



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y  
VINCULACIÓN CON LA COLECTIVIDAD**

**MAESTRIA EN ENERGÍAS RENOVABLES  
IV PROMOCIÓN**

**TESIS DE GRADO MAESTRIA EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**TEMA: “MODELACIÓN MATEMÁTICA Y ENERGÉTICA DEL  
TUBO ABSORBEDOR DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA  
CON CONCENTRADORES CILINDRICO PARABÓLICOS”**

**AUTOR: ING. TORO ARCOSANGEL MAURICIO**

**DIRECTOR: ING. MSC. CARRIÓN, LUIS MIGUEL**

**SANGOLQUÍ**

**2015**

## **CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR**

El suscrito Ing. Luis Miguel Carrión Matamoros Msc., con cedula de identidad No.1103574677, en calidad de Director de Tesis de la Maestría en Energías Renovables,

### **CERTIFICA**

Que el presente proyecto de grado que lleva como título, **“MODELACIÓN MATEMÁTICA Y ENERGÉTICA DEL TUBO ABSORBEDOR DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA CON CONCENTRADORES CILÍNDRICO PARABÓLICOS”** realizado por el Ingeniero Ángel Mauricio Toro Arcos, de nacionalidad ecuatoriana, con cédula de identidad No. 0502640675, como requisito para la obtención del título de Magíster en Energías Renovables, IV Promoción de la ESPE, fue desarrollada bajo mi dirección y asesoría. La misma que cumple con los requerimientos científicos, tecnológicos y académicos, razón por la cual autorizo su presentación y defensa.

Sangolquí, 10 de Septiembre de 2015

---

ING. LUIS CARRIÓN MATAMOROS., Msc.

**DIRECTOR**

## **DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD**

**ÁNGEL MAURICIO TORO ARCOS**

### **DECLARA QUE:**

El proyecto de posgrado denominado “**MODELACIÓN MATEMÁTICA Y ENERGÉTICA DEL TUBO ABSORBEDOR DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA CON CONCENTRADORES CILÍNDRICO PARABÓLICOS**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan en las páginas donde se requieren, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 10 de Septiembre de 2015

---

ING. ÁNGEL MAURICIO TORO ARCOS

**AUTOR**

## **AUTORIZACIÓN**

Yo,

**ÁNGEL MAURICIO TORO ARCOS**

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, el trabajo titulado “**MODELACIÓN MATEMÁTICA Y ENERGÉTICA DEL TUBO ABSORBEDOR DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA CON CONCENTRADORES CILÍNDRICO PARABÓLICOS**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 10 de Septiembre de 2015

---

ING. ÁNGEL MAURICIO TORO ARCOS

**AUTOR**

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo de investigación lo dedico a Dios por haberme brindado la vida por medio de mis maravillosos padres Ángel Ernesto Nicolás Toro Saavedra y Norma Cecilia Arcos Candelejo, quienes han sabido guiarme durante mi vida, a ellos todos los triunfos obtenidos. A mi querida hermana Mónica Cecilia por ser un claro ejemplo de superación y determinación de quién he seguido sus pasos confiando que mi sobrina Samantha Gissel continúe con este ejemplo de superación. A Sandy Mera por su apoyo incondicional y motivo para sobresalir y mirar con esperanza al futuro.

Ángel Mauricio Toro Arcos  
Septiembre,2015

## **AGRADECIMIENTO**

Mi más profundo agradecimiento a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, por todos los conocimientos impartidos, en especial al Msc. José Guasumba por ser el gestor principal de esta maestría, colaborando siempre con entusiasmo y entrega cada día de trabajo con sus alumnos.

Ángel Mauricio Toro Arcos  
Septiembre, 2015

## INDICE GENERAL

<b>CAPITULO 1 .....</b>	<b>1</b>
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Definición del problema .....	2
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general .....	2
1.3.2 Objetivos específicos .....	2
1.4 Justificación e importancia .....	3
1.5 Alcance .....	3
<b>CAPITULO 2 .....</b>	<b>4</b>
2.1 Absorbedores de tubos concéntricos. ....	4
2.2 Cilindros Verticales. ....	5
2.3 Haz de Tubos.....	8
<b>CAPITULO 3 .....</b>	<b>11</b>
3.1 Propiedades ópticas del tubo absorbedor y concentrador.....	11
3.2 Intercambiadores de calor de tubos concéntricos. ....	13
3.3 Radiación solar concentrada.....	14
3.4 Análisis de la radiación en tubos concéntricos. ....	17
3.5 Coeficiente global de transferencia de calor en capas múltiples. ....	21
3.6 Balance energético de la cubierta. ....	24
3.7 Balance energético del absorbedor. ....	26
3.8 Determinación del perfil de temperaturas del tubo absorbedor.....	33
3.9 Determinación del perfil de temperaturas del tubo absorbedor en estado transitorio. ....	38
<b>CAPITULO 4 .....</b>	<b>43</b>
4.1 Definición de Parámetros de Medición. ....	43
4.2 Selección de Materiales y Equipos.....	44
4.3 Procedimiento.....	46
4.4 Toma de datos.....	46

4.5	Validación de Datos.....	47
<b>CAPITULO 5 .....</b>		<b>51</b>
5.1	Determinación de la temperatura media volumétrica.....	51
5.2	Temperatura superficial del absorbedor .....	52
5.3	Perfil de la temperatura del absorbedor considerando régimen estable.....	52
5.4	Perfil de la temperatura del absorbedor considerando régimen transitorio. ....	53
5.5	Comportamiento de la temperatura en el absorbedor considerando régimen estable y transitorio.....	56
5.6	Eficiencia óptica del absorbedor.....	57
<b>CAPITULO 6 .....</b>		<b>58</b>
6.1	Conclusiones.....	58
6.2	Recomendaciones .....	59
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>		<b>60</b>

## INDICE DE FIGURAS

<b>Figura 2. 1</b> Sección transversal de un absorbedor de tubos concéntricos.....	4
<b>Figura 2. 2</b> Paraboloide de Revolución-Motor Stirling, Sevilla; España; 2014.....	6
<b>Figura 2. 3</b> Sección transversal de un absorbedor tipo cilindro vertical.....	7
<b>Figura 2. 4</b> Concentrador Lineal Fresnel, Sevilla; España; 2014.....	7
<b>Figura 2. 5</b> Esquema de un sistema de concentración de torre central, Efecto Coseno. .....	8
<b>Figura 2. 6</b> Abengoa Solar PS10, Plataforma Solar de Almería; Sevilla; España; 2014.....	9
<b>Figura 2. 7</b> Recibidor externo de la central solar Solarone en Barstow, CA. ....	10
<b>Figura 3. 1</b> Principales propiedades ópticas de un CCP. ....	11
<b>Figura 3. 2</b> Sección transversal de un intercambiador de tubos concéntricos con flujo en contracorriente. ....	13
<b>Figura 3. 3</b> Comportamiento de la radiación en tubos concéntricos.....	17
<b>Figura 3. 4</b> Dimensiones principales de la sección de un concentrador parabólico lineal en los ejes coordenados x, y, z.....	18
<b>Figura 3. 5</b> Trazos y Dimensiones de la imagen de un concentrador lineal. ....	19
<b>Figura 3. 6</b> Esquema de la radiación reflejada desde el centro y el borde de la mitad de un reflector parabólico, con el plano mínimo, circular, y receptores semicirculares para interceptar toda la radiación reflejada por una parábola completa. ....	20
<b>Figura 3. 7</b> Esquema de la sección transversal del tubo absorbedor y cubierta de un CCP. ....	21
<b>Figura 3. 8</b> Mecanismos y flujos de transferencia de calor para el balance energético en el tubo absorbedor del CCP. ....	27
<b>Figura 3. 9</b> Geometría, propiedades termodinámicas y físicas de la sección transversal del tubo absorbedor y cubierta de un CCP.....	29
<b>Figura 3. 10</b> Esquema de los flujos de calor en la sección transversal del tubo absorbedor.....	29
<b>Figura 4. 1</b> Temperaturas de: cubierta, reflector y ambiental.....	48

<b>Figura 4. 2</b> Velocidad del viento.....	49
<b>Figura 4. 3</b> Flujo másico de aceite térmico. ....	49
<b>Figura 4. 4</b> Irradiancia solar. ....	50
<b>Figura 5. 1</b> Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen estable.....	53
<b>Figura 5. 2</b> Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio. ....	54
<b>Figura 5. 3</b> Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio a L=1500mm.....	54
<b>Figura 5. 4</b> Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio a L=3000mm.....	55
<b>Figura 5. 5</b> Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio a L=4500mm.....	55
<b>Figura 5. 6</b> Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio a L=5800mm.....	56
<b>Figura 5. 7</b> Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen estable y transitorio .....	56

## INDICE DE TABLAS

<b>Tabla 4. 1</b> Instrumentos de medición. ....	44
<b>Tabla 4. 2</b> Valores promedio de los parámetros de medición en un CCP.....	47
<b>Tabla 5. 1</b> Temperatura media volumétrica del fluido.....	51
<b>Tabla 5. 2</b> Temperatura media volumétrica del fluido.....	52

## INDICE DE ANEXOS

<b>ANEXO 1 .....</b>	<b>63</b>
TABLAS DE MEDICIÓN DE TEMPERATURAS, FLUJO MÁSSICO DE FLUIDO, VELOCIDAD DEL VIENTO Y RADIACIÓN SOLAR INCIDENTE .....	63
Tabla Ensayo # 1 .....	64
Tabla Ensayo # 2 .....	65
Tabla Ensayo # 3 .....	66
Tabla Ensayo # 4 .....	67
Tabla Ensayo # 5 .....	68
Tabla Ensayo # 6 .....	69
Tabla Ensayo # 7 .....	70
Tabla Ensayo # 8 .....	71
 <b>ANEXO 2 .....</b>	 <b>72</b>
GRÁFICAS DE TEMPERATURAS DEL FLUIDO, AMBIENTE Y ELEMENTOS DEL CCP .....	72
Gráfico Ensayo # 1 .....	73
Gráfico Ensayo # 2 .....	74
Gráfico Ensayo # 3 .....	75
Gráfico Ensayo # 4 .....	76
Gráfico Ensayo # 5 .....	77
Gráfico Ensayo # 6 .....	78
Gráfico Ensayo # 7 .....	79
Gráfico Ensayo # 8 .....	80
 <b>ANEXO 3 .....</b>	 <b>81</b>
GRÁFICAS DE TEMPERATURAS DE VELOCIDAD DEL VIENTO, IRRADIANCIA Y FLUJO MÁSSICO EN EL CCP .....	81
ENSAYO # 3 .....	84
ENSAYO # 5 .....	86
ENSAYO # 6 .....	87
ENSAYO # 7 .....	88
ENSAYO # 8 .....	89

## **RESUMEN**

El presente proyecto de investigación obedece a una necesidad imperiosa de la sociedad y su desarrollo acelerado de disponer recursos energéticos renovables y sostenibles en el tiempo como es el uso de la radiación solar como fuente ilimitada de energía limpia y de libre acceso para todos.

Las aplicaciones de sistemas de concentración de media temperatura para la generación de energía utilizada en procesos de transferencia de calor tiene en la actualidad una amplia gama de aplicaciones entre las más importantes es la generación de energía eléctrica, por esta razón es importante proponer el desarrollo e investigación de sistemas de concentración mediante el uso de concentradores cilíndrico parabólicos y en especial enfocar su estudio al proceso de concentración y absorción de la energía para ser transferida a fluidos de trabajo que posteriormente entregarán la energía absorbida a subprocesos de producción.

El modelo matemático y energético de los fenómenos de transferencia de calor permite conocer el mecanismo de aprovechamiento del recurso solar en función de parámetros ópticos, geométricos, y ambientales, los mismos que se deben considerar para un dimensionamiento adecuado haciendo un balance adecuado de la energía recibida y entregada. El aporte científico al desarrollo de la tecnología es de vital importancia para innovar y fortalecer el conocimiento acerca de estos sistemas de aprovechamiento solar siendo la base fundamental de este proyecto de investigación.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **SISTEMAS DE CONCENTRACIÓN**
- **TRANSFERENCIA DE CALOR,**
- **BALANCE DE ENERGÍA,**
- **RENDIMIENTO.**

## ABSTRACT

This research project responds to a pressing need of the society and their accelerated development of renewable and sustainable energy resources over time as the use of solar radiation as limitless supply of clean energy and free access for everyone. The concentration system applications medium heat for generating energy used in heat transfer processes currently has a wide range of applications among the most important is the generation of electricity, therefore it is important to propose the development and Research concentration systems using cylindrical parabolic concentrators and special focus their study the process of concentration and absorption of energy to be transferred to working fluids which subsequently delivered the absorbed energy production threads. The mathematical model of energy and heat transfer phenomena allows to know the mechanism of the solar resource utilization based on optical, geometrical parameters, and environmental them to be considered for proper sizing doing a proper balance of the energy received and delivered. The scientific contribution to the development of technology is very important to innovate and strengthen knowledge about these systems for harnessing solar energy being the foundation of this research project.

