00
elseif(Midlasummer.EQ.1)then

  r0=.97D+00
  r1=.99D+00
  rk=1.02D+00
elseif(subasummer.EQ.1)then
  r0=.99D+00
  r1=.99D+00
  rk=1.01D+00
elseif(winter.EQ.1)then
  r0=1.03D+00
  r1=1.01D+00
  rk=1.00D+00
else
  endif
  a10=0.4237-0.00821*((6-AX)**2)
  a11=0.5055+0.00595*((6.5-AX)**2)
  xk1=0.2711+0.01858*((2.5-AX)**2)
  a0=a10*r0
  a1=a11*r1
  xk0=xk1*rk

```

```

CZE=cos(ZENIR)
if(CZE.EQ.0)then
CZE=0.00000001
else
endif
Z=(-xk0/CZE)
if(Z.GT.88.7)then
Z=88.7
else
endif
taodir=a0+a1*EXP(Z)
taodif=.271D+00-.294D+00*taodir
if(EXP(Z).GT.1)then
taodir=0
taodif=0
else
endif

```

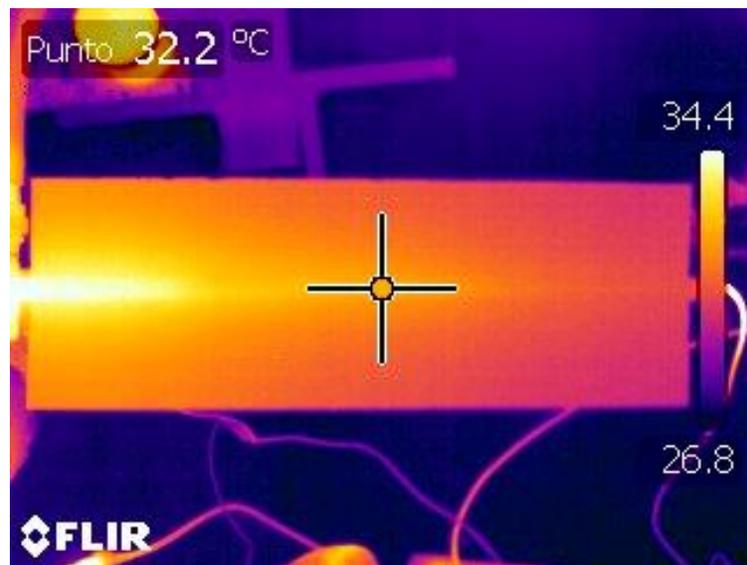
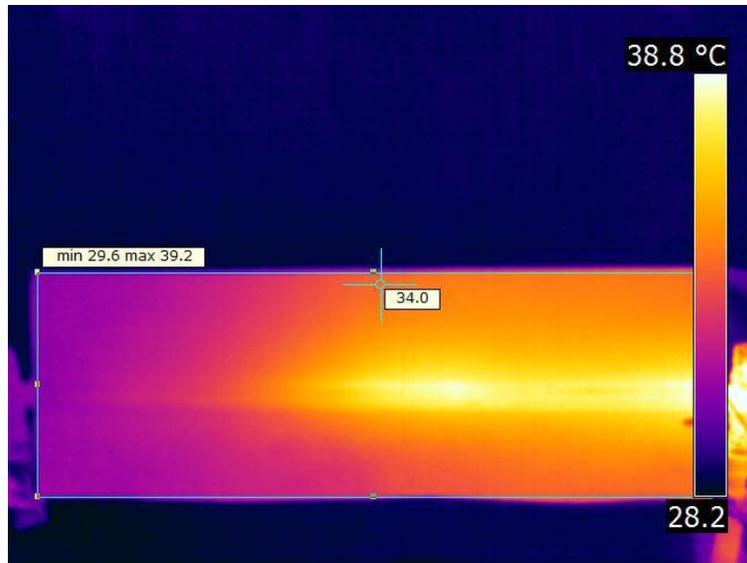
! Cálculo de la radiación

$R_{int} = G_{on} * taodir$!Radiación interior
$R_{dif} = G_{on} * taodif * CZEN$!Radiación difusa
$R_{insu} = R_{int} * CTETA$!Radiación incidente sobre una superficie
$R_{insuH} = R_{int} * CZEN$!Radiación incidente sobre la sup. horizontal
$RTs = R_{dif} + R_{insu}$!Radiación total sobre la sup.
$RTsh = R_{insuH} + R_{dif}$!Radiación total sobre la sup. horizontal

! Cálculo de la energía acumulada

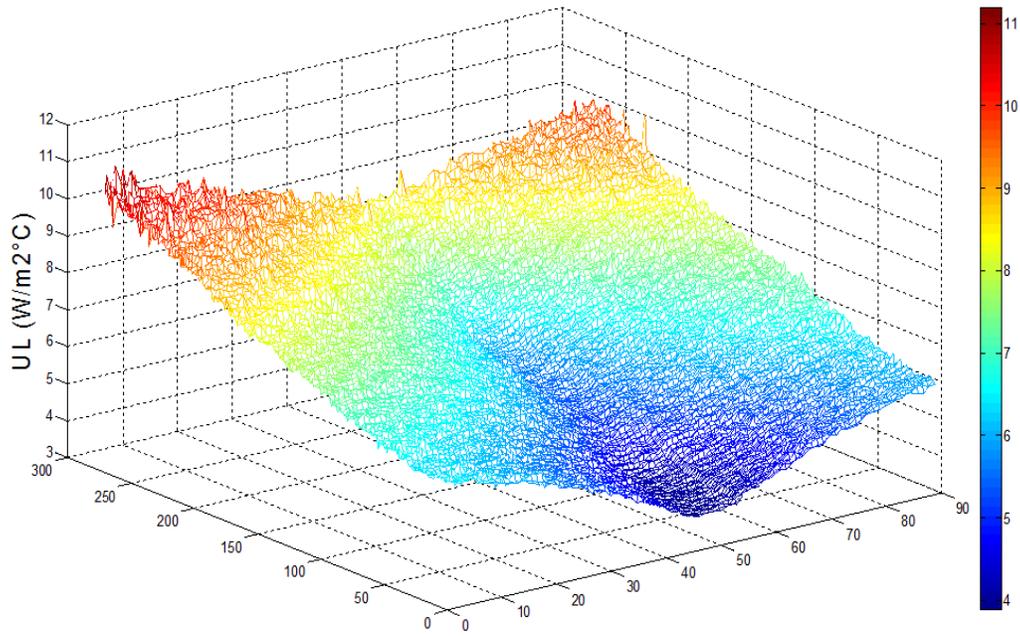
```
Ep=RTs*inter           !Energía parcial
Et=Et+Ep               !Energía total
N=((t-MI)/inter)+1
S(N)=Ep/inter
  WRITE(*,*) Ep,Et
enddo
end
```

Muestra de imágenes y gráficas para determinar el coeficiente U analizando los campos de temperaturas.





0°



90°

