



**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE  
TUXTLA GUTIÉRREZ**

# **TRANSFERENCIA DE CALOR EN CAPTADORES SOLARES PLANOS INCLINADOS**



**Marco Antonio García Rincón**

*Centro Nacional de  
Investigación y Desarrollo  
Tecnológico, CENIDET,  
Departamento de  
Ingeniería Mecánica.*

**Asesor interno:**

Dr. Pedro Tomás Ortiz y Ojeda

ptoyomx@yahoo.com

**Asesor externo:**

Dr. José Jassón Flores Prieto

jasson@cenidet.edu.mx

**Área de Investigación**

Sistemas de aprovechamiento solar

11/08/2015

# Contenido

1 INTRODUCCION.....	3
1.1 Motivación.....	3
1.2 Estado del arte.....	5
1.2.1 Tipos de colectores solares.....	5
1.2.2 Desempeño de colectores vs ángulo de inclinación.....	7
1.2.3 Procedimientos estándar para rendimiento térmico y funcionalidad de colectores solares.....	9
1.2.4 Conclusiones de la revisión bibliográfica.....	10
1.2.4 Objetivo y alcances.....	11
2 MODELADO.....	12
2.1 Fundamentos teóricos.....	12
2.1.2 MODELO FÍSICO.....	13
2.1.3 Modelo matemático del proyecto.....	13
2.2 MODELOS REPORTADOS.....	14
2.2.1 Modelode Duffie&Beckman.....	14
2.2.2 Modelode Bhatt.....	17
2.2.3 Modelo de Klein.....	17
3 EXPERIMENTOS.....	19
3.1 Diseño de experimento.....	19
3.2 Instrumentación.....	21
3.3 Procedimiento.....	23
4 RESULTADOS.....	27
4.1 Pruebas preliminares.....	27
4.2 RESULTADOS ( $T_o-T_i$ )=45-40°C.....	28
4.2.1 Pruebas de eficiencia vs $\beta$ .....	28
4.2.2 Pruebas de $U_L$ vs $\beta$ .....	30
4.2.3 Comparativo de resultados con resultados experimentales previos.....	32
5 CONCLUSIONES.....	34
6 RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS.....	34
7 REFERENCIAS.....	35

# CAPÍTULO 1.

## 1 INTRODUCCION.

En este capítulo se presenta la motivación del estudio de los cambios en el desempeño de colectores solares de mediana temperatura cuando se inclinan respecto a la horizontal, el estado del arte y los objetivos del proyecto.

### 1.1 Motivación.

La aplicación de la energía solar, utilizando colectores solares, como alternativa de combustibles convencionales se ha venido incrementando considerablemente en los últimos 30 años, después de la crisis energética de los años setentas. Actualmente, los colectores solares se utilizan para aplicaciones tanto para bajas como altas temperaturas, con lo que se han realizado gran cantidad de diseños para uso doméstico, que pueden alcanzar 40-80 °C, a lo que se denomina en general bajas temperaturas. También es el caso de colectores para alta temperatura (>250°C), que usualmente se aplican en generación de potencia eléctrica. Sin embargo, para aplicaciones en la industria que en general se requieren temperaturas en el intervalo de 80-250, a lo que se le denomina mediana temperatura [SitioSolar, 2015], el desarrollo ha venido siendo limitado. Las aplicaciones de mediana temperatura industriales pueden ser lavanderías de ropa, lavado de coches, lavado industrial (almacenes, botellas, piezas de coches), deshidratadores de vegetales con energía solar, sistemas de calefacción, procesado de alimentos, etc. En la Figura 1.1 se muestran fotografías de ejemplos de aplicaciones de calor solar en la industria.

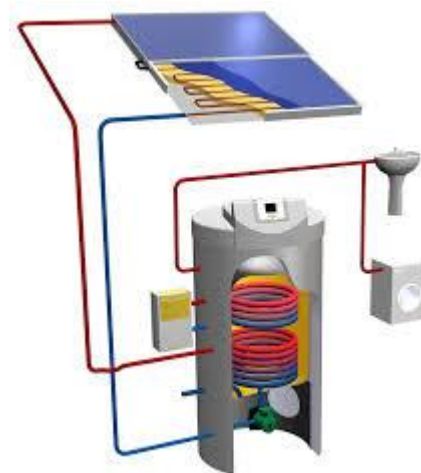


Fig. 1.1. Sistemas interconectados para la generación de temperaturas para diversas aplicaciones.

Los colectores solares encapsulados son para disminuir las pérdidas de calor convectivas con el fin de lograr mayores temperaturas y eficiencias, sin embargo, a medida que se incrementa el requerimiento de nivel de temperatura las pérdidas de calor también se incrementan, observándose así que para reducir de manera significativa las pérdidas de calor se requiere reducir el coeficiente global de pérdidas de calor por la parte superior del colector, que es por donde principalmente se presentan las pérdidas de calor. Como ya se mencionó, a mayor requerimiento de potencial térmico se presentan mayores pérdidas, y un conocimiento más detallado de su origen es importante para poder optimizar el desempeño de estas unidades.

La factibilidad técnica y económica de un sistema solar para uso industrial depende fuertemente de la eficiencia térmica esperada del sistema de colección solar, cualquier reducción de la eficiencia térmica de los colectores no prevista en el diseño inicial, introduce una incertidumbre de magnitud desconocida en las proyecciones financieras del proyecto.

La necesidad cada día más fuerte por aprovechar las fuentes de energía renovables en lugar de los combustibles fósiles provoca que se optimicen o mejoren los diseños de los sistemas para la captación solar, dado que estos de alguna manera son considerablemente amigables con el medio ambiente. Los cambios de pérdidas de calor

debidas a la inclinación del colector respecto al eje horizontal N-S, las variaciones del diferencial de temperatura entrada-ambiente, la no-homogeneidad de temperatura en la placa absorbedora no han sido estudiadas del todo, por lo que estudios experimentales como los mencionados son convenientes para proponer nuevos modelos y para validar simulaciones numéricas que permitan optimizar este tipo de sistemas.

## 1.2 Estado del arte.

### 1.2.1 Tipos de colectores solares.

Dependiendo del valor de la temperatura a la que se quiera elevar el fluido de trabajo, los colectores solares se clasifican en:

- 1- Colectores para baja temperatura: en estas el fluido alcanza temperaturas de hasta 90°C. aplicable al sector doméstico, climatización de piscinas, etc.
- 2- Colectores para media temperatura: en esta instalación el fluido es entregado en un rango de temperaturas que va de los 80 a 250 °C, aplicable en procesos industriales, desalinización de agua de mar, etc.
- 3- Colectores para alta temperatura: En ellas se genera vapor para la producción de energía eléctrica, trabajándose con temperaturas superiores a los 250 °C.

#### ➤ **Colectores planos:**

Existen dos tipos de colectores planos:

1. Encapsulados que son los más comunes.



Fig. 1.2. Colector encapsulado.

## 2. Sin encapsular o Desnudos



Fig. 1.2.1. Colector sin encapsular.

En el caso de los colectores con encapsulados, cuentan con una cubierta transparente, que puede ser de vidrio, u otros materiales como policarbonatos, acrílicos y películas de polivinilfluoruro. La tapa transparente reduce la pérdida de calor en la parte frontal. En lo general, estos colectores pueden generar temperaturas de entre 30°C a 70°C, y dependiendo del diseño pueden alcanzar temperaturas de hasta los 100°. Las aplicaciones más comunes que se le han dado son para calentar agua en casas habitación, hoteles, hospitales y clubes deportivos.

### ➤ **Colectores planos de tubos evacuados.**

El colector de tubos evacuados al vacío se utilizan para aplicaciones de calentamiento de agua a temperaturas entre los 50 y 190°C. Los tubos evacuados absorben los rayos solares directos, el calor del medio ambiente y la radiación solar difusa cuando el cielo se encuentra totalmente nublado. Cada tubo de vidrio al vacío a su vez está constituido por dos tubos concéntricos de vidrio. El tubo exterior está hecho de un material de vidrio transparente. El tubo interior está también hecho de vidrio, pero se encuentra cubierto con un material de buena calidad para la absorción del calor solar y pocas propiedades de reflexión. Cada tubo de vidrio tiene un tubo interior y otro exterior concéntrico, los cuales están al vacío entre ellos. En su interior se transfiere la energía mediante tubos de calor que van interconectados mecánicamente a un intercambiador de calor (con un aislante). La pérdida de calor es reducida porque no hay aire que favorezca la convección.

### ➤ **Tubos Heat – Pipe.**

Este tipo de colectores es similar al de tubos evacuados, pero con rendimientos superiores. Los tubos transmisores de calor que componen al colector solar consisten en tubos al vacío, pero con un elemento adicional de tubo de cobre retenido entre dos aletas.

Su sistema de funcionamiento es un sistema de energía solar cuya característica principal es el empleo de tubos de vidrio al vacío y en cuyo interior se aloja un tubo superconductor, conocido como Heat-Pipe, o tubo de calor. Este tubo superconductor, sometido a vacío, contiene una mezcla de componentes líquidos, que aceleran el transporte de energía.

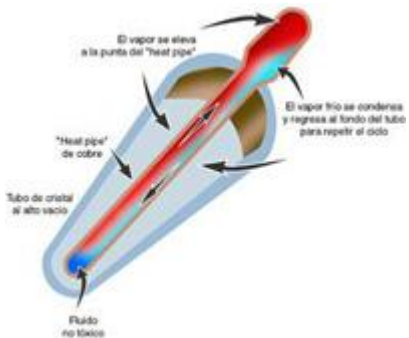


Fig. 1.2.2. Tubo heat – pipe.

## 1.2.2 Desempeño de colectores vs ángulo de inclinación.

(Bhatt, Gaderia, & Channiwala, 2011) muestran en un estudio experimental la eficiencia de un colector solar de placa plana con doble vidriado, determinando las pérdidas globales de calor conforme se va variando el ángulo de inclinación con respecto a la horizontal. La influencia del ángulo de inclinación se determinó mediante el método mostrado en Duffie & Beckman (1976). En el estudio se toma en cuenta los efectos que tienen el ángulo de inclinación (0 a 90°), la velocidad del viento, la dirección del viento y la temperatura de la placa absorbidora. En sus resultados muestran que el ángulo de inclinación afecta directamente las pérdidas de calor por la cubierta superior, así como también lo hace la velocidad del viento. También se observa que el modelo Channiwala (1981) que utilizan para calcular los coeficientes de pérdidas de calor, les deja observar que conforme varía la inclinación del colector las pérdidas son diferentes, mencionado esto se dan cuenta que la variable  $\beta$  del colector es de significativa importancia para obtener una mayor eficiencia.