## **MODELACIÓN MATEMÁTICA Y ENERGÉTICA DEL TUBO ABSORBEDOR DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA CON CONCENTRADORES CILÍNDRICO PARABÓLICOS**

El incesante requerimiento de energía enmarcado por el desarrollo de la sociedad humana exige del desarrollo tecnológico, la implementación de sistemas de aprovechamiento energético de fuentes de energía renovable como es la radiación solar que cada día ingresa a la tierra en forma de haz de fotones para ser utilizada en procesos de conversión y aprovechamiento de la energía, por esta razón se ve la necesidad de estudiar sobre estos sistemas y su desarrollo como base del conocimiento tecnológico del país y se trata en el capítulo I de esta investigación.

Los sistemas de concentración solar utilizan principios físico-ópticos de reflexión de la radiación solar en su estructura, específicamente el reflector donde la superficie reflejante debe cumplir con ciertas propiedades ópticas que permitan direccionar los rayos incidentes a la superficie selectiva del absorbedor y que son estudiados en el capítulo II. Una vez que la energía incidente ha sido direccionada a un elemento absorbedor, este debe ceder esta energía recibida a un fluido con capacidad de transportar esta energía útil para ser almacenada, transferida y procesada en diversas aplicaciones de intercambio en especial la generación de energía eléctrica, los flujos de calor y sus mecanismos son analizados en el capítulo 3.

Como se ha mencionado, el estudio del elemento absorbedor es crucial en el desempeño del sistema ya que su correcto dimensionamiento se ve reflejado en el incremento de temperatura del fluido calo-portador, por esta razón el análisis del perfil de temperaturas a lo largo del absorbedor debe ser realizado y se lo puede obtener en el capítulo 4.

Concluido el estudio del modelo matemático y energético es importante realizar un análisis del incremento de la temperatura del fluido en operación del sistema con la finalidad de validar los resultados y la idoneidad del sistema, esta parte del proyecto se trata en el capítulo 5. Para finalizar el trabajo investigativo es importante concluir y recomendar todas las experiencias y resultados obtenidos durante el tiempo que se ha dedicado a este proyecto y están citadas en el capítulo 6.

# CAPITULO 1

## GENERALIDADES

### 1.1 Antecedentes

En la actualidad el desarrollo del uso de la energía solar de media y alta temperatura en el Ecuador muestra un avance nada significativo y aletargado respecto a la investigación, es por esta razón que grandes proyectos impulsados por investigadores de alto nivel han permitido iniciar este largo proceso en el desarrollo de sistemas de aprovechamiento de este recurso para aportar al incesante requerimiento de energía y desarrollo del país.

Los concentradores cilíndricos parabólicos son equipos que permiten concentrar la energía solar en una superficie con la finalidad de transferir la energía aprovechada a un fluido calo-portador, el mismo que mediante procesos y mecanismos de transferencia de calor permite transformar la energía primaria en energía secundaria como el calor para generar electricidad, recurso energético cuya demanda crece día a día.

En el Laboratorio de Energías Renovables del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica (DECEM) de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE existe un concentrador cilíndrico parabólico didáctico orientado a demostraciones del funcionamiento y aprovechamiento de la energía solar, el principal inconveniente para determinar el desempeño y eficiencia de un concentrador solar parabólico son las deficiencias constructivas que presenta en particular, su geometría no se acerca a un paraboloide perfecto, por lo que, los resultados esperados en base a un estudio teórico tiene un porcentaje de errores considerable, respecto a lo obtenido en un

concentrador de producción comercial en funcionamiento, la eficiencia es un indicador que demuestra cuán adecuado y apto es un sistema de aprovechamiento de energía primaria basado en un análisis termodinámico y de transferencia de calor para generar energía para uso final. Es por esta premisa que el estudio detenido y detallado del dimensionamiento del dispositivo absorbedor de energía y del concentrador son de suma valía para el desarrollo tecnológico en un futuro prometedor como lo son las energías renovables.

## **1.2 Definición del problema**

Actualmente en Ecuador la aplicación de energías renovables como un aporte a la matriz energética altamente dependiente del petróleo y sus derivados está tomando un papel trascendental, tal es el caso de la construcción y puesta en marcha de parques fotovoltaicos y eólicos de considerable capacidad en el territorio nacional.

La tecnología asociada al aprovechamiento de este tipo de energía y los principios técnico científicos viene incluido en el proyecto que por lo general lleva la connotación “llave en mano”, la participación como aporte o vinculación de estos conocimientos en investigadores y técnicos del país no es considerado, por tal razón, el investigar en este tipo de tecnologías mejorarlas e implantarlas como proyectos de carácter nacional crea un precedente que permita que el conocimiento adquirido y la técnica sea aprovechada por y para la sociedad ecuatoriana apoyando a satisfacer la demanda energética basada en la conservación y sostenibilidad del medio ambiente.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo general**

Determinar el modelo matemático y energético del tubo absorbedor de una central solar térmica con concentradores cilíndrico parabólico.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

- Realizar el estudio de la radiación solar para un modelo de cielo isótropo con énfasis en la radiación directa.

- Determinar, mediante un balance energético, el calor útil y disipado por el tubo absorbedor, así como las pérdidas térmicas en sus alrededores.
- Desarrollar el perfil de temperaturas del tubo absorbedor para el estado estacionario.
- Caracterizar los datos experimentales con relación a los teóricos.

#### **1.4 Justificación e importancia**

El vertiginoso desarrollo de la sociedad moderna y su necesidad energética cada vez más exigente, está llevando a la población mundial a una crisis energética a mediano y largo plazo; la dependencia de combustibles fósiles es insostenible, considerando que este recurso se agota de manera irreversible, se ve la necesidad imperiosa y de alta importancia, la inclusión de energías renovables como una alternativa energética para satisfacer dicha demanda.

La energía solar térmica de alta temperatura permite aprovechar el recurso solar transformando la energía solar en calor y direccionarla a un fluido calo-portador el cual mediante mecanismos de transferencia de calor asociado a un proceso de aprovechamiento termodinámico se pueda generar energía final o de consumo como la energía eléctrica y suplir de esta manera la energía que proviene de combustibles fósiles reduciendo de manera considerable las emisiones contaminantes al ambiente a la par de crear un concepto de hibridación energética que aporte a la sostenibilidad de la matriz energética del país.

#### **1.5 Alcance**

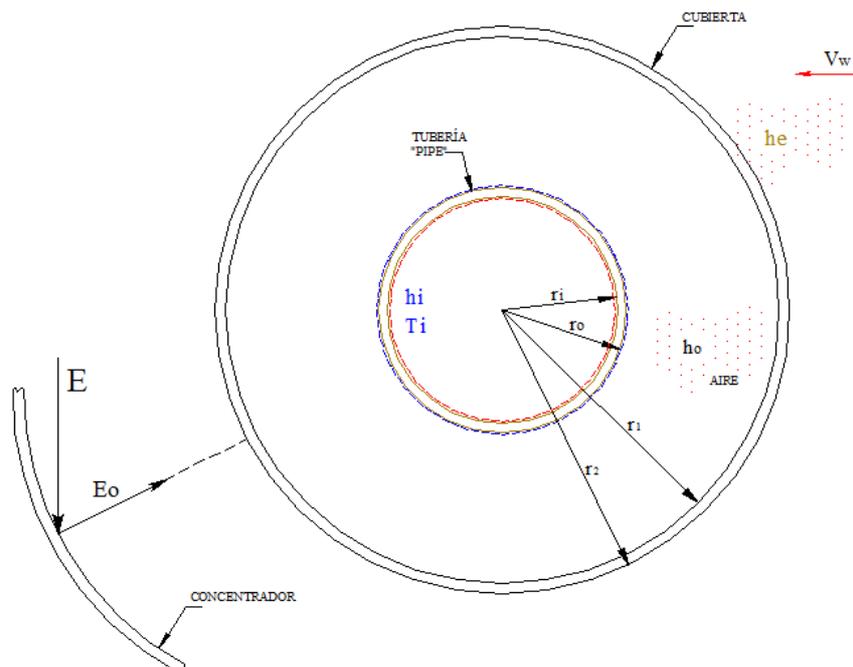
El presente proyecto de investigación realizará un estudio de balance energético de la cubierta y el tubo absorbedor de un concentrador cilíndrico parabólico mediante la determinación del modelo matemático y energético que permitirá determinar los flujos térmicos a lo largo de un tubo absorbedor hacia su entorno y al fluido de trabajo y poder validar el funcionamiento del sistema por medio de toma de datos experimentales en el equipo y compararlos de manera objetiva con valores teóricos esperados.

## CAPITULO 2

### ABSORBEDORES EN SISTEMAS DE CONCENTRACIÓN

#### 2.1 Absorbedores de tubos concéntricos.

Este tipo de absorbedores cuya sección se muestra en la Figura 2.1, se utilizan en aplicaciones de media temperatura con centradores cilíndricos parabólicos para la producción de electricidad. Para citar las aplicaciones realizadas se dispone de las centrales PS10 y PS20 de 10 y 20 Mw eléctricos que se encuentran en el sur de España, provincia de Sevilla.



**Figura 2. 1** Sección transversal de un absorbedor de tubos concéntricos.

El tubo absorbedor está construido de acero inoxidable con recubrimiento de cromo negro (Schott), para captar la mayor cantidad de radiación posible. La envolvente es un tubo cilíndrico de cuarzo, de 100 [mm] de diámetro. Para reducir las pérdidas por convección en la región anular se realiza el vacío, consiguiendo con esto un incremento de la temperatura del fluido. En estas instalaciones el fluido térmico es el aceite o el agua. Para el caso de la central solar térmica que se desarrolla en esta investigación, se utiliza un tubo absorbedor de cobre de 25[mm] y la envolvente de vidrio de 50 [mm] de diámetro con espesor de 1.5 [mm].

Las dificultades en desarrollo de las centrales solares térmicas de media temperatura con el uso de concentradores cilíndrico parabólicos, se presenta debido a la necesidad de implementar sistemas de seguimiento adecuado que giren 15° por hora, lo cual encarece los costes. Otro factor es lograr la estanqueidad de las uniones así como también la vida útil del absorbedor está afectada por la corrosión y choques térmicos debido al fluido de trabajo y la variabilidad de la radiación incidente.

## **2.2 Cilindros Verticales.**

Se utilizan en sistemas de concentración con concentradores parabólicos esféricos, para aplicaciones de alta temperatura. También, el absorbedor cilíndrico vertical se encuentra en la parte superior de los motores Stirling donde la radiación concentrada por el paraboloides de revolución incide en el foco de la parábola, estas tecnologías energéticas se utilizan para valores de Irradiancia solar directa que sobrepasan los 600 [W/m<sup>2</sup>].

En la figura 2.2 se puede apreciar un sistema de concentración que utiliza un paraboloides como elemento concentrador o reflector y un motor Stirling con refrigeración a base de Helio, esta estructura se encuentra en el Campus académico de la Escuela Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla, España.

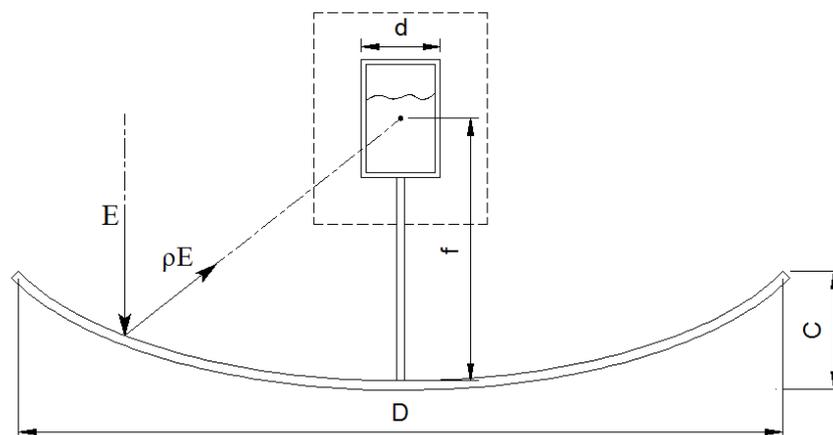


**Figura 2.** 2Paraboloide de Revolución-Motor Stirling, Sevilla; España; 2014.

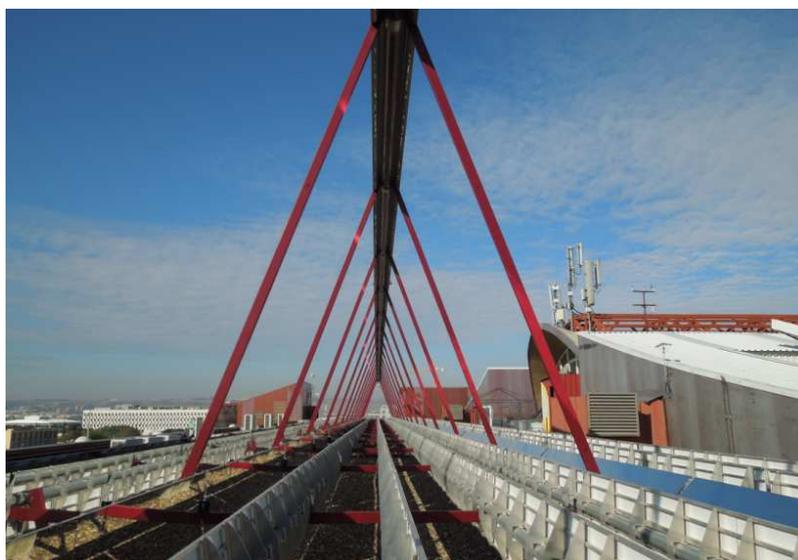
Las temperaturas que se alcanzan en el foco alcanzan los  $850^{\circ}\text{C}$ . Los mayores adelantos han permitido generar hasta 40 [KW] de potencia eléctrica. Además, se utilizan en cámaras de reacción para tratamiento térmico de materiales, recubrimientos superficiales (cladding) así como también para cocción de alimentos. El material con lo que se elabora el concentrador, de manera común es la membrana tensionada, espejos parabólicos de vidrio, aluminio, fibra de vidrio con recubrimiento de películas de aluminio, en cuanto al cilindro vertical que soporta la alta temperatura, choques térmicos y corrosión se los fabrica de aceros refractarios o en su defecto K100 y DF2.

En estos sistemas se requiere que existan sistemas de seguimiento solar y rotación en dos ejes. Es necesario considerar que la eficiencia del concentrador se verá afectado por la presencia de sombras del absorbedor y soportes. Se recomienda que la eficiencia óptica instantánea sobrepase el 80% para que la eficiencia total de conversión de energía térmica en electricidad alcance hasta un 27%. Sin embargo, en la actualidad se ha logrado que estos sistemas generen electricidad con rendimientos de hasta el 17%. Si se compara la generación de electricidad con este proceso y con las instalaciones fotovoltaicas existe una diferencia de 8% en la mejora del rendimiento en vista que los paneles fotovoltaicos en producción real no superan el 9% de rendimiento energético.

Los absorbedores tipo cilindro vertical y sus aplicaciones pueden encontrarse además en los concentradores de seguimiento continuo como los de espejo tipo Fresnel en donde el foco lineal donde el mecanismo de seguimiento requiere un grado de libertad, en la Figura 2.3 se puede observar la sección transversal de este tipo de absorbedor y en la Figura 2.4 un equipo en operación.



**Figura 2. 3**Sección transversal de un absorbedor tipo cilindro vertical.



**Figura 2. 4**Concentrador Lineal Fresnel, Sevilla; España; 2014.

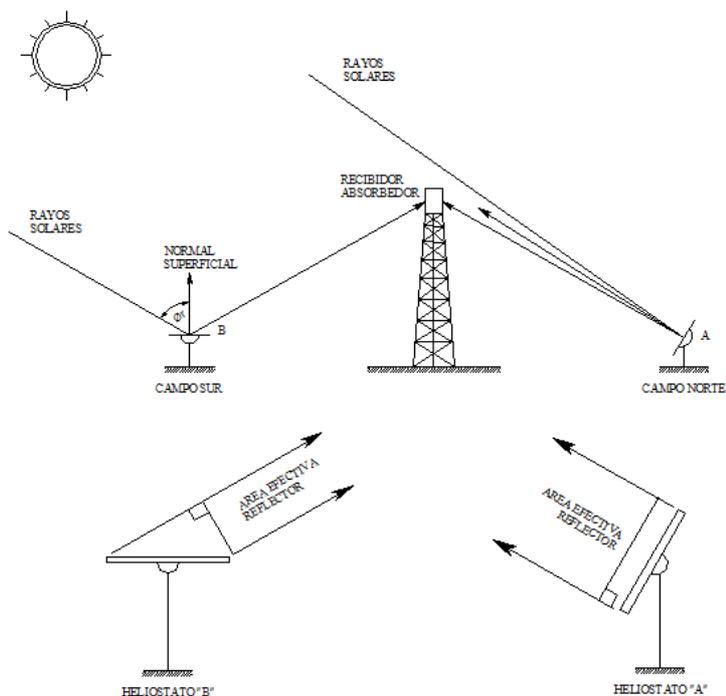
La razón de concentración está definida por la siguiente relación.

$$C = \frac{A_{\text{apertura}}}{A_{\text{absorbedor}}}$$

$$C = \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \quad (2.2)$$

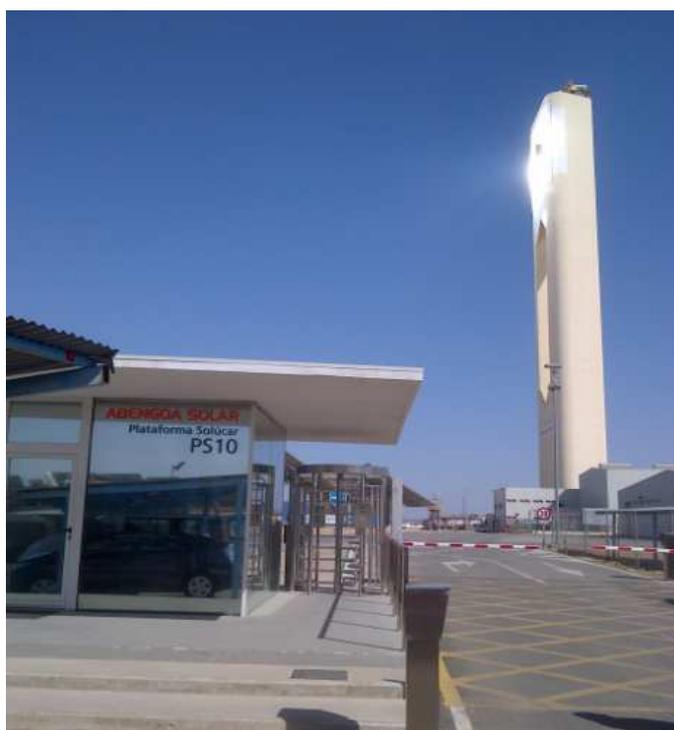
### 2.3 Haz de Tubos.

Este sistema de absorción de calor se utiliza en grandes instalaciones de energía solar térmica de alta temperatura, donde los concentradores comprenden un campo de Heliostatos, que tienen dispositivos de seguimiento solar en dos ejes para direccionar la radiación en el absorbedor de haz de tubos colocados de forma escalonada o triangular. En el caso de la central solar térmica GEMASOLAR, instalada en Andalucía su capacidad instalada es de 150 [MW]. Sin embargo se encuentra produciendo 50 [MW] eléctricos.



**Figura 2. 5** Esquema de un sistema de concentración de torre central, Efecto Coseno.  
**Fuentes:** William B, Stine & Michael Geyer; PowerfromtheSun; Central Receiver Systems.

Los heliostatos están contruidos de vidrio tensionado y el fluido de proceso que circula por el haz de tubos corresponde a sales fundidas. En los sistemas de receptor central, los heliostatos presentan una gran superficie que oscila desde los 40 [m<sup>2</sup>] a 125[m<sup>2</sup>] por unidad, el principio de funcionamiento y el efecto coseno se muestra en la Figura 2.5, además de un sistema de concentración tipo torre central PS10 de Abengoa Solar, Almería, España que se muestra en la Figura 2.6.



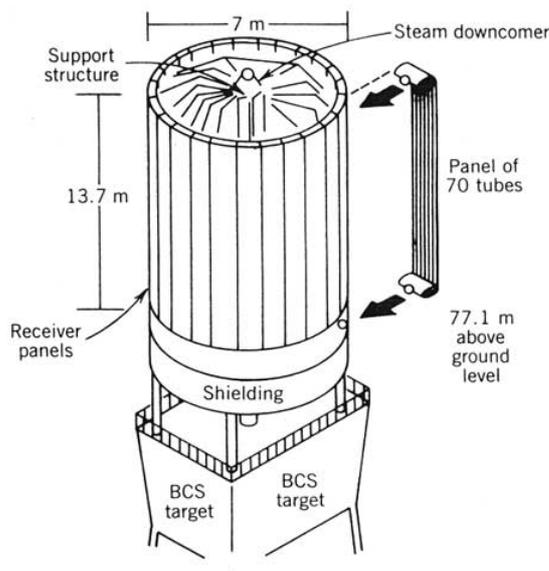
**Figura 2. 6** Abengoa Solar PS10, Plataforma Solar de Almería; Sevilla; España; 2014.

En instalaciones experimentales o de baja capacidad se pueden utilizar también como fluidos de proceso aceites térmicos, agua o vapor. Existe una tendencia de que las nuevas centrales se utilicen el agua como el principal fluido de trabajo. Uno de los problemas de estas centrales tiene que ver con el manejo de los fluidos térmicos que han cumplido su vida útil así como también el impacto visual que su implementación involucra.

El absorbedor por lo general tiene una relación de altura diámetro de 1:1 a 2:1. El área del absorbedor se mantiene a un mínimo para reducir las pérdidas térmicas, es por esta razón que el límite inferior se determina con la máxima

temperatura de operación de los tubos y por lo tanto la capacidad de eliminación de calor del fluido calo-portador, por ejemplo, un diseño para un absorbedor usando sodio líquido como fluido con una potencia máxima de 380 [MW] se requiere una altura de 15 [m] y un diámetro de 13[m]; Si el fluido fuese agua/vapor o sal fundida de nitrato en lugar de sodio, un área aproximadamente del doble sería necesaria para la misma potencia y temperatura debido a las bajas capacidades de transferencia de calor de estos fluidos (Battleson, 1981), William B, Stine & Michael Geyer; Power from the sun; Chapter 10; Central Receiver Systems.

Los absorbedores externos normalmente están provistos de paneles de muchos tubos verticales soldados de lado a lado para aproximarse a un cilindro, la parte superior e inferior de los tubos son conectados a cabezales que proveen del fluido de trabajo por la parte inferior para ser recolectado en la parte superior con la carga energética absorbida en el proceso.



**Figura 2. 7**Recebidor externo de la central solar Solarone en Barstow, CA.

**Fuente:** William B, Stine & Michael Geyer; Power from the Sun; Central Receiver Systems.

En la Figura 2.7 se muestra un absorbedor perteneciente a una central de generación eléctrica en Estados Unidos, California. El absorbedor está conformado de 24 paneles cada uno de 13.7m de altura, seis de estos paneles son para el precalentamiento del agua y los 18 restantes generan vapor, lo que traduce en un absorbedor de 7m de diámetro recubierto de una pintura de elevada absorción.

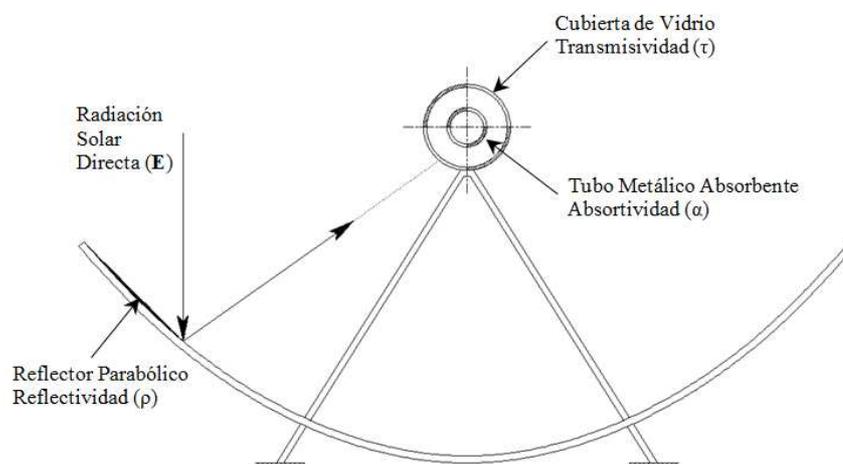
## CAPITULO 3

### MARCO TEÓRICO

#### 3.1 Propiedades ópticas del tubo absorbedor y concentrador.

El absorbedor y concentrador son elementos que forman parte de un concentrador cilíndrico parabólico, su función principal es el aprovechamiento de la radiación solar concentrando, absorbiendo y transfiriendo la energía útil al fluido calo-portador el cual entregará la energía acumulada a un proceso específico de aprovechamiento.

Esta energía no sería posible de concentrarla y aprovecharla sin características y propiedades de los materiales que conforman estos elementos en especial la condición superficial a la que han sido sometidos, todos estos parámetros cumplen una función muy importante donde el objetivo principal es el aprovechamiento de la energía incidente.



**Figura 3. 1** Principales propiedades ópticas de un CCP.

La superficie reflejante de concentrador direcciona los rayos incidentes al absorbedor de tal manera que permita aprovechar la mayor cantidad de energía disponible. Desde que la radiación solar pasa a través del plano de apertura del concentrador, hasta que es absorbida se producen una serie de pérdidas térmicas. Estas pérdidas se deben a que el espejo concentrador no es un reflector perfecto además de su geometría, la cubierta transparente no deja pasar toda la radiación solar incidente, ni la superficie selectiva (absorbedor) es un absorbedor perfecto. Estas pérdidas se conocen como pérdidas ópticas y se determinan por cuatro parámetros que son esquemáticamente mostrados en la Figura 3.1.

Las pérdidas que se producen en el proceso de reflexión son tanto más altas cuanto menor es la reflectividad del reflector parabólico, es por esta razón que en el mantenimiento del campo solar se basa principalmente en la limpieza de los espejos. La reflectividad es una propiedad óptica que presenta el espejo, el cual puede llegar a alcanzar un valor de 93.5%.