Sekhar (2009) En este trabajo se evalúa el coeficiente de pérdidas superior considerando aspectos tanto teóricos como experimentales. Para esto se construyó una instalación de pruebas y fueron conducidos experimentos para estudiar distintos aspectos bajo condiciones de laboratorio. El coeficiente total de pérdida de calor en la parte superior del colector es una función de diversos parámetros que incluyen la temperatura de la placa de absorción, cubierta de vidrio y ambiente, emisividad del absorbedor y la cubierta de cristal, el espacio entre el absorbedor y la cubierta de cristal  $L$ , el ángulo de inclinación del colector  $\beta$ , el número de cubiertas de vidrio, etc. Para investigar la pérdida de calor coeficiente de un sistema de circuito cerrado tipo termosifón, las pruebas de interior se realizaron bajo diferentes condiciones de funcionamiento en circulación natural y forzada. Se puede concluir que la emisividad de la placa de absorción tiene un impacto significativo en la pérdida de coeficiente superior y por lo tanto en la eficiencia del colector de placa plana. La eficacia del FPC se encuentra en aumento con el aumento de la



temperatura ambiente. No hay impacto significativo del ángulo de inclinación en el coeficiente de pérdidas superior.

Cooper (1981) determina el coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación de la cubierta superior al ambiente para una serie de temperaturas de la placa, temperaturas ambiente, y emittancias de la placa para ángulos de inclinación de 0 a 90°. En el trabajo se utiliza la correlación propuesta por Hollands(1984). Se demuestra que el valor del coeficiente de pérdida en la cubierta no es afectado como tal por el diferencial de temperatura obtenido en el colector (tal como lo encontrado por Duffie y Beckman) y que la pérdida global de calor se determina únicamente por la velocidad del viento que incide en el colector para una determinada inclinación. Los resultados muestran que hay una continua reducción en el coeficiente de pérdida superior hasta cuando se varía la inclinación de 0 a 90°. El efecto del cambio del ángulo del colector sobre el coeficiente global de pérdidas es considerable, de igual manera que la eficiencia del colector.

(Bérriz Pérez & Álvarez González, 1977) Estudiaron la influencia del ángulo de inclinación de una superficie captadora solar sobre la radiación incidente. En el estudio hacen un análisis de cómo factores tales como la radiación incidente en el lugar donde va situada la instalación, y el cielo solar, donde influye la sombra de objetos que no pueden ser eliminados, como edificios, montañas, etc. Son de vital importancia para tener un colector de mayor eficacia. Además, las características de la instalación, lo que define el régimen de uso y de consumo. En todo caso, la optimización de un sistema solar está dada por el factor económico de la instalación en su conjunto y no por la eficiencia óptima de una de las partes. Sus pruebas las realizan en Imías, Guantánamo tomando datos de un plano inclinado en diferentes ángulos, cada posición analizada durante un funcionamiento anual, como resultado obtuvieron que el ángulo dependiendo la localización en la esfera terrestre y también la temporada en la que funciona si son de gran importancia para que la placa absorba mayor cantidad de energía.

Kalogirou (2014) en el libro solar energy engineering processes and systems, en el capítulo 3, el autor habla acerca de los colectores de placa plana, y muestra algunas ecuaciones de acuerdo a balances de energía usando un método muy similar al que se utiliza en el libro (Duffie & Beckman, 1976), usando la correlación de convección natural desarrollada por Hollands (1984), usando los números Nusselt, Rayleigh y Prandtl para encontrar las pérdidas globales de calor.

En esta sección se observa que se han desarrollado ecuaciones para estimar el efecto de la inclinación del colector en el coeficiente global de pérdidas de calor, sin embargo, los estudios se han realizado para colectores de baja temperatura.



### **1.2.3 Procedimientos estándar para rendimiento térmico y funcionalidad de colectores solares.**

La norma ANSI/ASHRAE 109-1986 establece los requerimientos, los procedimientos y la instrumentación necesaria que se deben cumplir para normalizar colectores solares planos en los que se usa un fluido de trabajo que cambia de fase para la transferencia de energía térmica. Esta norma está basada en la ANSI/ASHRAE 93-1986, por lo que los procedimientos que propone la norma son: a) procedimiento para determinar la constante de tiempo en interiores y exteriores. b) procedimiento para determinar la eficiencia térmica en interiores ó exteriores. c) procedimiento para determinar el ángulo de incidencia modificado en interiores o exteriores. El intento del comité de proyectos de estandarización fue de mantener la compatibilidad entre la estándar 93 y la 109 tanto como sea posible, por esta razón, las secciones de la 93 que son independientes del tipo de colector y en las que aplica igualmente colectores de una o dos fases han sido adoptadas sin cambio. La norma se aplica a colectores planos en los cuales parte del fluido de trabajo que entra al colector hierve y una fracción sale como vapor saturado. Colectores concentradores y de condensador integrado no son considerados en este estándar.

(PROY-NMX-ES-001-NORMEX, 2005) Esta norma se utiliza para evaluar el rendimiento térmico y las características de funcionalidad de los colectores solares que utilizan agua como fluido de trabajo y que se comercializan en los Estados Unidos Mexicanos, tomando como base principalmente la norma internacional ISO 9806-1, la norma FSEC-GP-5-80, y la norma internacional ANSI/ASHRAE 93-1986 referente a métodos de pruebas para determinar el desempeño térmico y funcionalidad de colectores solares. La evaluación térmica de colectores solares consiste en aplicar los tres procedimientos de prueba en exteriores bajo condiciones climatológicas del lugar ó en interiores utilizando un simulador de radiación solar. Las pruebas térmicas son: a) procedimiento para determinar la constante de tiempo, b) procedimiento para determinar la eficiencia térmica y c) procedimiento para determinar el factor modificador por efectos del ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre el colector solar. Sin embargo, esta norma a diferencia de la ANSI/ASHRAE 93-1986, no menciona ningún aspecto de los colectores de mediana temperatura ni hace referencia a otra norma similar que lo haga. En esta norma la evaluación del desempeño con el ángulo de inclinación es similar a que presenta ANSI/ASHRAE 109-1986.

En FSEC Standard 102-10, se muestran los métodos de prueba para la obtención del desempeño térmico de los colectores solares, los requerimientos y métodos son coincidentes con ANSI/ASHRAE 93-1986. Adicionalmente la FSEC Standard 102-10 indica pruebas mecánicas aplicables a colectores solares. Los colectores solares que se toman en cuenta en esta norma son colectores solares con recubrimiento y sin éste, que se destinan para calentamiento de albercas, de espacios, y de agua. El fluido de trabajo es agua o aire, dependiendo del tipo de colector solar. De acuerdo a esta norma, las pruebas a los colectores deben hacerse siguiendo la siguiente secuencia: a) Selección

aleatoria, b) Recepción de inspección, c) Ensayo estático de presión, d) Exposición de treinta días de prueba. Las pruebas a realizar son: a) Choque térmico / aspersión con agua., b) Choque térmico / prueba llenado con agua fría, c) Ensayo estático de presión, d) Prueba de determinación de la constante de tiempo del colector, e) prueba de rendimiento térmico, f) Prueba de incidencia de ángulo modificado, g) Prueba de caída de presión y j) Desmontaje e inspección final.

La norma NMX-ES-002-NORMEX-2007 establece los vocablos, simbología y la definición de los conceptos más usados en el campo de la investigación y el desarrollo de la tecnología para el mejor uso de la radiación solar como fuente alternativa de la energía.

La norma NMX-ES-003-NORMEX-2007 establece los requerimientos mínimos para la instalación de sistemas solares térmicos para calentamiento de agua, se extiende a todos los sistemas mecánicos, hidráulicos, eléctricos, electrónicos y demás que forman parte de las instalaciones de sistemas termo-solares de más de 500 litros, para sistemas menores de 500 litros se aplica lo establecido en el apéndice normativo.

La norma NMX-ES-004-NORMEX-2010 establece el método de ensayo para evaluar y comprar el comportamiento térmico de sistemas de calentamiento de agua solar, principalmente para uso doméstico hasta una capacidad máxima de 500 litros y hasta una temperatura máxima de 90°C como dominio de temperaturas de agua caliente.

En esta sección se observa que existen metodologías para la evaluación térmica de colectores solares, sin embargo también se observa que las metodologías permiten ver el efecto de la variación de la potencia de la energía solar debido al ángulo de inclinación, mientras que no hacen visible el efecto de inclinar el colector en las pérdidas de calor.

#### **1.2.4 Conclusiones de la revisión bibliográfica.**

En las citas bibliográficas mostradas anteriormente se logró obtener información acerca de investigaciones recientes de colectores solares de placa plana, y de cómo el ángulo de inclinación  $\beta$  afecta los coeficientes globales de pérdidas de calor, así como también, la sensibilidad de la eficiencia de los colectores encapsulados al cambio de la inclinación.

En todos se menciona que el ángulo de inclinación  $\beta$  si es de relevancia para la eficiencia, y para las pérdidas globales de calor. Como es de esperarse, cada investigación tiene diferentes resultados ya que no todos los experimentos se realizaron bajo las mismas estipulaciones y normas, es por eso que se presenta este estudio para mostrar otro punto de vista acerca de las variaciones de las pérdidas globales de calor y del rendimiento térmico cuando varía el ángulo de inclinación.

En esta sección se observa que se han desarrollado ecuaciones para estimar el efecto de la inclinación en el coeficiente global de pérdidas de calor, sin embargo, los estudios se han realizado para colectores de baja temperatura.

En esta sección se observa que existen metodologías para la evaluación térmica de colectores solares, sin embargo, también se observa que las metodologías permiten ver el efecto de la variación de la potencia de la energía solar debido al ángulo de inclinación, mientras que no hacen visible el efecto de inclinar el colector en las pérdidas de calor.

En la revisión bibliográfica se observa que los trabajos previos encontrados no son referentes a la influencia de la inclinación a lo largo del eje axial de un colector solar de mediana temperatura. Si bien, se han tratado el calentamiento del fluido de trabajo en dirección axial, no ha sido estudiado de manera experimental la transferencia de calor en el aire confinado que permite el aislamiento térmico por el encapsulado, ni sus efectos en la eficiencia de los colectores cuando a medida que se inclina el colector y ni sus efectos debido a la existencia de un diferencial de temperatura considerable entre la placa absorbadora y el encapsulado.