Los rayos reflejados por el concentrador no alcanzan el tubo absorbedor debido a imperfecciones macroscópicas y microscópicas de las cubiertas, además de errores en el posicionamiento del colector o en la posición relativa del tubo absorbedor respecto al colector, entre otra. Las pérdidas se cuantifican a través el factor de interceptación  $\gamma$  cuyo valor máximo suele ser del orden del 95%, para colectores de muy buena calidad de fabricación y con un procedimiento de montaje muy cuidadoso.

A pesar de que la cubierta de cristal deja pasar la mayor proporción de radiación solar, una parte pequeña de la radiación se refleja, por lo que el cociente entre la radiación que pasa a través de la cubierta y la radiación que incide sobre ella es la transmisividad,  $\tau$ , de la cubierta, cuyo valor varía entre el 92% y 96%.

La absorptividad de la superficie del absorbedor  $\alpha$ , cuantifica qué cantidad de la radiación incidente es finalmente absorbida por el tubo. Los valores típicos de absorptividad varían entre 90%-96%.

Investigaciones recientes incluyen a los parámetros analizados otros que se definen en función de su operación y defectos de fabricación, entre estos se tiene un factor de ensuciamiento, factor de forma, error en el sistema de seguimiento, etc.

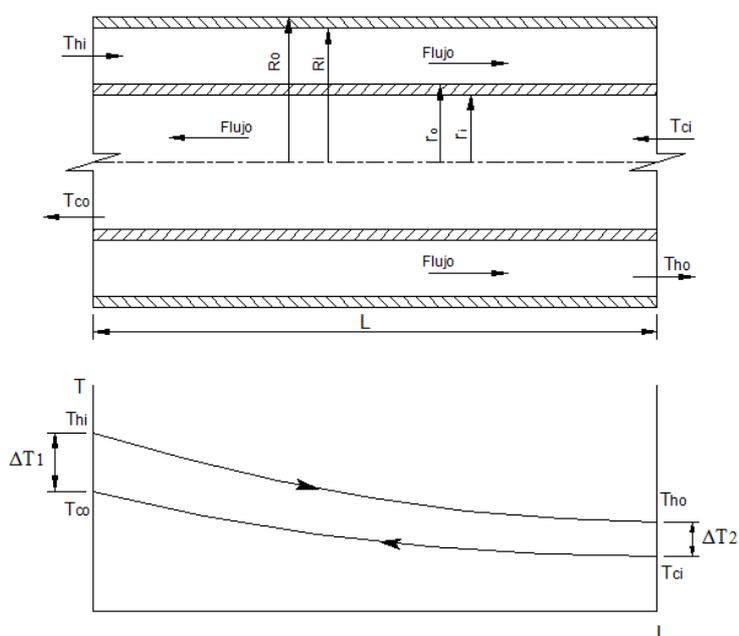
Estos parámetros deben ser considerados en el estudio de desempeño de un sistema de concentración en operación puesto que su influencia se manifiesta en valores de temperatura reducidos a los esperados teóricamente.

Una vez conocido el valor de las propiedades ópticas, se puede determinar el rendimiento óptico del concentrador, el cual depende solamente del ángulo de incidencia de la radiación y del grado de ensuciamiento del colector.

$$\eta_o = \rho\gamma\tau\alpha k f_t F \quad (3.1)$$

### 3.2 Intercambiadores de calor de tubos concéntricos.

Este tipo de intercambiadores de calor, se utilizan cuando el área de transferencia es menor a 18,58 [m<sup>2</sup>] y 6[m] de longitud. Por el área interior puede circular el fluido frío, mientras que en la región anular, el fluido caliente. Considerando que, el sistema se encuentra aislado térmicamente. En estos sistemas energéticos, los fluidos pueden circular en flujos en paralelo o en contracorriente. Figura. 3.2.



**Figura 3. 2**Sección transversal de un intercambiador de tubos concéntricos con flujo en contracorriente.

**Fuente:** Fundamentos de transferencia de calor; Kreigh; Pag.325.

Para el caso de aplicación de esta tecnología en el tubo absorbedor de centrales termosolares es necesario indicar que no se requiere aislamiento térmico en el tubo exterior ya que debe ingresar la radiación solar por la cubierta semitransparente.

El análisis básico para el dimensionamiento de este tipo de intercambiadores es a partir de la ley de Fourier, donde:

$$Q = UA\Delta T_{ml} \quad (3.2)$$

Donde:

Q: Calor transferido hacia el fluido

A: Área de transferencia

$\Delta T_{ml}$ : Media logarítmica de la diferencia de temperatura.

Una expresión matemática elemental para calcular U, es la siguiente.

$$U = \frac{h_{io}h_o}{h_{io} + h_o} \quad (3.3)$$

Dónde:

- $h_{io}$  Coeficiente de convección del fluido interior considerada el área exterior del tubo interno.
- $h_o$  Coeficiente de convección del fluido de la región anular.

Por otra parte la media logarítmica de la diferencia de temperatura

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (3.4)$$

### 3.3 Radiación solar concentrada.

Las tecnologías utilizadas para concentrar la radiación solar son los lentes y espejos parabólicos, en estos últimos pueden ser concentradores cilíndricos o paraboloides, esto depende de las aplicaciones de media y alta temperatura. Se dice que en media

temperatura los rangos se encuentran de 100°C a 400°C, mientras que en alta de 400 °C en adelante.

Al utilizar los paraboloides se alcanza razones de concentración desde 500 a 3600 (Almanza, Ingeniería de la Energía Solar, p.91). Debido al tamaño finito del sol y a imperfecciones en la construcción de espejos, el foco en sistemas de este tipo no es puntual. Las temperaturas que se han logrado alcanzar van desde los 500°C a 2000°C.

La eficiencia óptica de un canal parabólico es muy semejante a la de un paraboloide de revolución y está dado por.

$$\eta_o = \rho_R \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot F \cdot f_t \quad (3.5)$$

Dónde:

$\rho_R$  Reflectividad del espejo;

$\tau$  Transmitancia de la envolvente de vidrio.

$\alpha$  Absortancia del absorbedor.

$\gamma$  Factor de forma que depende de los errores en la pendiente del espejo y dispersión de la radiación solar directa incidente.

$F$  Error en el seguimiento.

$f_t$  Fracción de la apertura no sombreada por soportes y absorbedor.

Todos estos parámetros son adimensionales y sus valores típicos son del orden de 0.90 a 0.95, con excepción de la reflectividad del espejo cuyo valor está entre 0.75 y 0.85, según la calidad del reflector.

Con un balance de energía se puede ver cómo, a una temperatura dada, los concentradores son inherentemente más eficientes que los colectores planos. El calor útil entregado al fluido de trabajo está dado por la energía recibida por el absorbedor, menos las pérdidas de calor al medio ambiente, es decir:

$$q_u = q_{abs} - q_p = q_{abs} - U_c(T_c - T_a)A_r \quad (3.6)$$

Donde la energía recibida por el absorbedor ( $q_{abs}$ ) está dada por

$$q_{abs} = \eta_o \cdot A_a \cdot G_d \quad (3.7)$$

Siendo

- $A_a$  Área de apertura;
- $A_r$  Área del absorbedor;
- $G_d$  Radiación solar directa incidente sobre el colector;
- $T_a$  Temperatura del aire ambiente, en °C;
- $T_c$  Temperatura del absorbedor, en °C;
- $U_c$  Coeficiente global de transferencia de calor, y
- $\eta_o$  Eficiencia óptica;

Si la eficiencia instantánea del colector es

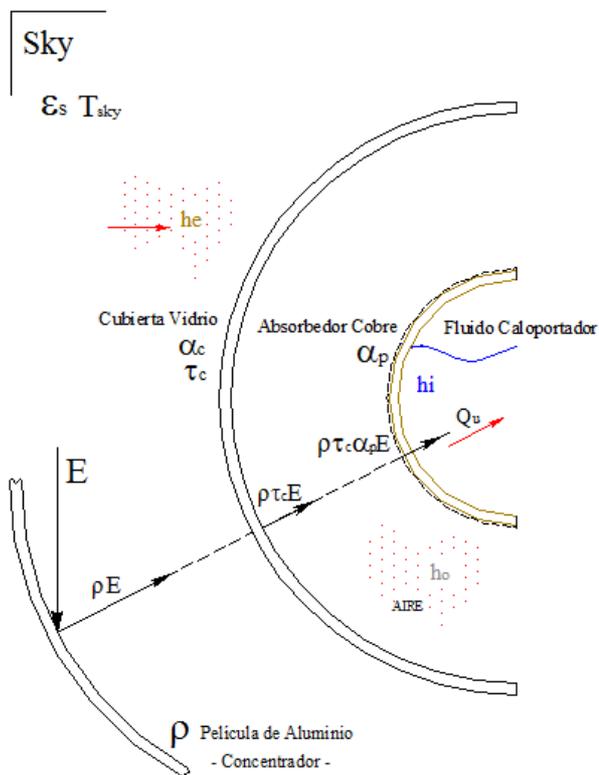
$$\eta_c = \frac{q_u}{A_a \cdot G_d} \quad (3.8)$$

Entonces

$$\eta_c = \eta_o - \frac{U_c(T_c - T_a)}{G_d} \cdot \frac{1}{C}$$

Donde la razón de concentración C está definida por  $C = A_a/A_r$ .

### 3.4 Análisis de la radiación en tubos concéntricos.



La radiación solar directa es recibida en la superficie del concentrador y reflejada hacia el tubo absorbente de área menor a la apertura del concentrador ( $C > 1$ ), en este proceso debido a las propiedades ópticas del material la energía total recibida se ve afectada en su magnitud disminuyendo hasta llegar como energía en forma de calor al fluido caloportador. Las propiedades ópticas y geométricas involucradas en el proceso son determinantes en el desempeño de absorbente y concentrador.

Figura 3. 3 Comportamiento de la radiación en tubos concéntricos.

La radiación absorbida por unidad de área viene dada por la siguiente expresión.

$$S = I_b \rho (\gamma \tau \alpha)_n K_{\gamma \tau \alpha} \quad (3.9)$$

Donde:

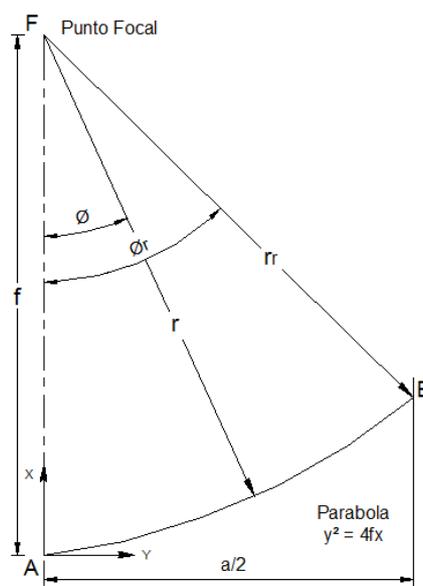
- $I_b$  Radiación solar efectiva incidente.
- $\rho$  Reflectividad del concentrador.
- $\gamma$  Factor de intercepción o de forma
- $\tau$  Transmitancia de la envolvente de vidrio.
- $\alpha$  Absortancia del absorbente.
- $K_{\gamma \tau \alpha}$  Modificador del ángulo de incidencia.

Para los sistemas cilíndricos, se requieren modificadores de incidencia biaxiales, con un tratamiento separado para los planos longitudinales y transversales. Sin embargo, el modificador ángulo de incidencia transversal sólo se utiliza para errores de seguimiento y puede no ser necesario en la práctica. Para los sistemas circulares que son totalmente simétricos, un solo modificador es adecuado. Si el sistema no es totalmente simétrico, se necesitarán cinco modificadores biaxiales o posiblemente más. (Solar Engineering of ThermalProcesses, 4th.Edition Pag.335).

Además de las propiedades ópticas del concentrador, las imágenes producidas que es la distribución del flujo de radiación solar a través del foco, dependen de la geometría del concentrador, en el caso de los CCP esta geometría está definida por la siguiente expresión que corresponde a una parábola.

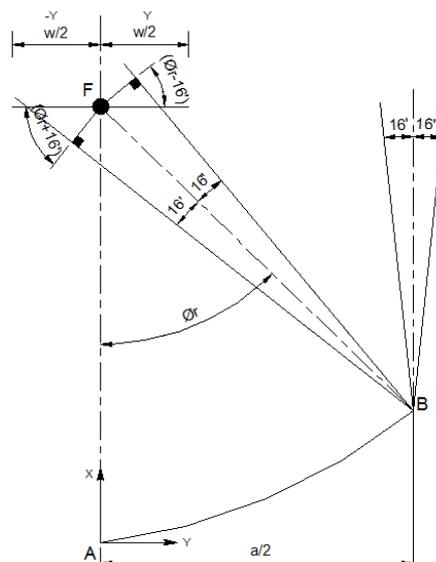
$$y^2 = 4fx \quad (3.10)$$

La sección transversal de un CCP se muestra en la Figura 3.4, donde la apertura es **a** y la longitud focal (distancia desde el punto focal al vértice) es **f**.



**Figura 3. 4** Dimensiones principales de la sección de un concentrador parabólico lineal en los ejes coordenados x,y,z

**Fuente:** Solar Engineering of ThermalProcesses.



**Figura 3. 5** Trazos y Dimensiones de la imagen de un concentrador lineal.

**Fuente:** Solar Engineering of ThermalProcesses.

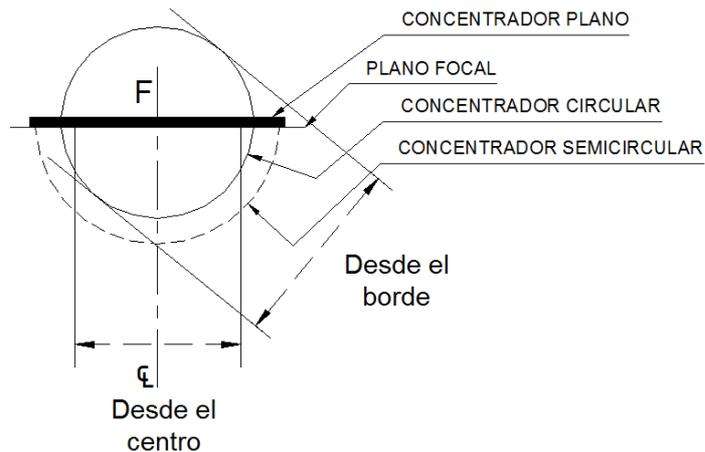
El haz de radiación que se muestra en la Figura 3.5 incide sobre el reflector en el punto B en el borde donde el radio de espejo es un máximo en  $r_r$  el ángulo  $\phi_r$  es el ángulo de borde descrito por AFB y esta dado por la siguiente expresión.

$$\phi_r = \tan^{-1} \left[ \frac{8 \frac{f}{a}}{16 \left( \frac{f}{a} \right)^2 - 1} \right] = \sin^{-1} \left( \frac{a}{2r_r} \right) \quad (3.11)$$

Para cualquier punto del concentrador o reflector parabólico el radio de espejo local es.

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \varphi}$$

El haz incidente de radiación solar es un cono de apertura angular de  $0.53^\circ$ , para los fines de estudio se supone que el concentrador es simétrico y que el haz de radiación es normal a la apertura, así el haz de radiación incide en el concentrador en dirección paralela al plano central de la parábola.



**Figura 3. 6** Esquema de la radiación reflejada desde el centro y el borde de la mitad de un reflector parabólico, con el plano mínimo, circular, y receptores semicirculares para interceptar toda la radiación reflejada por una parábola completa.

**Fuente:** Solar Engineering of Thermal Processes.

En la Figura 3.6, se muestra esquemáticamente como la radiación reflejada del borde de una parábola determina la anchura de la zona focal. El ancho de esta imagen solar en el plano focal se incrementa cuando incrementa el ángulo de borde. Se puede apreciar que el ángulo de incidencia de la radiación en la superficie de cualquiera de las formas del receptor es variable.

En el caso de concentradores parabólicos el diámetro del absorbedor cilíndrico es un parámetro determinante, para lo cual se supone que la forma del concentrador es perfecta al igual que su alineación, bajo estas consideraciones es correcto asumir que se logra interceptar la totalidad de la imagen solar.

El diámetro del absorbedor está definido por la siguiente expresión.

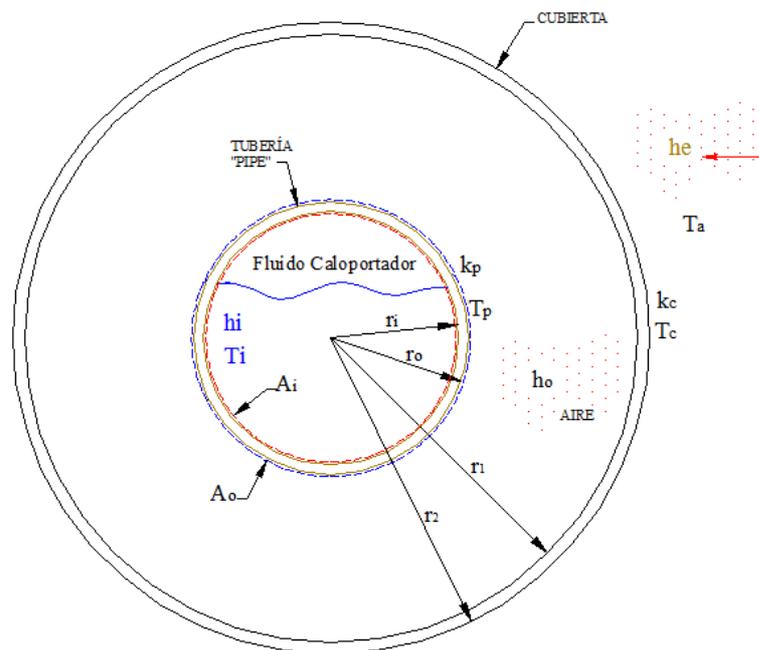
$$D = 2r_r \sin 0.267 = \frac{a \sin 0.267}{\sin \varphi_r} \quad (3.12)$$

Como se ha mencionado anteriormente, suposiciones y consideraciones para el análisis del estudio de la radiación en concentradores facilitan su estudio, es prudente considerar también que el fluido dentro del absorbedor es calentado por igual y que los perfiles de temperatura son uniformes alrededor de la circunferencia esto permite obtener valores superiores a los reales pero que en definitiva terminan siendo ampliamente aceptables.

### 3.5 Coeficiente global de transferencia de calor en capas múltiples.

El coeficiente global de transferencia de calor se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor considerando las propiedades termodinámicas del fluido.

En la Figura N°.3.7 se muestra un esquema de la sección transversal del tubo absorbedor y la cubierta de un concentrador solar cilíndrico parabólico.



**Figura 3. 7** Esquema de la sección transversal del tubo absorbedor y cubierta de un CCP.

Como el flujo de calor se presenta a partir o a través de la superficie de los elementos constitutivos del tubo absorbedor y concentrador, se debe determinar las área por las que los mecanismos de transferencia de calor se presentan por lo que se tiene.

$$A_i = 2\pi r_i L \quad A_o = 2\pi r_o L$$

$$A_1 = 2\pi r_1 L \quad A_2 = 2\pi r_2 L$$

Las resistencias térmicas equivalentes análogas a las resistencias eléctricas por procesos de conducción, convección se determinan a continuación.

$$R_i = \frac{1}{2\pi r_i L h_i} \quad (3.13)$$

Dónde:

$R_i$  Resistencia térmica equivalente por convección (fluido);

$h_i$  Coeficiente de convección (fluido).

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k_p L} \quad (3.14)$$

Dónde:

$R_p$  Resistencia térmica equivalente por conducción (tubería);

$k_p$  Coeficiente de conducción del cobre.

$$R_o = \frac{1}{2\pi r_e L h_o} ; r_e = r_1 - r_o \quad (3.15)$$

Dónde:

$R_p$  Resistencia térmica equivalente por convección (región anular);

$r_e$  Radio equivalente.

$$R_c = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_c L} \quad (3.16)$$

Dónde:

$R_p$  Resistencia térmica equivalente por conducción (cubierta);

$k_p$  Coeficiente de conducción de la cubierta.

$$R_e = \frac{1}{2\pi r_2 L h_e} \quad (3.17)$$

Dónde:

$R_p$  Resistencia térmica equivalente por convección (cubierta-ambiente);

$h_e$  Coeficiente de convección cubierta-ambiente.

$$h_e = 2.8 + 3V \quad (3.18)$$

Dónde:

V Velocidad del viento [m/s]

$h_e$  Coeficiente de convección externa [W/m<sup>2</sup>°C]

$k_p$  Coeficiente de conductividad térmica del cobre [W/m°C]

$k_c$  Coeficiente de conductividad térmica del vidrio [W/m°C]

El coeficiente global de transferencia de calor viene determinado por la siguiente expresión.

$$U_2 = \frac{1}{A_2 \sum R_t} \quad (3.19)$$

Dónde:

$R_t$  Resistencia térmica equivalente total (fluido-ambiente);

$A_2$  Área exterior de la cubierta.

$$A_2 = 2\pi r_2 L$$

Entonces;

$$U_2 = \frac{1}{2\pi r_2 L \left[ \frac{1}{2\pi r_i L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k_p L} + \frac{1}{2\pi r_e L h_o} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_c L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_e} \right]}$$

Simplificando;

$$U_2 = \frac{1}{\left[ \frac{r_2}{r_i h_i} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_p} + \frac{r_2}{r_e h_o} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_c} + \frac{1}{h_e} \right]} \quad (3.20)$$

Las pérdidas térmicas pueden ser evaluadas de manera analítica empleando las ecuaciones y correlaciones termodinámicas y fluidomecánicas que rigen los mecanismos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación. Sin embargo se puede englobar todas estas por medio de una función obtenida de manera experimental que defina un coeficiente global de pérdidas térmicas desde el tubo absorbedor al ambiente.

### 3.6 Balance energético de la cubierta.

Para analizar los flujos térmicos en la cubierta semitransparente es necesario indicar que el vidrio deja pasar la radiación de longitud de onda corta inferior a  $0.5\mu\text{m}$ , permitiendo el calentamiento del tubo absorbedor. La radiación que irradia el tubo es de longitud de onda larga superior a  $3\mu\text{m}$  para lo cual la cubierta es opaca a esta radiación, generando el efecto invernadero, con el consecuente incremento de temperatura del absorbedor. Además, evita la pérdida de calor por convección al ambiente. A continuación se realiza el balance energético de la cubierta considerando el estado estacionario.

Aplicando la primera ley de la termodinámica, energía que entra es igual a la energía que sale, por lo tanto.

$$Q_e = Q_s \quad (3.21)$$

$$Q_{R,s-c} + Q_{R,p-c} + Q_{C,p-c} = Q_{R,c-a} + Q_{R,c-p} + Q_{C,c-a} \quad (3.22)$$

Dónde:

$Q_{R,s-c}$  : Calor transferido por radiación desde el cielo a la cubierta.

$Q_{R,p-c}$  : Calor transferido por radiación entre el tubo absorbedor y la cubierta.

$Q_{C,p-c}$  : Calor transferido por convección entre el tubo absorbedor y la cubierta.

$Q_{R,c-a}$  : Calor transferido por radiación desde la cubierta hacia el ambiente.

$Q_{R,c-p}$  : Calor transferido por radiación desde la cubierta y el tubo absorbedor.

$Q_{C,c-a}$  : Calor transferido por convección entre la cubierta y el ambiente.

Reemplazando parámetros en la ecuación 3.1, se tiene:

$$Q_{R,s-c} + Q_{R,p-c} + Q_{C,p-c} = Q_{R,c-a} + Q_{R,c-p} + Q_{C,c-a}$$

$$\alpha_c A_c [\epsilon_s \sigma T_s^4 + \epsilon_p \sigma T_p^4] + h_o A_c (T_p - T_c) = \epsilon_c \sigma T_c^4 A_c + \epsilon_c \sigma T_c^4 A_c + h_e A_c (T_c - T_a)$$

$$\alpha_c [\epsilon_s \sigma T_s^4 + \epsilon_p \sigma T_p^4] + h_o A_c (T_p - T_c) = 2(\epsilon_c \sigma T_c^4 A_c) + h_e A_c (T_c - T_a) \quad (3.23)$$

Dónde:

$\alpha_c$  : Absortancia del tubo de vidrio.

$\epsilon_s$  : Emisividad del cielo.

$\sigma$  : Constante de Stefan-Boltzmann  $5.67 \times 10^{-8}$  [W/m<sup>3</sup>K<sup>4</sup>].

$T_s$  : Temperatura de cielo.

$\epsilon_p$  : Emisividad del tubo absorbedor (Recubrimiento Negro Mate).

$T_p$  : Temperatura del tubo absorbedor.

$h_o$  : Coeficiente de convección para aire estanco que se encuentra entre el tubo absorbedor y la cubierta.

$A_c$  : Área de transferencia de la cubierta.

$T_c$  : Temperatura de la cubierta de vidrio.

$\epsilon_c$  : Emisividad de la cubierta de vidrio.

$h_e$  : Coeficiente de convección para aire externo.

$T_a$  : Temperatura del ambiente.

Si bien las pérdidas térmicas en la cubierta del absorbedor por convección y radiación deben ser consideradas, el vacío generado en la parte anular reduce de manera significativa y determinante las pérdidas en este elemento, no así las pérdidas

producidas en el tubo absorbedor las mismas que son de interés y base fundamental de este estudio y que se desarrolla más adelante.