### **1.2.4 Objetivo y alcances.**

#### **Objetivo**

Estudiar la variación del coeficiente global de pérdidas de calor variando el ángulo de inclinación del colector en el eje N-S, utilizando imágenes infrarrojas en un banco de pruebas ya implementado.

#### **Alcances**

- Verificar el buen funcionamiento del sistema experimental.
- Desarrollar un plan experimental.
- Realizar el estudio de la variación de las pérdidas de calor en un colector solar debido a las variaciones del ángulo de inclinación, fijando en un valor la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del colector (40-45°C).

# CAPÍTULO 2.

## 2 MODELADO.

### 2.1 Fundamentos teóricos.

(Duffie & Beckman, 1976) Definen a un colector solar como un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía solar radiante en calor. Un colector solar es diferente en varios aspectos del más convencional intercambiador de calor. El intercambiador de calor suele lograr un intercambio de calor 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 la energía radiante a un fluido. El flujo de radiación incidente es en el mejor de los casos aproximadamente de  $1,100 \text{ W/m}^2$  y es variable. El intervalo de longitud de onda es de  $0,3$  a  $3 \mu\text{m}$ , que es considerablemente más corto que el de la radiación emitida por la mayoría de las superficies de absorción de energía. Por lo tanto, el análisis de la energía solar en colectores presenta problemas únicos de flujos bajos y variables de energía y la relativamente gran importancia de la radiación para obtener el calor.

Los colectores de placa plana pueden ser diseñados para aplicaciones que requieren la entrega de energía en temperaturas moderadas, hasta quizá  $100^\circ\text{C}$  encima de la temperatura ambiente. Los colectores solares de placa plana usan la radiación solar difusa así como directa, no requieren de seguimiento del sol, y requieren poco mantenimiento. Ellos son mecánicamente más simples que los colectores de concentración. Las mayores aplicaciones de estas unidades están en calentamiento solar de agua, la construcción de calefacción, aire acondicionado, y el calor de procesos industriales. Pasivamente edificios con calefacción pueden ser vistos como casos especiales de colectores de placa plana con la habitación o en la pared de almacenamiento como el absorbedor.

La importancia de los colectores de placa plana en los procesos térmicos es tal que su rendimiento térmico es tratado considerablemente. Esto se hace para desarrollar una comprensión de cómo son las funciones de los componentes y que causa el rendimiento en el colector.

En muchos casos prácticos de cálculos de diseño, las ecuaciones para obtener un rendimiento colector se reducen a formas relativamente simples.

## 2.1.2 MODELO FÍSICO.

### 2.1.3 Modelo matemático del proyecto.

Para nuestro modelo matemático que se realizó fue un balance de energía de lo que entra y sale del colector solar:

$$\Sigma_{ent} = \Sigma_{sal} \quad (1)$$

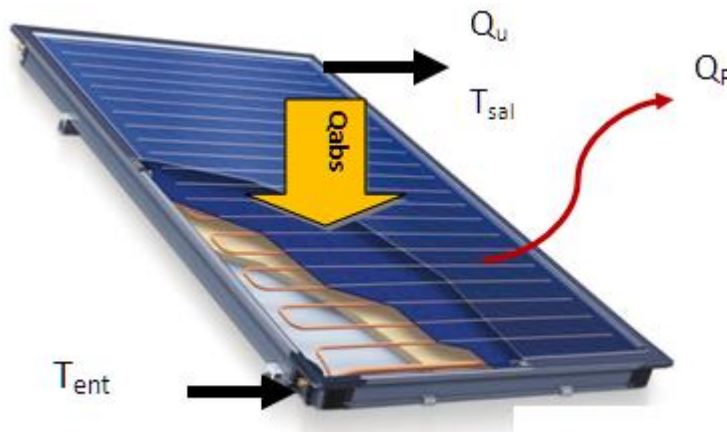


Fig.2.2.1. Energías que entran y salen del colector de placa plana.

De acuerdo a la Figura 2.2.1 el balance se puede expresar de la siguiente manera.

$$Q_U + Q_P = Q_{abs} \quad (2)$$

donde

$$Q_U = \dot{m}C_p (T_o - T_i) \text{-----Ecuación A.}$$

$$Q_P = U_L(T_{mp} - T_a) \text{-----Ecuación B.}$$

$$Q_{abs} = I_t * A = V * I \text{-----Ecuación C.}$$

$$T_{mp} = \frac{(T_o + T_i)}{2} \text{-----Ecuación I.}$$

Donde  $T_{mp}$  es la temperatura media de la placa,  $T_a$  es la temperatura ambiente,  $U_L$  el coeficiente global de pérdidas de calor,  $\dot{m}$  es el flujo másico,  $T_i$  y  $T_o$  son las temperaturas de entrada y salida respectivamente,  $A$  es el área de la placa absorbidora y  $C_p$  es el calor específico a presión constante. Si sustituimos las ecuaciones A, B y C en la ecuación 2.2.2 tenemos:

$$[\dot{m}C_p (T_{sal} - T_{ent})] + [U_L(T_{mp} - T_a)] = V * I \quad (3)$$

Despejando  $U_L$  se tiene:

$$U_L = \frac{[(V*I) - [\dot{m}C_p (T_{sal} - T_{ent})]]}{(T_{mp} - T_a)} \quad (4)$$

## 2.2 MODELOS REPORTADOS.

### 2.2.1 Modelode Duffie&Beckman.

Para el cálculo de las perdidas por la cubierta se utiliza el método Hollands presentado en el Capítulo 6 (Duffie & Beckman, 1976), el cual se determina utilizando el programa EES (EngineeringEquationSolver):

Considerando la red térmica para un sistema de una cubierta como se muestra en la figura 2.2.2:

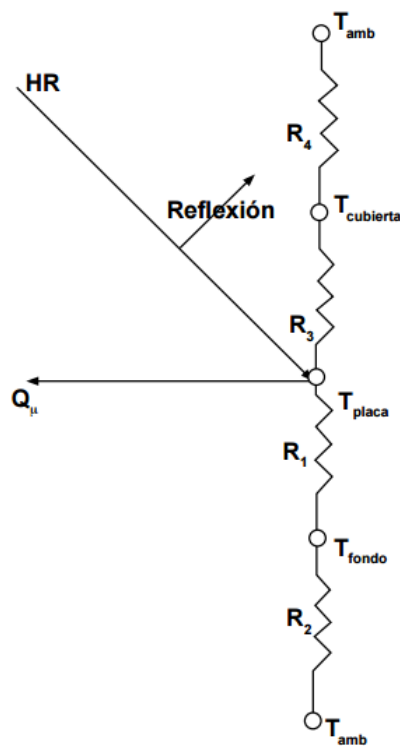


Figura 2.2.2. Red térmica para un sistema de una cubierta.

En un cierto lugar de la placa donde la temperatura es  $T_p$ , una cantidad  $S$  de energía solar se absorbe,  $S$  es igual a  $[HR (\tau\alpha)]_{dir} + [HR (\tau\alpha)]_{dif}$ . Esta energía se distribuye en pérdidas por arriba, abajo, y los lados:

$$U_L = U_b + U_t + U_{lados} \quad (5)$$

El coeficiente de pérdidas de la superficie superior es el resultado de la convección y radiación entre placa paralelas. La transferencia de energía entre la placa a  $T_p$  y la cubierta de vidrio  $T_c$  es exactamente la misma que entre la cubierta y el ambiente.

$$U_t = h_{p-c} (T_p - T_c) + \frac{\sigma(T_p^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (6)$$

donde:

$h_{p-c}$  = coeficiente de transferencia de calor entre la placa y el cristal.

Cuando se linealiza el término de radiación, el coeficiente de transferencia de calor por radiación se puede usar y las pérdidas se expresan de la siguiente manera:

$$U_t = (h_{p-c} + h_r) (T_p - T_c) \quad (7)$$

$$h_r = \frac{\sigma(T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (8)$$

La resistencia  $R_3$  se puede expresar como:

$$R_3 = \frac{1}{(h_{p-c} + h_r)} \quad (9)$$

La resistencia de la cubierta a la atmosfera tiene que ver con la  $T_a$  y se expresa de la siguiente manera:

$$h_{ra} = \varepsilon_c \sigma (T_c + T_a) (T_c^2 + T_a^2) \quad (10)$$

La resistencia a la atmosfera está dada por:

$$R_4 = \frac{1}{(h_w + h_{ra})} \quad (11)$$

donde:

$h_w$  = coeficiente de transferencia de calor por el viento.

Para este sistema de colector con una sola cubierta el coeficiente de perdidas por arriba de la placa del colector al ambiente es:

$$U_t = \frac{1}{R_3 + R_4} \quad (12)$$

O más bien:

$$U_t(\beta) = \left( \frac{1}{h_{p-c}(\beta) + h_r} + \frac{1}{h_w + h_{ra}} \right)^{-1} \quad (13)$$



La temperatura de la cubierta de vidrio se encuentra teniendo en cuenta que la pérdida de calor de la placa a la cubierta es la misma que de la placa al ambiente, entonces:

$$T_c = T_p - \frac{U_t (T_p - T_a)}{h_{p-c} + h_r} \quad (14)$$

Para calcular la  $h_{p-c}$  se usan las ecuaciones presentadas en el capítulo 3, sección

3.11 (convección natural entre placas paralelas) en (Duffie & Beckman, 1976), el cual utiliza tres parámetros adimensionales: el número de Nusselt Nu, el número de Rayleigh Ra, y el número de Prandtl Pr.

La tasa de transferencia de calor entre dos placas inclinadas en algún ángulo con respecto a la horizontal es de importancia obvia en el rendimiento de los colectores de placa plana.

$$Nu = \frac{h_{p-c} * L}{k} \quad (15)$$

$$Ra = \frac{g \beta' \Delta T L^3}{\nu \alpha} \quad (16)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (17)$$

dónde:

$h$  = Coeficiente de transferencia de calor [W / m<sup>2</sup> K]

$L$  = Placa de separación [m]

$k$  = Conductividad térmica [W / m K]

$g$  = Constante gravitacional [m / s<sup>2</sup>]

$\beta'$  = Coeficiente volumétrico de expansión (para un gas ideal,  $\beta = (1 / T)$  [1 / K])

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura entre las placas de [K]

$\nu$  = Viscosidad cinemática [m<sup>2</sup> / s]

$\alpha$  = Difusividad térmica [m<sup>2</sup> / s]

En aun más reciente estudio experimental utilizando aire, Hollands et al. (1976) presentan una relación entre el número de Nusselt y el ángulo de inclinación en términos del número de Rayleigh, para ángulos de inclinación de 0 a 75° como:

$$Nu(\beta) = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ + \left[ \left( \frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+ \quad (18)$$

donde el significado del exponente + es que sólo los valores positivos de los términos en paréntesis son para ser utilizado, se ha de utilizar cero si el término es negativo.

### 2.2.2 Modelo de Bhatt.

En su conclusión deducen que para cualquier colector de placa plana que varía su ángulo de 0 a 90 grados las perdidas en el top pueden ser calculadas mediante la siguiente ecuación.

$$U_T(\beta) = U_{Th} [1 - 0.0006\beta] \quad (19)$$

donde,  $U_T(\beta)$  es coeficiente de pérdidas de calor por la cubierta respecto a  $\beta$  y  $U_{th}$  es el coeficiente de pérdidas de calor por la cubierta con el colector a 0° de inclinación.

### 2.2.3 Modelo de Klein.

La proporción de coeficiente de pérdida por la parte superior en cualquier ángulo de inclinación a la de 45° se ha trazado como una función de la pendiente. Los gráficos de  $U_T$  son convenientes para los cálculos a mano, pero son difíciles de usar en las computadoras. Una ecuación empírica para cálculos de  $U_T$  que es útil tanto para la mano y el ordenador fue desarrollada por Klein (1979) siguiendo el procedimiento básico de Hottel y Woertz (1942) y Klein (1975). Esta relación se ajusta a los gráficos para  $U_T$  vs temperaturas de la placa media entre ambiente a 200°C de  $\pm 0,3 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ , como se muestra en la figura 2.2.3.

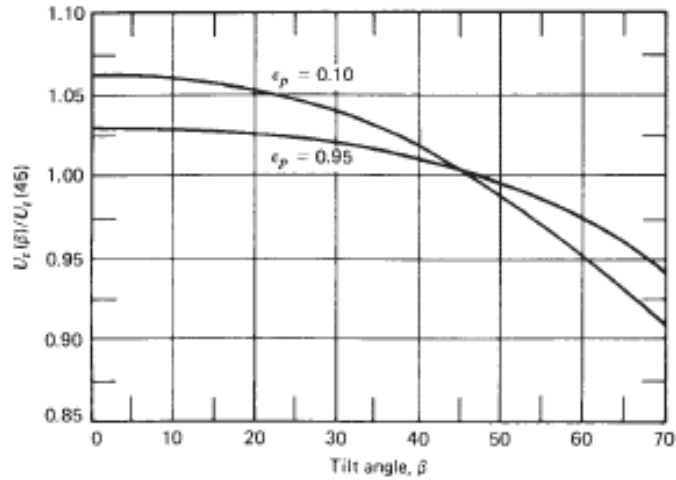


Figura 2.2.3.  $U_t$  vs ángulo de inclinación  $\beta$

donde  $U_t$  se calcula de la siguiente forma:

$$U_t = \left( \frac{N}{\frac{C [T_{pm} - T_a]^e}{T_{mp} [N+f]} + \frac{1}{hw}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} - T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\epsilon_p + 0.00591 \cdot N \cdot hw} + \frac{2N+f-1+0.133\epsilon_p}{\epsilon_g}} - N \quad (20)$$

donde:

$N$ = Número de cubiertas

$$f = (1 + 0.089hw - 0.1166hw\epsilon_p) / (1 + 0.07866N)$$

$C = 520(1 - 0.000051\beta^2)$  para  $0^\circ < \beta < 70^\circ$ ; para  $70^\circ < \beta < 90^\circ$ , usando  $\beta = 70^\circ$

$$e = 0.430 \left( 1 - \frac{100}{T_{pm}} \right)$$

$\beta$  = Ángulo de inclinación (deg)

$\epsilon_g$  = Emitancia del cristal (0.88)

$\epsilon_p$  = Emitancia de la placa

$T_a$  = Temperatura del ambiente (K)

$T_{pm}$  = Temperatura media de placa (K)

$h_w$  = Coeficiente de transferencia de calor por acción del viento ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

# CAPÍTULO 3.

## 3 EXPERIMENTOS.

En este capítulo se presentan las consideraciones que se tomaron para el diseño del colector, la instrumentación implementada para llevar a cabo los experimentos, y los procedimientos realizados para obtener resultados.

Mediante:

### 3.1 Diseño de experimento.

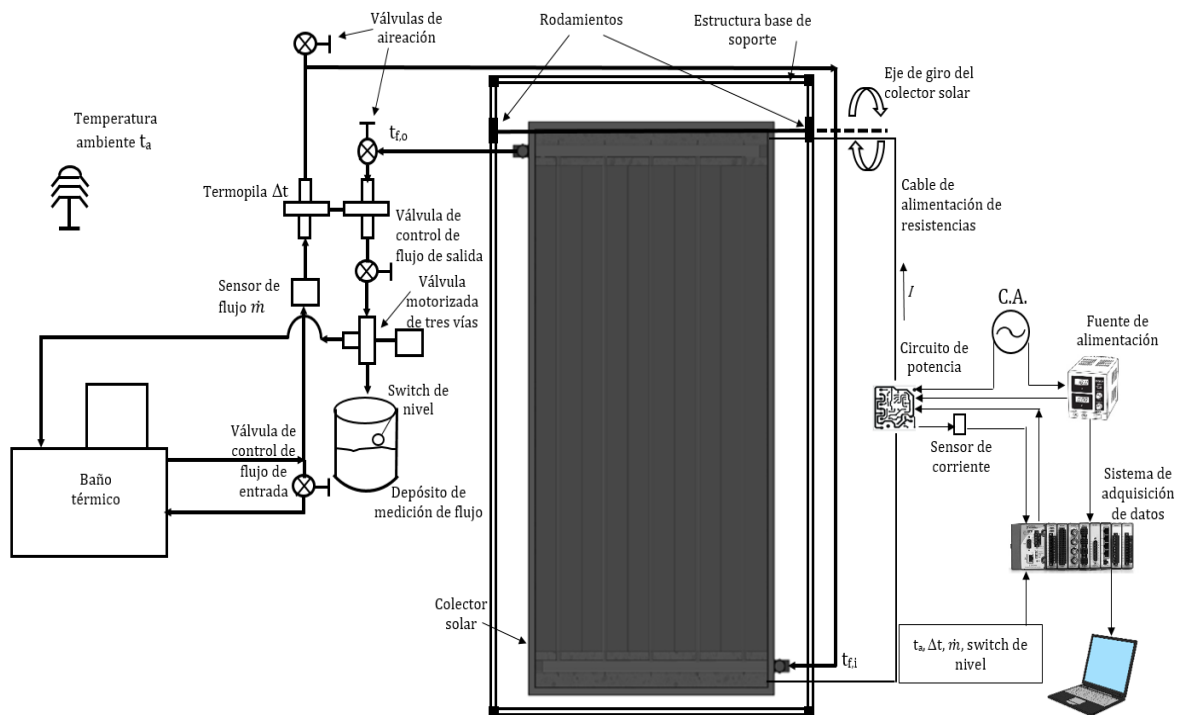


Figura 3.1. Sistema general por el cual está constituido el captador solar utilizado para el proyecto. El equipo utilizado fue implementado por Montoya (2015).

En general el sistema cuenta con tres sistemas diferentes. El sistema hidráulico que es la línea de tuberías y transporte del fluido de trabajo, el sistema de adquisición de datos encargado de recibir y enviar las señales para que se lleve a cabo lo programado con nuestro programa Labview 8.1, y el sistema de potencia CompactRio el cual es el

encargado de suministrar la energía que se utiliza para simular el calor absorbido por el colector.

Para el sistema se considera lo siguiente:

- Pruebas en condiciones al interior con el fin de reducir cambios súbitos de la  $(T_i - T_a)$  y de la  $G$ .
- Simulación de la radiación solar mediante efecto Joule para reducir incertidumbre por la incidencia solar en la superficie.
- Montaje del colector con capacidad de variación de 0 a 90° respecto a la horizontal.
- Flujo inverso en el colector para simular el perfil de temperatura de los tubos aletados y compensación de energía de pérdidas por efecto Joule para reducir incertidumbre en la  $T_{mp}$ .
- Utilizando un colector con encapsulado tipo gabinete en el intervalo de temperatura de salida del colector hasta los 100°C para experimentar dentro del intervalo de mediana temperatura.
- El sistema estará diseñado para evaluar colectores de mediana temperatura, de no más de 2m<sup>2</sup>.
- Todos los componentes de este sistema deberán ser lo suficientemente resistentes para soportar las temperaturas de trabajo de dicho colector.
- El eje de giro del colector será la parte superior del mismo para evitar caídas de presión debidas al cambio altura de la salida del fluido de trabajo y al cambio de inclinación.
- 
- La evaluación del colector se realiza al interior para controlar la radiación incidente y mantener en un intervalo la temperatura ambiente. Con esto, la radiación solar se sustituye por el efecto Joule mediante el uso de resistencias eléctricas colocadas uniformemente en la placa absorbidora.
- Parámetros tales como el suministro de potencia ( $V$ ), la temperatura del fluido de entrada ( $T_{f,i}$ ), y el flujo másico ( $\dot{m}$ ) se deben mantener constantes durante cada periodo de prueba, mientras que solo el ángulo de inclinación con respecto a la horizontal ( $\beta$ ) es la que debe variarse.
- La temperatura de entrada del fluido de trabajo será controlado por un sistema de acondicionamiento conocido como baño térmico que en este caso es un PolyScience 9112.
- Las temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo serán medidas como un  $\Delta t$  mediante el uso de una termopila y no por separado con el fin de reducir incertidumbres.
- La potencia eléctrica suministrada a las resistencias será controlada mediante el uso de un circuito de control, el cual da la posibilidad de variar dicha potencia con el fin de cumplir con los requerimientos de la norma ANSI/ASHRAE 93-1986.
- La potencia eléctrica suministrada a las resistencias será monitoreada continuamente mediante sensores de corriente de efecto Hall con el fin de interferir lo menos posible con el suministro del mismo.