### **3.7 Balance energético del absorbedor.**

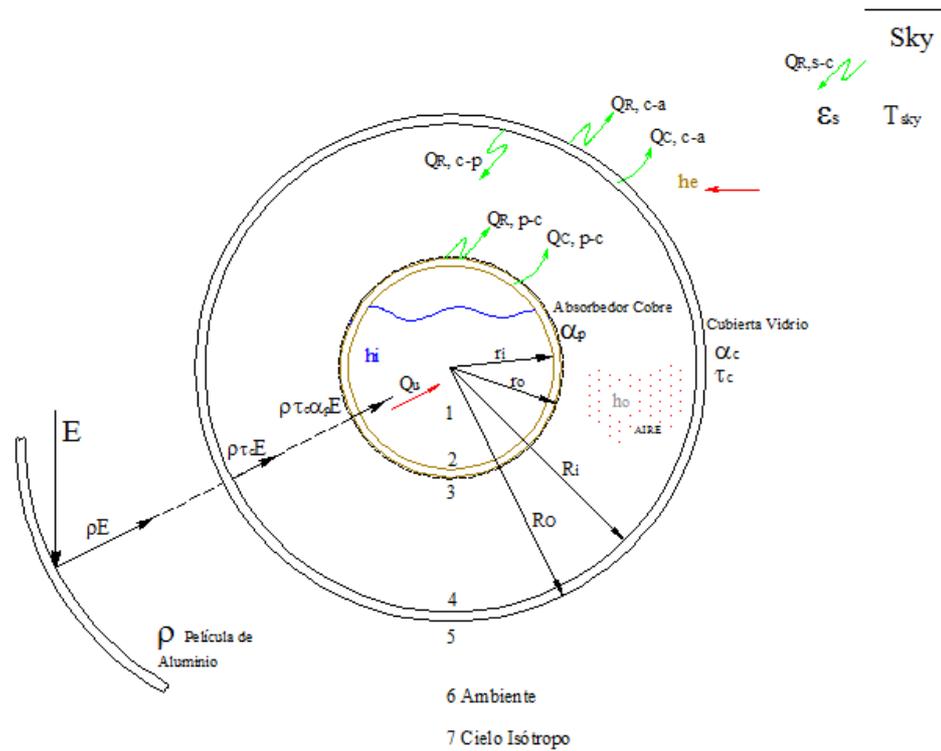
El aprovechamiento de la energía solar concentrada en el tubo absorbedor obedece a las leyes de la termodinámica y los mecanismos de transferencia de calor, el poder cuantificarlos permite conocer el grado de aprovechamiento de la energía traducida en valores de rendimiento y eficiencia.

En un concentrador solar cilíndrico parabólico la energía recibida, reflejada y concentrada en el tubo absorbedor presenta pérdidas de energéticas en sus elementos debido al ambiente, flujo de aire circundante, ensuciamiento, etc. En virtud de lo expuesto es necesario determinar la magnitud de los flujos de energía perdida en el tubo absorbedor.

El modelo que se plantea en este proyecto de investigación analiza las diferentes ecuaciones de transferencia de calor entre las paredes del tubo absorbedor, desde el fluido al ambiente, el balance de energía será analizado en una sección transversal y a lo largo de este elemento.

Considerando la complejidad inherente a este tipo de procesos se han considerado diversas hipótesis que permita simplificar su estudio sin incurrir en errores significativos.

El absorbedor está constituido por una tubería interior con material de alta conductividad térmica como es el caso del cobre y como cubierta se utiliza un tubo de vidrio semitransparente. El sistema térmico está sometido a interacciones del ambiente así como también de la radiación solar para cielo isótropo, es decir existe la presencia de componentes de la radiación directa, difusa y albedo, siendo este último la reflejada por el concentrador cilíndrico parabólico. Para el estado estacionario, se procede a realizar el balance energético para la cubierta y el tubo absorbedor, utilizando los parámetros definidos en la Figura 3.8, que se observa a continuación.



**Figura 3. 8** Mecanismos y flujos de transferencia de calor para el balance energético en el tubo absorbente del CCP.

Realizando el balance energético para el tubo absorbente en su pared interna se considera que el calor que recibe el fluido interno es el resultado de la transferencia de calor por conducción a través del tubo absorbente.

$$q'_{12conv} = q'_{23cond} \quad (3.24)$$

En la pared externa del tubo absorbente el calor que recibe esta superficie del sol considerando los factores ópticos correspondientes es igual a la suma del flujo de calor por radiación absorbente-vidrio, la convección interna, la pérdida a través de los soportes del absorbente y el calor que finalmente llega al fluido.

$$q'_{3Ap.Sol} = q'_{23cond} + q'_{34rad} + q'_{34conv} + q'_{cond.soportes} \quad (3.25)$$

Considerando la superficie interna de la cubierta

$$q'_{34rad} + q'_{34conv} = q'_{45cond} \quad (3.26)$$

El calor que sale de la superficie del absorbedor a través de la región anular es el mismo que se transferirá por conducción a través del espesor del vidrio independientemente de existir vacío o no.

En la superficie externa de la cubierta se considera que la energía recibida por el aporte solar y del tubo absorbedor transferida por conducción está en equilibrio con la energía cedida al ambiente.

$$q'_{5Ap.Sol} + q'_{45cond} = q'_{56conv} + q'_{57rad} \quad (3.27)$$

Con un análisis previo, se considera que en la zona anular se tiene vacío por lo que la convección interna es despreciable, la ecuación 3.25 queda expresada de la siguiente manera.

$$q'_{\text{útil}} = q'_{3 Ap.Sol} - q'_{34rad} - q'_{cond.soportes} \quad (3.28)$$

De la ecuación 3.26, bajo lo considerado.

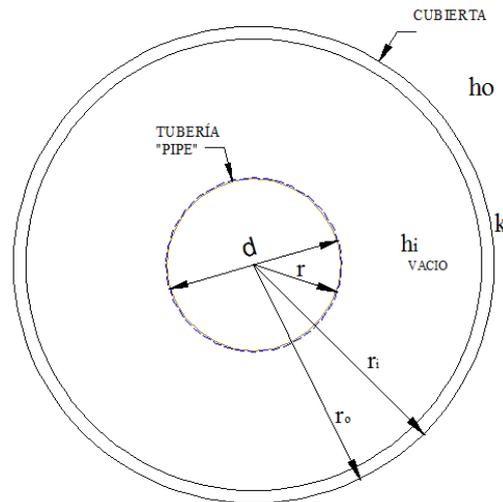
$$q'_{34rad} = q'_{45cond} \quad (3.29)$$

Reemplazando en la ecuación 3.27, y considerando despreciable la absorción de la cubierta de vidrio (absortancia=0), además de la pérdidas por conducción en los soportes ya que en magnitud e importancia no implica una magnitud significativa por lo que se tiene.

$$q'_{\text{útil}} = q'_{ap.solar} - q'_{56conv} - q'_{57rad} \quad (3.30)$$

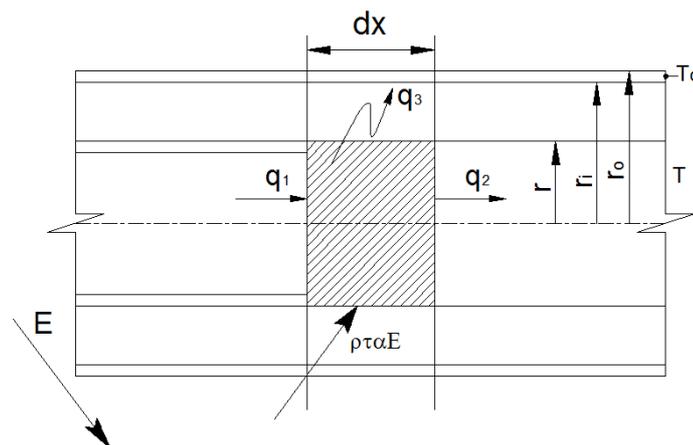
Considerando lo expuesto en 3.5, Coeficiente global de transferencia de calor, los flujos por convección y radiación pueden ser analizados como un flujo de calor

perdido al cielo isótopo, por lo que en la Figura 3.9 se muestra un esquema simplificado de la sección transversal del tubo absorbedor en estudio.



**Figura 3. 9** Geometría, propiedades termodinámicas y físicas de la sección transversal del tubo absorbedor y cubierta de un CCP

Las consideraciones adoptadas para el estudio térmico del tubo absorbedor en estado estable permiten simplificar justificadamente el análisis de los mecanismos de transferencia de calor en toda la sección del absorbedor, en la Figura 3.10 se muestra un esquema infinitesimal del área involucrada en este proceso, de la cual se procede a desarrollar matemáticamente las ecuaciones de balance de energía previamente demostradas.



**Figura 3. 10** Esquema de los flujos de calor en la sección transversal del tubo absorbedor

Dónde:

$$q_1 = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_2 = -kA \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ -kA \frac{\partial T}{\partial x} \right] d_x$$

$$q_3 = U_o \pi d_o d_x (T - T_\infty)$$

$$q_{ap.solar} = \rho \tau \alpha E \pi d d_x$$

$$q_{alm} = \rho C_p A d_x \frac{\partial T}{\partial t}$$

Considerando.

$$q'_{\acute{u}til} = q'_{ap.solar} - q'_3$$

Por Balance de Energía.

$$q_1 + q_{ap.solar} - (q_2 + q_3) = q_{acc} \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} -kA \frac{\partial T}{\partial x} + \rho \tau \alpha E \pi d d_x - \left[ -kA \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ -kA \frac{\partial T}{\partial x} \right] d_x + U_o \pi d_o d_x (T - T_\infty) \right] \\ = \rho C_p A d_x \frac{\partial T}{\partial t} \end{aligned}$$

$$-kA \frac{\partial T}{\partial x} + \rho \tau \alpha E \pi d d_x + kA \frac{\partial T}{\partial x} + kA \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} d_x - U_o \pi d_o d_x (T - T_\infty) = \rho C_p A d_x \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\rho \tau \alpha E \pi d d_x + kA \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} d_x - U_o \pi d_o d_x (T - T_\infty) = \rho C_p A d_x \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\rho\tau\alpha E\pi d + kA \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - U_o\pi d_o(T - T_\infty) = \rho C_p A \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$\frac{k}{\rho C_p} = \alpha$$

$$\frac{\rho\tau\alpha E\pi d}{kA} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{U_o\pi d_o(T - T_\infty)}{kA} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$T - T_\infty = \theta$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\rho\tau\alpha E\pi d}{kA} - \frac{U_o\pi d_o\theta}{kA} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \theta}{\partial t}$$

Se ha determina la ecuación fundamental y se distingue parámetros propios del sistema los mismos que serán considerados como constantes.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - K_1\theta + K_2 = K_3 \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3.32)$$

Dónde.

$$K_2 = \frac{\rho\tau\alpha E\pi d}{kA}$$

$$K_1 = \frac{U_o\pi d_o}{kA}$$

$$K_3 = \frac{1}{\alpha} = \frac{k}{\rho C_p}$$

Si los valores de cada parámetro perteneciente a las constantes es conocido el desarrollo matemático de la ecuación debe involucrar un método adecuado de resolución de ecuaciones diferenciales de segundo orden.

El coeficiente global de transferencia de calor se determina con la analogía de resistencias térmicas que se detalla a continuación considerando el análisis esquematizado en la Figura3.10.

$$R_i = \frac{1}{2\pi r_e h_i L}; \quad r_e = r_i - r$$

$$R_o = \frac{1}{2\pi r_o h_o L}$$

$$R_c = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k_c L}$$

Determinadas las resistencias térmicas se procede a resolver la siguiente relación.

$$U_o = \frac{1}{A_o \sum R_{teq}}$$

Reemplazando

$$U_o = \frac{1}{2\pi r_o L \left[ \frac{1}{2\pi r_e h_i L} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k_c L} + \frac{1}{2\pi r_o h_o L} \right]}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_e h_i} + r_o \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_c} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.33)$$

Aplicando el criterio y consideraciones expuestas en 3.5 el coeficiente global de transferencia de calor se determina según la ecuación 3.33.

### 3.8 Determinación del perfil de temperaturas del tubo absorbedor.

El estudio energético del tubo absorbedor ha sido desarrollado previamente donde se ha logrado determinar la ecuación matemática que determinará como el fluido eleva su potencial energético al incrementar su temperatura a lo largo del tubo absorbedor. Debido a que el concentrador es de fabricación artesanal y no obedece a una matriz o patrón que garantice su forma ideal al igual que su superficie reflectante, parámetros de forma, alineación, suciedad, seguimiento y dispersión son considerados.

Para la resolución de la ecuación diferencial se debe determinar las constantes  $K_1$ ,  $K_2$  y  $K_3$ .