- El diferencial de temperatura entre la entrada y salida del fluido de trabajo podrá ser controlado mediante el uso de un algoritmo de control PID, el cual será programado en el sistema de adquisición de datos.
- Las variables necesarias para la evaluación del colector serán medidas y guardadas mediante el uso de un sistema de adquisición de datos, el cual deberá contar con las entradas y salidas necesarias para poder realizar dicha tarea.
- La temperatura de cada tubo aletado del colector solar deberá ser monitoreada para evitar posibles irregularidades en la distribución de temperaturas del colector debidas a aire o vapor atrapado dentro del mismo.
- El sistema contará con dos válvulas de aireación una a la entrada y otra a la salida colocadas en la parte más alta del sistema con el fin de purgar todo el aire que pudiera quedar atrapado dentro de los tubos del absorbedor o el vapor que sea generado debido a las altas temperaturas que se manejarán.
- Toda la instrumentación necesaria es calibrada de acuerdo a la norma ANSI/ASHRAE 93-1986 tales como diferencial de temperatura ( $\Delta t$ ), flujo másico ( $\dot{m}$ ), temperatura ambiente ( $T_a$ ). Los termopares utilizados son del tipo T cobre-constantan ya que estos trabajan mejor en el intervalo de temperaturas que se maneja en este trabajo.

### 3.2 Instrumentación.

El equipo cuenta con los siguientes sistemas y dispositivos de medición:

- Un baño termostático (fig. 3.2.1) que permite suministrar el fluido de trabajo a una temperatura establecida permitiéndonos controlar la temperatura de entrada ( $T_i$ ).
- Un sensor tipo turbina (fig. 3.2.2) el cual nos permite medir el flujo de entrada ( $\dot{m}$ ), que a su vez es controlado por medio de un arreglo de válvulas.
- Un par de termopilas el cual nos sirve para medir el diferencial de temperatura ( $\Delta T$ ) en el sistema. (fig. 3.2.3)
- El sistema cuenta además con sensores para medir la temperatura ambiente ( $T_a$ ) (fig.3.2.4), la temperatura de los tubos de la placa absorbadora, y sensores para medir la corriente eléctrica suministrada a la placa ( $Q_u$ ).
- Un circuito de potencia encargado de controlar la potencia suministrada a la misma (fig.3.2.5) y un sistema de adquisición de datos que se encarga de monitorear y almacenar todos los datos tomados por los sensores (fig.3.2.6).



Fig.3.2.1. Baño termostático

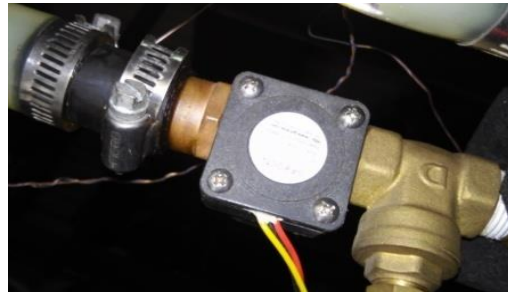


Fig. 3.2.2. Sensor tipo turbina (flujometro).



Fig. 3.2.3 Juego de termopilas.



Fig.3.2.4. Temperatura habitáculo ambiente.

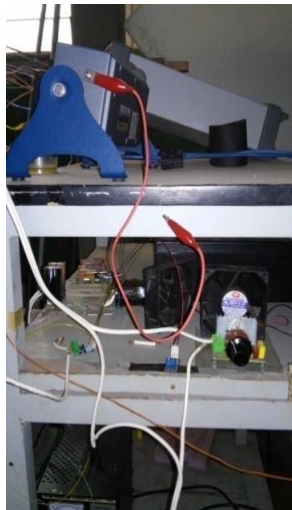


Fig. 3.2.5. Circuito de potencia.



Fig. 3.2.6. Sistema de adquisición de datos.



### 3.3 Procedimiento.

Con la capacitación adquirida durante el periodo marcado en el cronograma se pusieron en marcha todos los sistemas para evaluar el coeficiente global de pérdidas de calor del colector solar para diferentes ángulos de inclinación.

Para el proyecto se trabajó controlando la temperatura ambiente a 25°C, una temperatura de entrada y salida respectivamente de 40°C y 45°C, un flujo másico constante de 0.0121 kg/s, provocando de esta manera una  $Q_U$  constante, de esta manera variando el ángulo de inclinación  $\beta$  del colector solar, se estudio el cambio de las pérdidas globales de calor  $U_L$ , las perdidas en la parte de arriba  $U_t$ , la eficiencia y el cambio en la potencia dada por el sistema de control, en otras palabras la  $Q_{abs}$ .

El sistema experimental cuenta con tres sistemas para el desarrollo experimental. El primer sistema esencialmente es el sistema hidráulico, el cual cuenta con el baño térmico, el juego de válvulas y sensores para la medición de algunos parámetros en el sistema.

Segundo se encuentra el sistema de potencia para simular la radiación incidente en el colector, este permite simular las temperaturas que de la placa absorbadora del colector (Montoya, 2015). El sistema tiene capacidad de un flujo radiativo de hasta 1100 W/m<sup>2</sup>K lo que en el experimento el sistema genera un valor de radiación incidente ideal de acuerdo a lo que se le especifique en (Duffie & Beckman, 1976).

Por último, el sistema de control y monitores que permite la adquisición de datos y el control del colector de la operación del colector solar.

- Primero se realizó un programa en EES (Engineering Equation Software) en el cual de acuerdo a las ecuaciones de transferencia de calor para balance de energía en un colector solar para determinar el coeficiente de pérdidas globales de calor en por la parte superior del colector ( $U_T$ ), de acuerdo a 6 (Duffie & Beckman, 1976).

```

EES Equations Window
L=.05 [m] "Distancia entre la placa y el cristal"
T_a=25+273 [K] "Temperatura ambiente"
T_p=45+273 [K] "Temperatura de placa e acuerdo a imagenes infrarrojas tomadas con la camara térmica"
T_c=30+273 "Este valor se aproximo de acuerdo a imagenes infrarrojas tomadas con la camara térmica"
"beta="
epsilon_p=0.95
epsilon_c=0.8
h_w=5.8+3.7*V_w
V_w=0
g=g# "constante de la aceleración gravitacional"
sigma=sigma# "constante de Stefan - Boltzman"

"Ecuaciones"

U_t=((1/(h_c+(sigma*((T_p^3-(T_p^2*T_c)+(T_c^2*T_p)-T_c^3)/((1/epsilon_p)+(1/epsilon_c)-1)))))+(1/(h_w+(epsilon_c*
sigma*(T_c^3+(T_c^2*T_a)+(T_a^2*T_c)+T_a^3))))^-1)

h_c=(k*Nu#)/L

"propiedades en Temperatura media de placa"

T_m=(T_p+T_c)/2

|
mu=VISCOSITY(Air,T=T_m)
k=CONDUCTIVITY(Air,T=T_m)
C_p=SPECHEAT(Air,T=T_m)
rho=DENSITY(Air,T=T_m,P=Po#)
nu=mu/rho
alpha=k/(rho*C_p)

Ra#=(g*(T_p-T_c)*L^3)/(T_m*nu*alpha)

Nu#=1+1.44*(1-((1708*(sin(1.8*beta))^(1.6))/(Ra#*cos(beta))))*(1-(1708/(Ra#*cos(beta))))+(((Ra#*cos(beta))/5830)^(1/3))-1)

T_c=ConvertTEMP(C, K, T_cover)

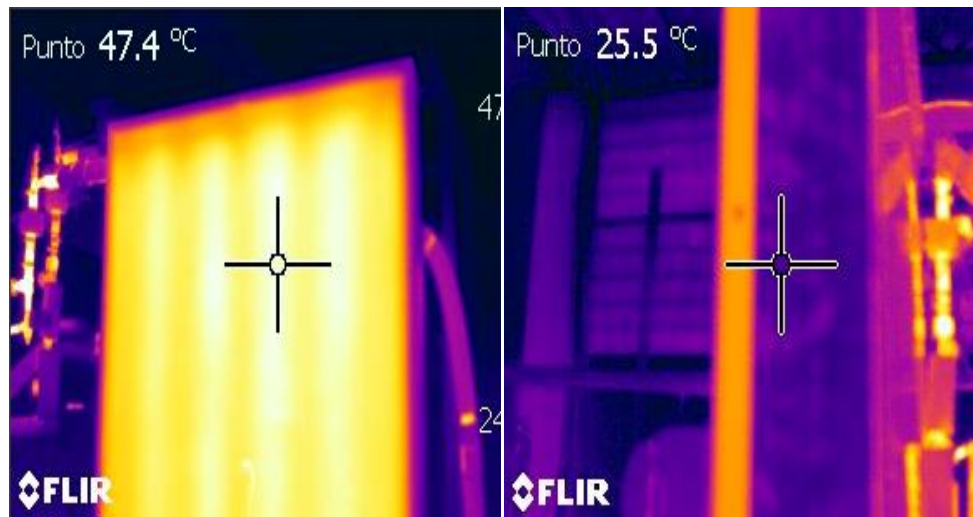
```

Figura 3.1. Programa en EES para el cálculo de la  $U_t$  de acuerdo al Capítulo 6 (Duffie & Beckman, 1976) utilizando el número de Nusselt.

- Una vez logrado el programa y la aplicación deseada, comencé con pruebas en el colector viendo su funcionamiento y las medidas preventivas para obtener datos concretos, aprendiendo a usar cada uno de sus sistemas de una manera lo más eficiente posible. Algunas medidas fueron:
  1. Calibrar el suministro de potencia para poder mantener la misma  $Q_{util}$  del sistema.
  2. Asegurarse que las marcas colocadas en el colector fueran las correctas para los ángulos especificados.
  3. Tener siempre en cuenta que los sensores estuviesen bien calibrados y que no causaran ruido al sistema.
  4. Ajustar las válvulas cada vez que se reubica el ángulo de inclinación del colector, para establecer en un valor constante el flujo
  5. Trabajar en horarios específicos para tener una misma temperatura ambiente, dentro de un intervalo de incertidumbre reducido.

6. Verificar siempre el programa de control de temperatura de los tubos con aletas, para mantener la misma temperatura, ya que de lo contrario, se debe purgar el sistema para eliminar burbujas de gases o en el sistema hidráulico que alteran el flujo.
  7. Monitorear cada segundo el programa para ver que todo se mantiene de acuerdo a lo que se establece para la obtención de resultados más concretos.
- Seguido a esto se comienzan a tomar valores del programa Labview 8.1 variando el ángulo ( $\beta$ ) del colector para ver de qué manera los valores arrojados por el programa cambian, si es que lo hacen, estas pruebas se realizan repetitivamente para asegurarse de que los valores son aproximadamente constantes.
  - También se toman imágenes infrarrojas del colector para probar que la función del colector descrita en los textos y la manera en que distribuye el calor es la adecuada de acuerdo a los principios de colectores solares de placa plana.

En la figura 3.1.2 se muestran imágenes infrarrojas de la placa absorbidora, donde se puede observar que la simulación de la radiación solar es adecuada mientras el fluido de trabajo, a un flujo másico determinado, pasa a través de ella. En la figura se puede observar que existe un gradiente de temperatura entre la parte de abajo (entrada) y la parte de arriba (salida), además existe un gradiente desde los tubos hacia las orillas de las aletas, como lo que se puede encontrar en un colector solar convencional.



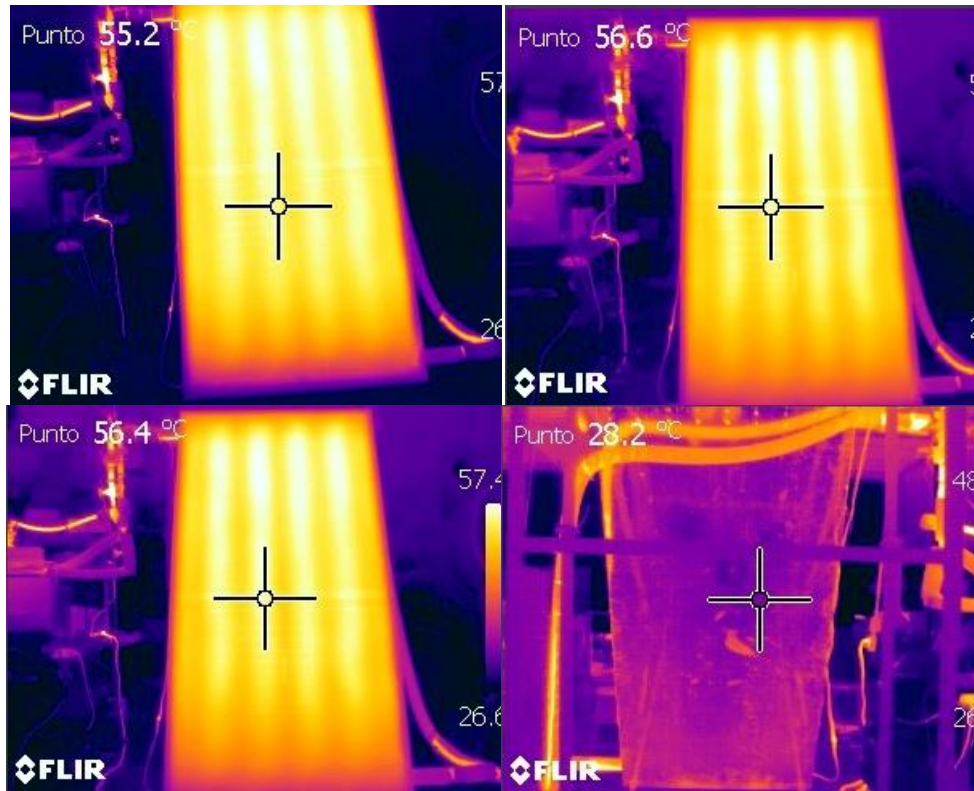


Figura 3.1.2. Distribución de temperaturas en la placa absorbadora.

- Los valores que se obtienen se promedian, utilizando una matriz. En el programa Excel y en EES se determinan las pérdidas globales de calor, la eficiencia del colector ( $\eta$ ) en diferentes ángulos y las diferentes energías obtenidas en el sistema como son el calor útil ( $Q_u$ ), el calor perdido ( $Q_p$ ) y el calor que absorbe la placa del colector solar ( $Q_{abs}$ ). Los resultados de modelos reportados en la literatura se comparan con las gráficas obtenidas de los experimentos de este trabajo.

# CAPÍTULO 4.

## 4 RESULTADOS.

En este Capítulo se presentan los resultados obtenidos y se discuten de manera que se justifica lo realizado durante los experimentos y la funcionalidad del colector solar de placa plana propuesto. También se presenta el comparativo de modelos reportados en la literatura con los datos obtenidos.

### 4.1 Pruebas preliminares

Los primeros resultados que se obtuvieron son los que se realizaron variando la  $Q_{util}$  del colector, trabajando el colector con 2060 Watts de potencia absorbida, y se obtuvo lo siguiente:

Tabla 4.1. Ángulos analizados en la fase primera de pruebas.

$\beta$	$C_p$	$T_o$	$T_i$	$T_{mp}$	$T_a$	$Q_{abs}$	$\dot{m}$	$\Delta T_1$	$\Delta T_2$	$Q_u$	$A$	$U_L$	$\eta$
90	2780	353.92506	333.29	343.60753	296.23	2060	0.01768	20.635058	47.377529	1014.2214	2	11.036652	49.234047
50	2780	353.03	334.82	343.925	296	2060	0.01768	18.21	47.925	895.02878	2	12.154108	43.447999
30	2780	356.245	339.14	347.6925	298	2060	0.01768	17.105	49.6925	840.71759	2	12.268274	40.811534
0	2780	354.855	338.6252	346.7401	297.56	2060	0.01768	16.2298	49.1801	797.70116	2	12.833431	38.723357

De los siguientes valores los cuales fueron analizados a través de exhaustivas sesiones de puesta a prueba del colector, se obtuvieron las siguientes graficas:

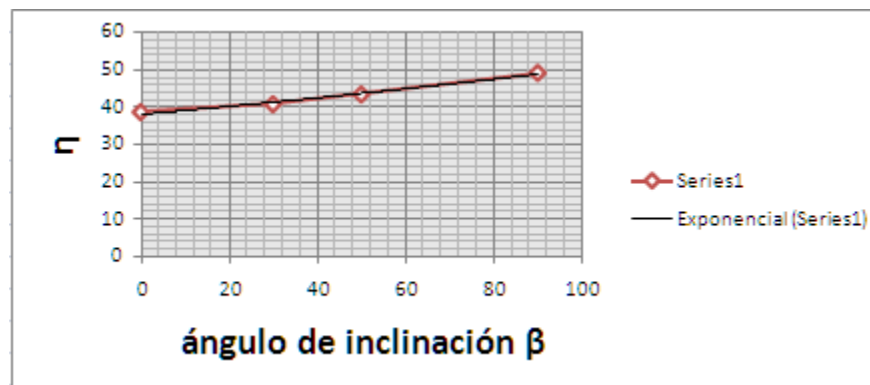


Figura 4.1. Grafica  $\beta$  vs  $\eta$ .

De esta primera gráfica se puede apreciar que nuestros valores encontrados para la eficiencia de acuerdo a la tendencia que se presenta en colectores de su mismo tipo es aceptable y de acuerdo a los valores obtenidos el colector alcanza eficiencias muy buenas para los ángulos de 0 a 90°, variando de 38 a casi 50 por ciento de eficiencia.

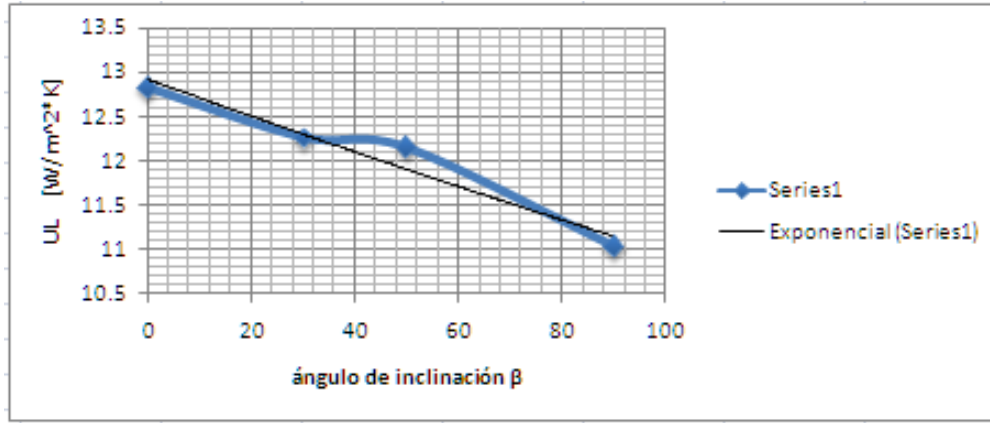


Figura 4.2. Gráfica  $\beta$  vs  $U_L$ .

En la gráfica se muestra que las pérdidas globales en el colector están dentro del intervalo de valores que presentan las investigaciones de colectores solares de placa plana investigado por Montoya (2015).

Como se puede apreciar en la gráfica de la figura 4.2, cuando el colector solar trabaja con toda la potencia a 1100 W/m<sup>2</sup> las pérdidas globales de calor no incrementan más que 1.8 W/m<sup>2</sup>K a medida que este se va colocando de manera horizontal ( $\beta=0^\circ$ ).

## 4.2 RESULTADOS ( $T_o-T_i$ )=45-40°C.

### 4.2.1 Pruebas de eficiencia vs $\beta$

A continuación se presentan los resultados de las pruebas, una vez que se observó que el equipo y experimento fueran funcionales. En estas pruebas se controlaron todos los parámetros y únicamente se ve cómo cambia el calor que absorbe la placa en este caso la potencia que suministra el control PID al momento de ir cambiando el ángulo  $\beta$  con respecto a la horizontal como se supuso desde el principio del proyecto.

Para las pruebas realizadas se mantuvo una temperatura 40°C y 45°C a la entrada y salida respectivamente, un flujo másico de 0.0121 kg/sy se trabajó con una temperatura ambiente de 25°C aproximadamente para cada prueba realizada en los ángulos propuestos. De los siguientes datos obtenidos, se obtuvo la siguiente gráfica que muestra la eficiencia térmica del colector propuesto para este proyecto.