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - K_1 \theta + K_2 = K_3 \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$K_2 = \frac{\rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot E \cdot \pi \cdot d \cdot \gamma \cdot f_t \cdot k \cdot f_d}{3kA} \quad (3.34)$$

Dónde:

$\rho = 0,75$	<i>Reflectividad del concentrador.</i>
$\tau = 0,9$	<i>Transmisividad de la cubierta.</i>
$\alpha = 0,9$	<i>Absortividad del absorbedor.</i>
$d = \frac{d}{3} [m^2]$	<i>Diámetro del tubo absorbedor.</i>
$\gamma = 0,7$	<i>Factor de forma del concentrador.</i>
$f_t = 0,8$	<i>Factor de apertura y sombra.</i>
$k = 0,8$	<i>Factor de suciedad.</i>
$f_d = 0,5$	<i>Factor de dispersión.</i>
$E = 726 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$	<i>Irradiancia solar</i>
$A = 9,5799 \times 10^{-4} [m^2]$	<i>Área del tubo absorbedor.</i>

Reemplazando valores y resolviendo.

$$K_2 = \frac{(0.75) \cdot (0.9) \cdot (0.9) \cdot (726) \cdot (\pi) \cdot (0.034925) \cdot (0.7) \cdot (0.8) \cdot (0.8) \cdot (0.5)}{3 \cdot (401) \cdot (9,5799 \times 10^{-4})}$$

$$K_2 = 9,4$$

$$K_1 = \frac{U_o \pi d_o}{kA} \quad (3.35)$$

Dónde:

$$U_o = 3 \left[ \frac{W}{m^2 K^o} \right] \text{ Coef. global gas en convección natural a gas que fluye.}$$

$$d_o = 0,034925 [m^2] \quad \text{Diámetro externo del tubo absorbedor.}$$

$$k = 401 \left[ \frac{W}{mK^o} \right] \quad \text{Conductividad del cobre.}$$

$$A = 9,5799 \times 10^{-4} [m^2] \quad \text{Área del tubo absorbedor.}$$

Reemplazando valores y resolviendo.

$$K_1 = \frac{(3) \cdot (\pi) \cdot (0,034925)}{(401)(9,5799 \times 10^{-4})}$$

$$K_1 = 0,85$$

$$K_3 = \frac{1}{\alpha} = \left( \frac{k}{\rho_c C_p} \right)^{-1} \quad (3.36)$$

Dónde:

$$\rho_c = 8933 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right] \quad \text{Densidad del cobre.}$$

$$C_p = 394 \left[ \frac{J}{KgK^o} \right] \quad \text{Calor específico del cobre.}$$

$$k = 401 \left[ \frac{W}{mK^o} \right] \quad \text{Conductividad del cobre.}$$

Reemplazando valores y resolviendo.

$$K_3 = \frac{1}{\alpha} = \left( \frac{401}{(394)(8933)} \right)^{-1}$$

$$K_3 = 8777$$

Una vez que se determinan todos los parámetros, valores y constantes para la resolución de la ecuación fundamental se procede a su desarrollo matemático utilizando el método de resolución de ecuaciones diferenciales homogéneas con coeficientes constantes.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 0.85 \theta + 9.4 = 8777 \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 0.85 \theta + 9.4 = 8777 \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{Estado Estable}$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 0.85 \theta + 9.4 = 0$$

$$\theta = e^{mx}$$

$$\theta' = m e^{mx}$$

$$\theta'' = m^2 e^{mx}$$

Se aplica y resuelve.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 0.85 \theta = 0$$

$$m^2 - 0.85 = 0 \rightarrow m = \pm 0.921$$

$$\theta_H = C_1 e^{0.921x} + C_2 e^{-0.921x} \quad (3.38)$$

Si.

$x = 0 \quad \theta_0 = 0$ , reemplazando

$$\frac{d\theta_H}{dx} = C_1 e^{0.921(0)} + C_2 e^{-0.921(0)}$$

$$0 = 0.921 C_1 + 0.921 C_2$$

$$0 = C_1 + C_2$$

$$\frac{\theta_0}{2} = C_2 \quad ; \quad \frac{\theta_0}{2} = C_1$$

Entonces

$$\theta = \frac{\theta_0}{2} [e^{0.921x} + e^{-0.921x}] \quad (3.39)$$

Si  $L = 5.8\text{m}$ , Longitud del tubo absorbedor.

$$\theta_L = T_L - T_{amb}$$

$$\theta_L = 57.5 - 26.1$$

$$\theta_L = 31.4$$

Entonces.

$$C_1 + C_2 = 15.7$$

Para  $x=L$ ;  $L = 5.8\text{m}$

$$31,4 = C_1 e^{0.921(5,8)} + C_2 e^{-0.921(5,8)}$$

Reemplazando

$$C_1 = 15.7 - C_2$$

Se obtiene.

$$C_1 = 0.151$$

$$C_2 = 15,549$$

Si

$$f(x) = A$$

$$\theta = A$$

$$\theta' = 0$$

$$\theta'' = 0$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 0.85 \theta = -9.4$$

$$A = \frac{-9,4}{-0,85} = 11$$

La solución a la ecuación fundamental queda definida por la ecuación 3.40.

$$\theta = 0.151e^{0.92x} + 15.7e^{-0.92x} + 11 \quad (3.40)$$

### 3.9 Determinación del perfil de temperaturas del tubo absorbedor en estado transitorio.

Del estudio energético del tubo absorbedor en régimen estable, se llegó a la determinación de la ecuación diferencial 3.32. Para la resolución el término de la derecha se igualó a cero considerando que no existe variación significativa de la temperatura en el tiempo. Para el análisis en régimen transitorio, esta suposición no se considera y la temperatura variará conforme a la incidencia de la radiación solar en la superficie del concentrador.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - K_1 \theta + K_3 = K_2 \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3.32)$$

Dónde.

$$K_3 = \frac{\rho \tau \alpha E \pi d}{kA}$$

$$K_1 = \frac{U_o \pi d_o}{kA}$$

$$K_2 = \frac{1}{\alpha} = \frac{k}{\rho C_p}$$

Un CCP aprovecha la radiación solar directa y en Ecuador debido a su ubicación geográfica se tiene elevada nubosidad, reduciendo el valor de la radiación recibida en un instante, valor que desciende hasta por debajo de los 250 W/m<sup>2</sup>. La radiación por debajo de este valor deja de considerarse idónea para ser aprovechada por un sistema de concentración.

Este fenómeno se presenta con mucha frecuencia en nuestro país, razón por la cual el estudio de la transferencia de calor al fluido en este momento debe ser analizado con especial atención y determinar como el perfil de temperatura se presenta bajo estas condiciones en función del tiempo, es decir en régimen transitorio.

En base a lo expuesto es correcto realizar el análisis cuando la radiación solar incidente cae por debajo del rango adecuado para poder ser concentrada y energéticamente aprovechada, donde la ecuación 3.32 queda enunciada de la siguiente manera.

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - K_1 \theta = K_2 \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3.41)$$

La ecuación diferencial obtenida se resuelve utilizando el método de separación de variables.

$$\theta = (T - T_i)$$

$$\theta = \theta(x, t)$$

$$\theta = X, T$$

$$\theta' = X', T\dot{\theta} = X, T'$$

$$\theta'' = X'', T\ddot{\theta} = X, T''$$

$$X''T - K_1XT = K_2XT'$$

$$X''T = X[K_1T + K_2T']$$

$$\frac{X''}{X} = \frac{K_1T + K_2T'}{T} = -\lambda^2$$

$$\frac{X''}{X} \quad (3.42)$$

$$K_1T + K_2T' = -\lambda^2T \quad (3.43)$$

Resolviendo la ecuación 3.42

$$X'' + \lambda^2X = 0$$

$$D^2 + \lambda^2 = 0$$

$$D = \pm \lambda^2$$

$$X = C_1 e^{\lambda x} + C_2 e^{-\lambda x}$$

Si

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta$$

$$e^{-i\theta} = \cos \theta - i \sin \theta$$

$$X = A \cos \lambda x + B \sin \lambda x \quad (3.44)$$

Resolviendo la ecuación 3.43.

$$K_1 T + K_2 T' = -\lambda^2 T$$

$$K_2 T' + (K_1 + \lambda^2) T = 0$$

$$T' + \left( \frac{K_1 + \lambda^2}{K_2} \right) T = 0$$

Donde:

$$K_3 = \left( \frac{K_1 + \lambda^2}{K_2} \right)$$

$$T' + K_3 T = 0 \quad (3.45)$$

$$T = e^{mt}$$

$$T' = m e^{mt}$$

$$m e^{mt} + K_3 (e^{mt}) = 0$$

$$m = -K_3$$

$$T = e^{-K_3 t} \quad (3.46)$$

Reemplazando

$$\theta = X, T$$

$$\theta = (A \cos \lambda x + B \sin \lambda x)(e^{-K_3 t})$$

$$\theta = \theta(x, t) = X, T$$

$$\theta(x, t) = (A \cos \lambda x + B \sin \lambda x)(e^{-K_3 t}) \quad (3.47)$$

Resolviendo la ecuación diferencial

$$\theta(0, t) = \theta(L, t) = 0$$

Si

$$X = 0$$

$$\theta(0, t) = (A + 0)e^{-K_3 t} = 0$$

$$A = 0$$

$$\theta(x, t) = B \sin \lambda x e^{-K_3 t}$$

$$\sin \lambda L = 0$$

$$\lambda L = m\pi$$

$$\lambda = \frac{m\pi}{L}$$

$$\theta(x, t) = B \sin \frac{m\pi}{L} x e^{-K_3 t}$$

Por Series de Fourier

$$\theta(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} B_m \sin \frac{m\pi}{L} x e^{-K_3 t}$$

Para  $t=0$

$$\theta(0,0) = 25^\circ\text{C} \quad \text{Temperatura Ambiente}$$

$$25 = \sum_{m=1}^{\infty} B_m \sin \frac{m\pi}{L} x$$

$$B_m = \frac{2}{L} \int_0^L 25 \sin \left( \frac{m\pi x}{L} \right) dx$$

$$B_m = \frac{50}{L} \left( -\cos \frac{m\pi x}{L} \right)_0^L$$

$$B_m = \frac{50}{L} \left( \frac{1 - \cos m\pi}{L} \right) \frac{L}{m\pi}$$

$$B_m = 50 \left( \frac{1 - \cos m\pi}{m\pi} \right)$$

$$\theta(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{50(1 - \cos m\pi)}{m\pi} \sin \frac{m\pi x}{L} e^{-K_3 t}$$

Donde

$$K_3 = \left( \frac{K_1 + \lambda^2}{K_2} \right)$$

$$\lambda = \frac{m\pi}{L}$$

Entonces

$$K_3 = \left( \frac{K_1 + \left(\frac{m\pi}{L}\right)^2}{K_2} \right)$$

Para valores de  $m = 1$

$$\theta(x, t) = \frac{100}{\pi} \sin \frac{\pi x}{L} e^{-\frac{K_1 + \left(\frac{\pi}{L}\right)^2}{K_2} t}$$

Para valores de  $m = 2$

$$\theta(x, t) = 50(0) = 0$$

Para valores de  $m = 3$

$$\theta(x, t) = \frac{100}{\pi} \sin \frac{3\pi x}{L} e^{-\frac{K_1 + \left(\frac{3\pi}{L}\right)^2}{K_2} t}$$

Reemplazando

$$\theta(x, t) = \frac{100}{\pi} \left[ \sin \frac{\pi x}{L} e^{-\frac{K_1 + \left(\frac{\pi}{L}\right)^2}{K_2} t} + \frac{1}{3} \sin \frac{3\pi x}{L} e^{-\frac{K_1 + \left(\frac{3\pi}{L}\right)^2}{K_2} t} + \dots \right] \quad (3.48)$$

## CAPITULO 4

### DESARROLLO EXPERIMENTAL

#### 4.1 Definición de Parámetros de Medición.

Una central solar térmica, tiene varios procesos en los cuales intervienen parámetros energéticos que deben ser previamente definidos para establecer los modelos matemáticos así como también la posterior implementación de los elementos de medición y control. De allí que, para el caso de la central solar térmica con concentradores parabólicos se indican los siguientes parámetros.

$T_1$  Temperatura de entrada del aceite al tubo absorbedor.

$T_2$  Temperatura de salida del aceite.

$T_s$  Temperatura superficial del tubo.

$T_c$  Temperatura de la cubierta de vidrio semitransparente.

En otro tipo de ensayos, de manera complementaria, se puede medir también la temperatura del CCP. Sin embargo, en vista que la luz es reflejada por la superficie del concentrador, hacia el absorbedor, el incremento de temperatura en este material es despreciable. En la mayoría de casos puede ocurrir que se calienta unos  $10^\circ\text{C}$  sobre la temperatura ambiental.

Si existe un mayor incremento de la temperatura en el concentrador significa que la superficie tiene imperfecciones que producen aberraciones ópticas, o que también el material es de escasa reflectividad, inferior al 75%. (Almanza, Ingeniería de la energía solar).

En lo que tiene que ver con el fluido térmico es recomendable la colocación de sensores o medidores de caudal. Sin embargo debido a las altas temperaturas del aceite, pueden ocasionar deterioros permanentes de estos sistemas.

#### 4.2 Selección de Materiales y Equipos.

**Tabla 4. 1** Instrumentos de medición.

EQUIPO	CARACTERÍSTICAS
 <p data-bbox="507 981 754 1016"><b>PIRANÓMETRO</b></p>	<p data-bbox="938 645 1410 949">- Instrumento utilizado para medir la radiación solar directa y difusa en superficie horizontal, para su funcionamiento utiliza el efecto Seebeck. El rango de medición alcanza los <math>1000 \text{ W/m}^2</math>.</p>
 <p data-bbox="544 1514 766 1550"><b>HELIÓGRAFO</b></p>	<p data-bbox="938 1084 1410 1554">- Permite determinar las horas de sol efectivo durante el día. Concentra la radiación solar mediante una esfera de cuarzo que actúa como lente convergente, la radiación concentrada quema una cinta graduada y la longitud muestra el número de horas sol al día.</p>



**PIRHELIÓMETRO**

- Determina la radicación directa sobre superficie horizontal, el equipo dispone de un seguidor solar en dos ejes. El principio de funcionamiento es el efecto Seebeck, es decir que cuando hay incremento de temperaturas entre dos materiales bimetálicos, se genera una señal en milivoltios, que varía directamente con la Irradiancia solar.



**ANEMÓMETRO DIGITAL**

- Mide la velocidad y la temperatura del viento.