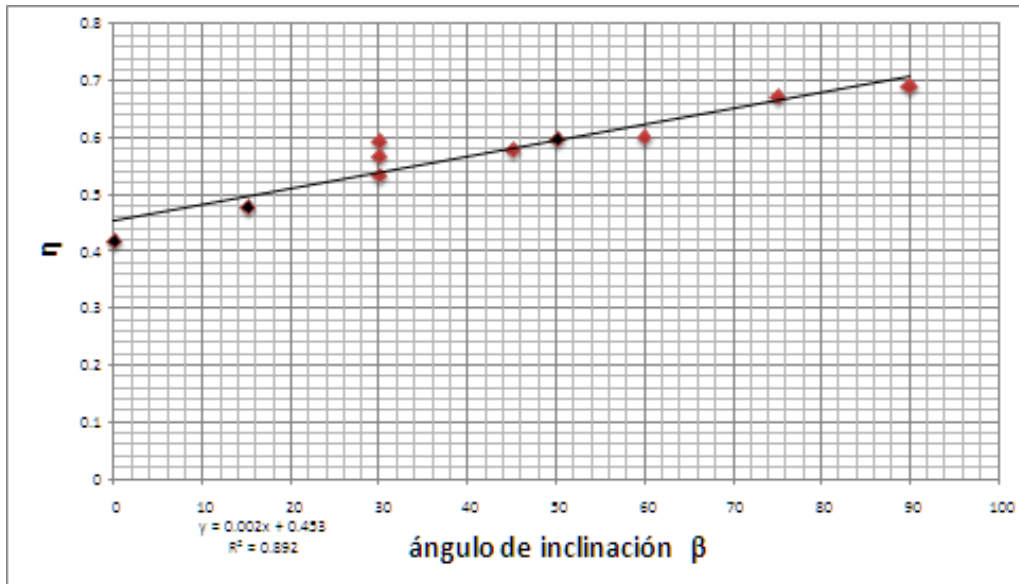


Figura 4.3. Gráfica  $\eta$  vs  $\beta$ .

Se puede apreciar de la figura 4.3 que la eficiencia del colector con los parámetros utilizados para el proyecto, varía considerablemente al ir inclinando el colector con respecto al eje horizontal, como se puede observar los valores obtenidos para la eficiencia se despliegan un poco de la tendencia, esto por el hecho de que son valores experimentales, los cuales tuvieron 5 pruebas una por día para cada ángulo utilizado. De igual manera la eficiencia obtenida debe a que se trabajaron temperaturas pequeñas de 40°C y una delta de 5°C por lo que no ocurrió gran pérdida de energía.

Como se muestra en la gráfica existen tres puntos en el ángulo a 30° esto se realizó de tal manera dado que justo en esa posición ocurrieron muchas variaciones de los valores, y se alejaban demasiado de la tendencia, esto pudo suceder porque en el laboratorio donde se realizaron los experimentos aunque se aisló lo más que se pudo de factores tales como la velocidad del viento, en realidad no se logró totalmente y si existieron ciertas corrientes de aire que al impactar en la cubierta del colector generaba que este se enfriara o tuviese esa tendencia a enfriar y cambiar los valores obtenidos en el programa Labview, afectando también el control PID que se utilizó provocando que este entregara energía de más en el sistema o por el contrario la disminuyera. En la gráfica se aprecia que se logró controlar ese punto, cerrando bien el laboratorio, controlando detenidamente el flujo másico en el sistema, y purgando constantemente el aire del sistema hidráulico del colector solar. Como se muestra el ángulo de inclinación si tiene gran importancia para la obtención de una mejor eficiencia en el colector así como también hay menores pérdidas en diferentes ángulos.



## 4.2.2 Pruebas de $U_L$ vs $\beta$

La siguiente gráfica nos deja observar el comportamiento de las pérdidas globales  $U_L$ :

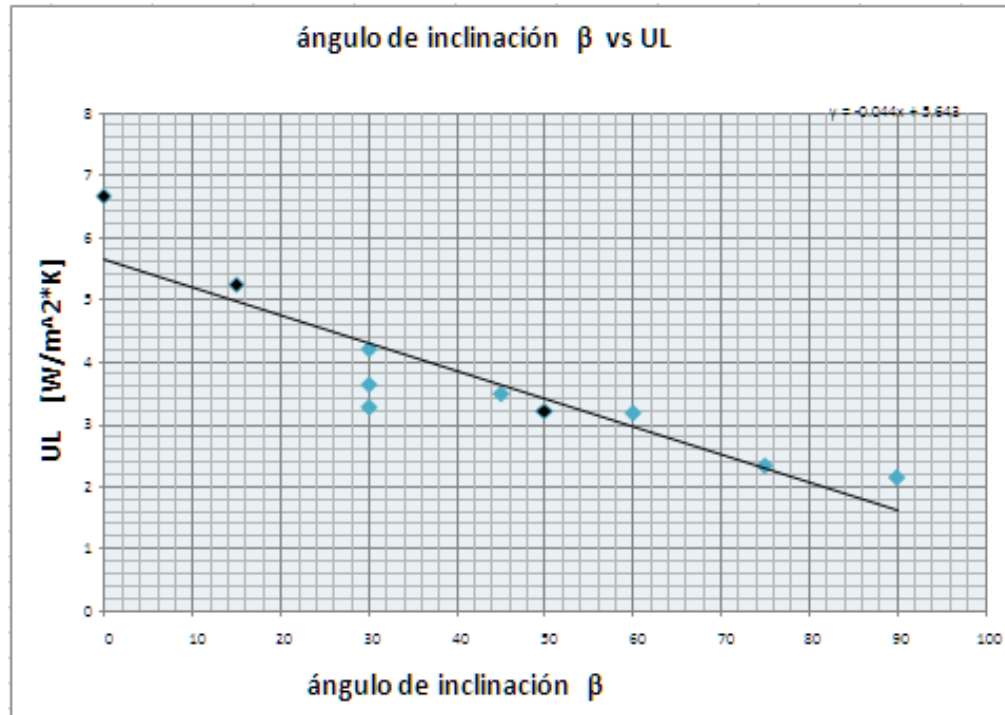


Figura 4.4. Gráfica  $U_L$  vs  $\beta$ .

De esta figura podemos observar que las pérdidas por los mismos motivos de que la delta no fue muy grande las pérdidas fueron demasiado pequeñas aunque considerables, tanto que la mínima fue de 2 y la máxima de 8.4  $W/m^2 \cdot K$ . Con estos valores obtenidos podemos observar que el ángulo de inclinación tiene gran impacto para la eficiencia del colector y esto se debe a que la transferencia de calor por convección cambia para diferentes inclinaciones del colector como se muestra en la figura 4.5, como también lo observó Montoya, (2015).

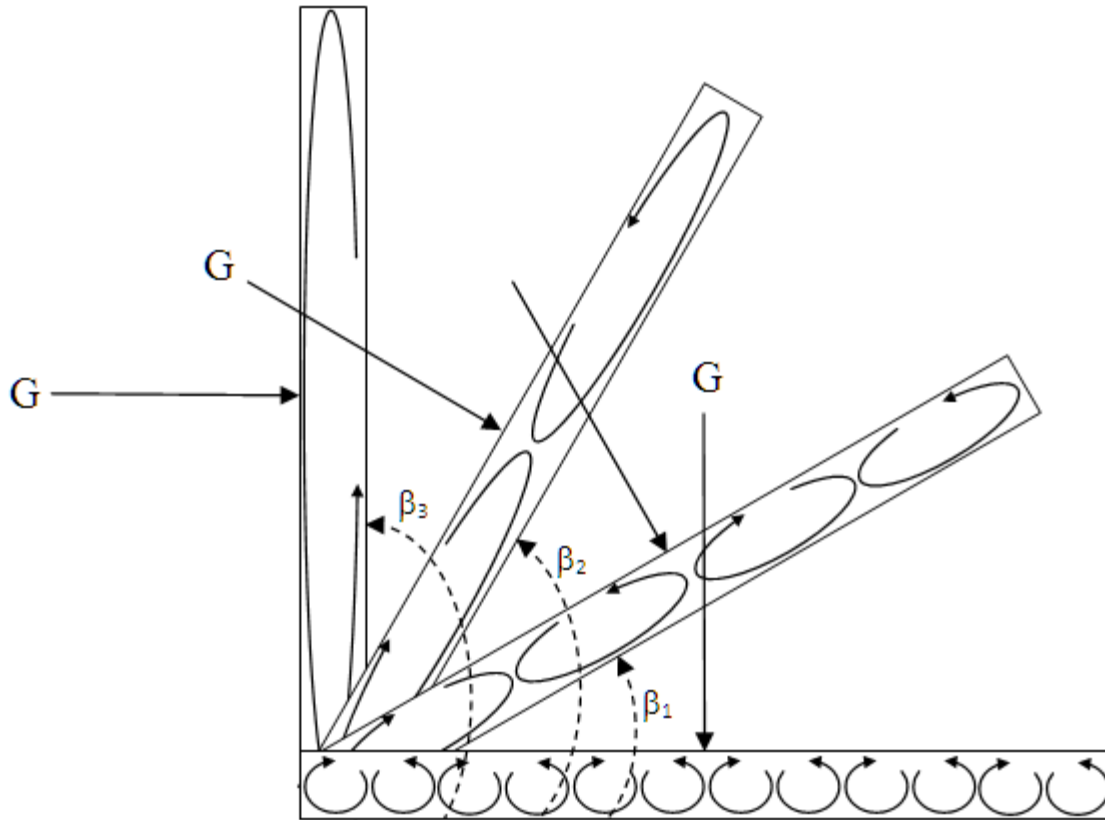


Figura 4.5. Cavity rectangular donde ocurre la convección libre, dos de las paredes opuestas se mantienen a diferentes temperaturas ( $T_1 > T_2$ ), mientras que las paredes restantes se aíslan de los alrededores. Conforme aumenta el ángulo de inclinación, las celdas convectivas se empiezan a alargar.

También se logró observar que para mantener una  $\Delta T$  de  $5^\circ\text{C}$  no se necesitan  $250 \text{ W/m}^2$  para trabajar bajo nuestros parámetros establecidos.

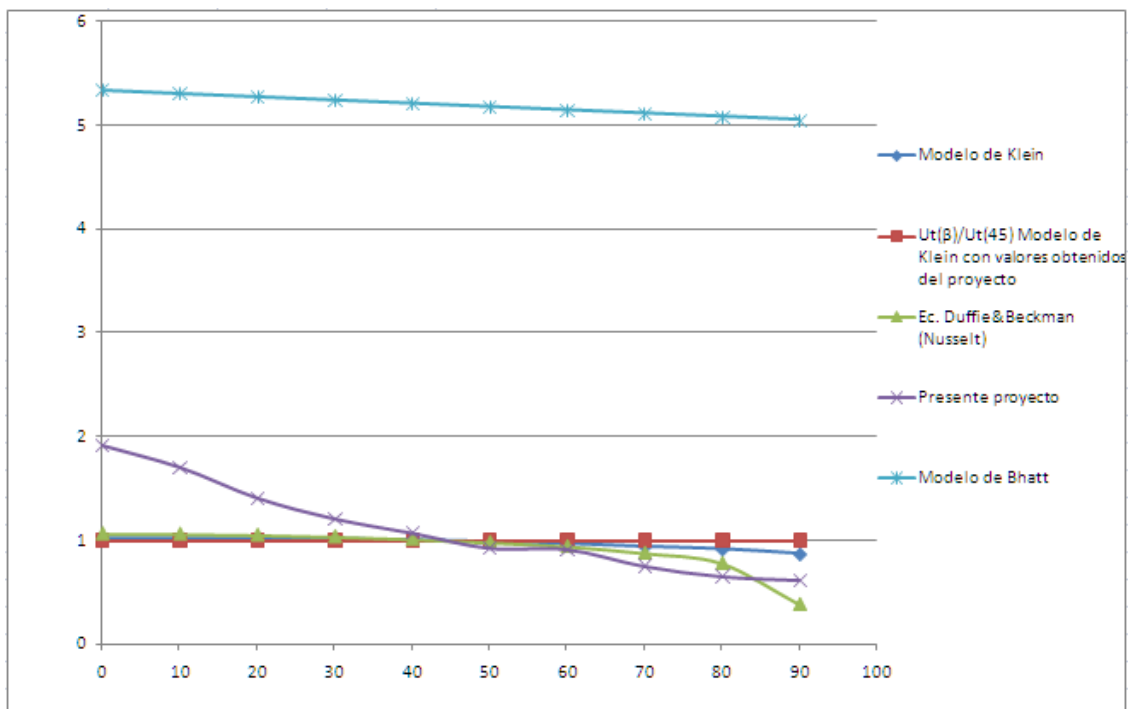
### 4.2.3 Comparativo de resultados con resultados experimentales previos.

En la siguiente tabla de muestran los diferentes valores obtenidos para la  $U_t$  ( $W/m^2K$ ), para los diferentes ángulos así como también para los diferentes modelos utilizados para hacer las comparaciones con el experimento que se presenta en este trabajo.

Tabla 4.3. Valores de  $U_t$  para los diferentes modelos empleados en el proyecto.

	KLEIN	KLEIN(PROYECTO)	Ec.Duffie&Beckman	Resultados del experimento		Proyecto
$\beta$	$U_t(\beta)/U_t(45)$	$U_t(\beta)/U_t(45)$	$U_t(\beta)/U_t(45)$	$U_t(\beta)/U_t(45)$	Bhatt	$U_t(\beta)/U_t(90)$
0	1.029	1.00065978	1.06745182	1.91	5.3408	3.12254443
10	1.027	1.00043985	1.0637045	1.7	5.3087552	2.67664464
20	1.025	1.00043985	1.05406852	1.4049	5.2767104	2.29083606
30	1.021	1.00021993	1.03800857	1.2052	5.2446656	1.96511927
40	1.01	1	1.01498929	1.0684	5.2126208	1.74203754
50	0.995	1	0.98340471	0.9221	5.180576	1.50354128
60	0.975	0.99978007	0.94539615	0.9106	5.1485312	1.48482811
70	0.945	0.99956015	0.88062099	0.7486	5.1164864	1.22067645
80	0.921	0.99956015	0.78319058	0.64952	5.0844416	1.05905051
90	0.875	0.99934022	0.38768737	0.61331	5.0523968	1

De estos resultados se hizo la gráfica siguiente:



Grafica 4.3.1.  $U_t$  vs  $\beta$ , para cada modelo utilizado para comparaciones del modelo propuesto en el proyecto.

Como se puede apreciar en color morado están los valores de  $U_t$  del experimento y para ser resultados en un banco de pruebas experimental su obtuvieron datos que prueban la eficiencia del colector así como las pérdidas de calor que este sufre, dándonos así una mejor aprobación de la funcionalidad del captador solar utilizado para nuestra investigación con buenas obtenciones de datos, se comprueba que al variar el ángulo de 0 a 90° las pérdidas de calor por la cubierta decrecen y por tal motivo el rendimiento del captador solar incrementa.

Comparando los modelos mencionados del Capítulo 2 del trabajo, se aprecia que en este experimento se tienen resultados similares en forma a los resultados reportados, aunque para los resultados del proyecto existen pequeñas variaciones respecto a las pérdidas en ciertos ángulos de acuerdo a los valores de pérdidas globales que se obtuvieron en los modelos de comparación dando una diferencia del 30.6% respecto al modelo de muestra utilizado en (Duffie & Beckman, 1976). Con esto, podemos decir que el modelo sugerido así como los que se usaron de modo comparativo trabajan brindando pérdidas globales de calor en los mismos rangos trabajando a diferentes deltas de temperatura, por lo que se puede comentar que los resultados de las ecuaciones existentes y propuestas por diferentes autores son similares y se puede mencionar también que así como puede tener mucho menores pérdidas de calor en ciertos ángulos también hay ángulos en los cuales nuestro modelo presenta una mayor cantidad de calor perdido, por lo tanto el modelo que se propuso para este proyecto es de muchas maneras aceptable y útil para la obtención de calor ya que presenta buena eficiencia y pérdidas de calor en un rango en el cual no afecta la producción del calor en el rango de baja a mediana temperatura en este experimento.

También se aprecia que en el modelo de Bhatt incrementa considerablemente la  $U_t$  con valores de pérdidas de calor por la cubierta, mucho mayores que en los otros modelos y que el mismo proyecto, esto puede decirse que sucede así ya que (Bhatt, Gaderia, & Channiwala, 2011) experimentan con colectores solares con doble placa de vidrio y puede que su ecuación de trabajo solo se aplique para ese número de cubiertas, y como el proyecto presentado en este trabajo es de una sola cubierta al igual que los otros modelos utilizados.

La ecuación de (Bhatt, Gaderia, & Channiwala, 2011) tiene un gran cambio en las pérdidas globales de calor al ser utilizada con nuestros parámetros establecidos para el análisis del experimento en este proyecto.

## 5 CONCLUSIONES.

- En el comparativo con trabajos previos los resultados difieren 36%, esto se debe a que los modelos reportados toman en cuenta diferentes coeficientes tanto convectivos, como radiativos además de que toman en cuenta la velocidad del viento.
- Se observó que el rendimiento del colector es mayor cuando este se encuentra en la posición vertical ( $90^\circ$ ) y que disminuye a medida que su pendiente tiende a ser horizontal.
- A medida que el colector se inclina de  $0^\circ$  a  $90^\circ$ , el coeficiente global de pérdidas de calor disminuye  $0.044 \text{ W/m}^2\text{K}$  por cada grado.
- Los parámetros que afectan significativamente al colector respecto a las pérdidas de calor son la temperatura ambiente, la velocidad del viento y el ángulo de inclinación.
- De acuerdo a los experimentos para mantener una temperatura constante en el colector solar si este cambia su inclinación de  $0$  a  $90^\circ$  por cada grado que aumente este necesitara más energía por lo que existirán más pérdidas de calor.

## 6 RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

- Es recomendable estudiar como el viento al impactar contra la placa de vidrio del colector solar para los diferentes ángulos de inclinación del mismo.
- Hacer un análisis de pérdidas globales de calor para diferentes flujos máxicos, variando el ángulo de inclinación.

## 7 REFERENCIAS.

Bérriz Pérez, L., & Álvarez González, M. (1977). *Academia de Ciencias de Cuba*. Recuperado el 11 de Octubre de 2015, de Influence of the Inclination Angle of a Sun-Ray Collector : <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Ecosolar/Ecosolar08/HTML/articulo03.htm>

cleanergysolar. (s.f.). <http://www.cleanergysolar.com/>. Recuperado el 18 de agosto de 2015, de <http://www.cleanergysolar.com/>:  
<http://www.cleanergysolar.com/2011/09/04/tutorial-solar-termica-captacion-termica-balance-de-energia-en-un-colector-solar-plano/>

Domínguez, I. R. (3 de abril de 2008). *Distribucion%20de%20Flujos%20en%20Sistemas%20de%20Colectores%20Solares%20Planos%20*. Recuperado el 19 de agosto de 2015, de academia de ingeniería méxico: <http://www.ai.org.mx/ai/archivos/coloquios/4/Distribucion%20de%20Flujos%20en%20Sistemas%20de%20Colectores%20Solares%20Planos%20Interconectados.pdf>

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (1976). *Solar Engineering of Thermal Processes*. WILEY.

Kalogirou, S. A. (2014). *SOLAR ENERGY ENGINEERING PROCESSES AND SYSTEMS* (segunda edición ed.). Academic Press.

M.K, B., S.N., G., & S.A., C. (2011). *World Academy of Science*. Recuperado el 11 de Septiembre de 2015, de ulbeta.pdf: <file:///C:/Users/Tony/Downloads/ulbeta.pdf>

MARRERO, A. I. (2004). *cp215 Estudio de un sistema solar térmico*. Recuperado el 20 de agosto de 2015, de <ftp://tesis.bbt.ull.es>: <ftp://tesis.bbt.ull.es/ccppytec/cp215.pdf>

SitioSolar. (s.f.). [www.sitiosolar.com](http://www.sitiosolar.com). Recuperado el 28 de septiembre de 2015, de Sitio Solar Portal de Energías Renovables: <http://www.sitiosolar.com/la-aplicacion-de-la-energia-solar-termica-en-la-industria/>

Solar, M. (s.f.). *investigaciones Módulo Solar*. Recuperado el 24 de agosto de 2015, de Módulo Solar S.A de C.V: <http://www.modulosolar.com.mx/Investigacion.php>

DUFFIE, J. A. Y W. A. BECKMAN. *Solar energythermalprocesses*. Madrid: Ed. PergamonPress, 1996.