**HIGROTERMÓMETRO**

- Con este instrumento se pueden medir la humedad relativa y la temperatura del ambiente con rangos de aplicación de 0°C a 100 °C y de 0% a 100% de humedad.

- Con este instrumento se puede medir la temperatura

 <p><b>MEDIDOR DE TEMPERATURA</b></p>	<p>de sólidos incandescentes en un rango de <math>-20^{\circ}\text{C}</math> a <math>1000^{\circ}\text{C}</math>. No se puede medir temperatura de líquidos ni gases, debido a que utiliza un sensor láser, cuya luz se disipa en estas sustancias.</p>
 <p><b>ANEMÓMETRO</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sirve para medir la velocidad del viento.</li> <li>- Termo anemómetro pcm de servicio pesado.</li> <li>- Marca: Extech Instruments; modelo: 407113.</li> <li>- Escala <math>0.50\text{-}35\text{ m/s}</math>; <math>0\text{ a }80^{\circ}\text{C}</math></li> <li>- Precisión <math>\pm (2\% + 0.2\text{m/s})</math>; <math>0.8^{\circ}\text{C}</math> (<math>1.5^{\circ}\text{F}</math>)</li> </ul>

### 4.3 Procedimiento.

Para realizar el estudio energético del sistema de concentración utilizando espejos cilíndricos parabólicos, se utiliza el siguiente procedimiento.

- Determinación de las variables de proceso: Ambientales y energéticas.
- Selección de instrumentos de medición.
- Determinación de los aspectos físicos y funcionales del equipo.
- Levantamiento de datos.
- Análisis y caracterización.

### 4.4 Toma de datos

Las variables energéticas que deben ser identificadas de acuerdo con lo anteriormente indicado en 4.1, se han determinado mediante medición directa,

utilizando instrumentos individuales para cada valor de referencia. Utilizando el CCP, se han realizado ocho ensayos cuyos datos se los puede observar en el anexo A. El promedio obtenido se presenta en la tabla 4.2.

**Tabla 4. 2** Valores promedio de los parámetros de medición en un CCP.

VALORES PROMEDIO DE LOS PARÁMETROS MEDIDOS EN EL CCP									
Ensayo	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Flujo Másico [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
1	41,4	57,9	57,3	47,2	36,5	4,9	25,3	7,8	696,1
2	41,0	55,5	56,1	52,2	41,3	4,1	27,6	7,1	701,1
3	44,8	62,9	63,7	55,7	39,5	4,1	25,0	7,0	801,0
4	40,5	57,0	57,5	49,4	35,9	4,9	25,0	7,8	696,1
5	41,7	58,4	56,6	46,4	37,6	4,6	24,6	7,1	701,1
6	45,8	64,1	64,9	56,7	40,6	4,9	26,1	7,8	696,1
7	37,1	51,1	51,6	49,3	37,1	4,4	26,8	6,2	750,7
8	38,7	52,9	53,3	50,8	38,7	4,4	28,4	7,6	765,9
Promedio	<b>41,4</b>	<b>57,5</b>	<b>57,6</b>	<b>51,0</b>	<b>38,4</b>	<b>4,5</b>	<b>26,1</b>	<b>7,3</b>	<b>726,0</b>

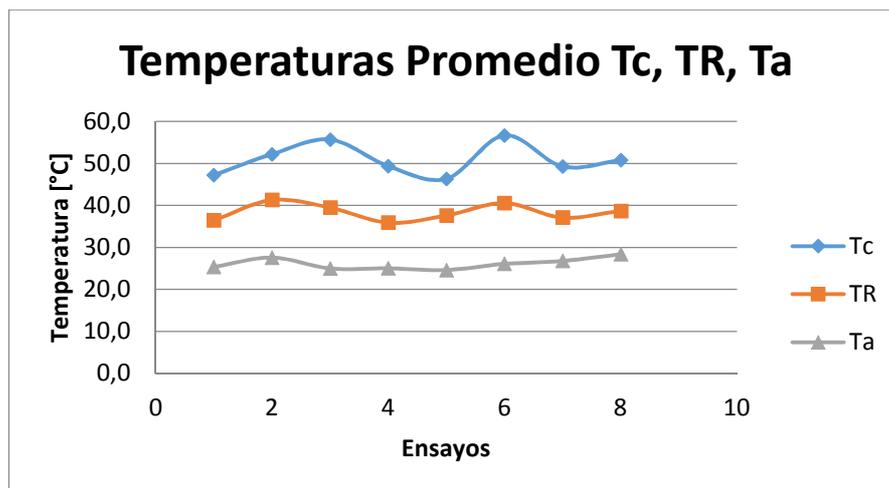
De acuerdo con los datos de la tabla anterior, es necesario indicar lo siguiente.

Para una irradiancia de 726 [W/m<sup>2</sup>], temperatura ambiente de 26,1[°C], velocidad del viento de 7,3 [m/s], se obtienen los siguientes datos representativos:

La temperatura de entrada del aceite térmico 41,4[°C]; La temperatura de salida de este fluido 57,5 [°C]; La temperatura superficial o temperatura focal da un valor de 57,6[°C]; El flujo másico es de 4,5 [Kg/min]. En este proceso de transferencia de calor por convección, conducción y radiación, la incidencia de la radiación solar incrementa la temperatura del espejo hasta un valor promedio de 38,4 [°C], superior en 12,4 [°C] con respecto a la temperatura ambiental.

#### 4.5 Validación de Datos.

A continuación se realiza el análisis gráfico de los diferentes parámetros ambientales y energéticos involucrados en los ensayos térmicos del CCP, este procedimiento sirve de base para tener criterios técnicos que permitan el dimensionamiento óptimo de la central solar térmica, objeto de esta investigación.

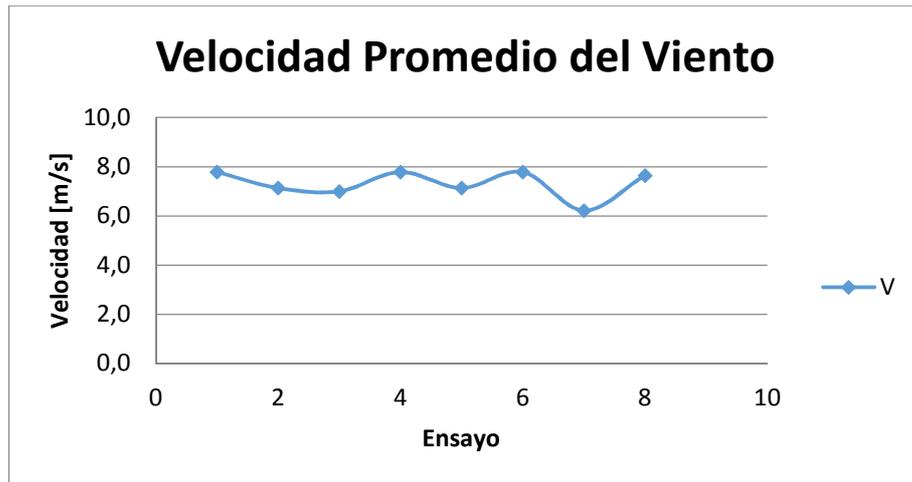


**Figura 4. 1** Temperaturas de: cubierta, reflector y ambiental.

De acuerdo con la figura anterior, se tienen los datos de temperatura de la cubierta de vidrio, del reflector o espejo parabólico, haciendo referencia la temperatura ambiente.

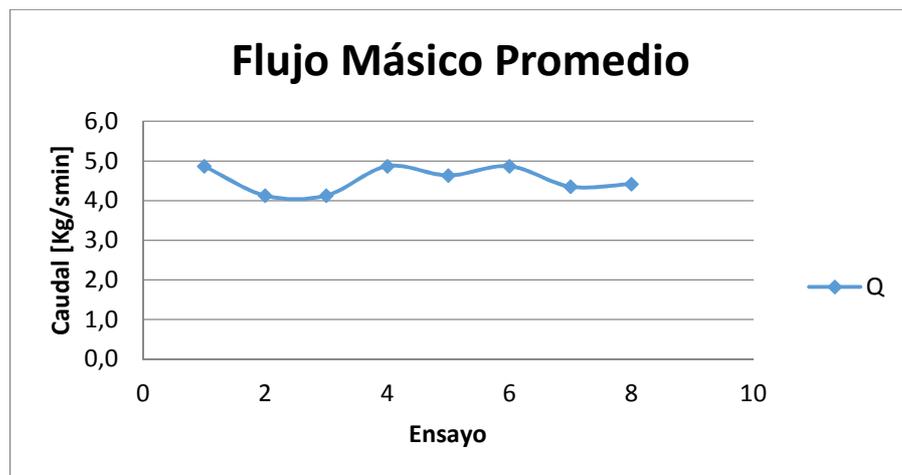
Los datos de temperatura ambiental tienen una tendencia a establecerse en forma horizontal. Se puede observar un pico de  $28,4^{\circ}\text{C}$  correspondiente al octavo ensayo. En cuanto a la variación de la temperatura de cubierta se obtiene un valor máximo de  $56,7^{\circ}\text{C}$  y mínimo de  $47,2^{\circ}\text{C}$ . Este incremento de temperatura indica que las propiedades ópticas del vidrio no son las más adecuadas. Es decir, la cubierta está absorbiendo energía térmica.

El reflector alcanza una temperatura de  $41,3^{\circ}\text{C}$ , debido a que la superficie del espejo, tiene una absorción que permite la captación de radiación solar. También, la acumulación de calor para que se presente este incremento de temperatura puede darse por imperfecciones superficiales.



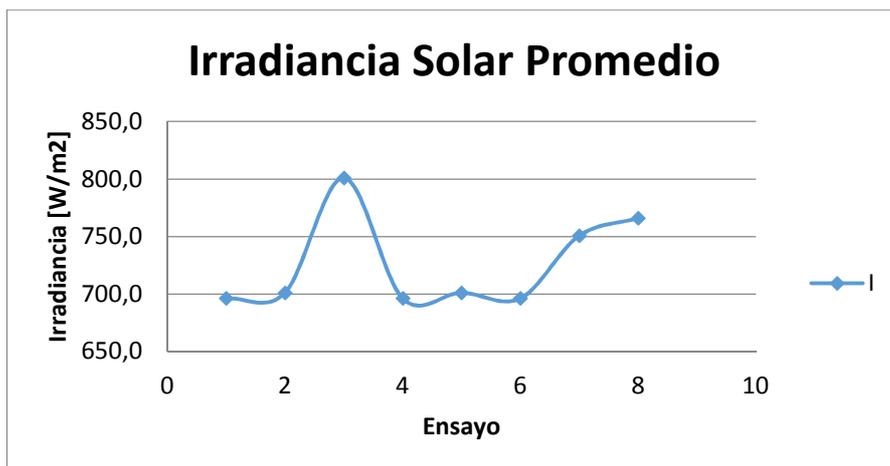
**Figura 4. 2** Velocidad del viento

La velocidad del viento promedio es de 7,3 [m/s], la misma que alcanza este valor debido a que la medición utilizando un anemómetro portátil se efectúa en la terraza de la edificación, del laboratorio de termodinámica.



**Figura 4. 3** Flujo másico de aceite térmico.

Al hacer referencia al flujo másico de aceite térmico, el promedio es de 4,5 Kg/s, y la tendencia de los datos tienen una distribución horizontal dentro de un rango de 4 a 5 Kg/min.



**Figura 4.** Irradiancia solar.

En el ensayo 3 se observa un pico de irradiancia equivalente a  $800 \text{ W/m}^2$ , este valor es  $200 \text{ W/m}^2$  inferior a la media mundial, por lo que se puede indicar que en ese día ha existido insolación máxima. En los ensayos 1 y 6 el aporte solar es de  $700 \text{ W/m}^2$ .

## CAPITULO 5

### ANÁLISIS DE RESULTADOS

#### 5.1 Determinación de la temperatura media volumétrica.

La temperatura media volumétrica está definida por la siguiente ecuación.

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (5.1)$$

Dónde:

$T_1$  Temperatura de ingreso del fluido;

$T_2$  Temperatura de salida del fluido.

En el desarrollo de este proyecto se ha realizado ocho ensayos en campo donde se ha tomado las temperaturas de ingreso y de salida del fluido calo-portador de estos datos se ha sacado las temperaturas promedio de cada una y se procede a determinar la temperatura media volumétrica para cada ensayo, en la tabla 5.1 se muestra los valores obtenidos.

**Tabla 5. 1**Temperatura media volumétrica del fluido

TEMPERATURA MEDIA VOLUMÉTRICA $T_b$			
Ensayo	T1 [°C]	T2 [°C]	Tb [°C]
1	41,4	57,9	49,6
2	41,0	55,5	48,3
3	44,8	62,9	53,8
4	40,5	57,0	48,8
5	41,7	58,4	50,0
6	45,8	64,1	55,0
7	37,1	51,1	44,1
8	38,7	52,9	45,8
Promedio	<b>41,4</b>	<b>57,5</b>	<b>49,4</b>

Los valores promedio de cada ensayo se muestran en el anexo A de los anexos.

## 5.2 Temperatura superficial del absorbedor

La temperatura superficial del absorbedor es un parámetro que necesariamente debe ser determinado ya que esta temperatura permite conocer con mucha precisión la temperatura del fluido dentro del interior de la tubería debido a que los mecanismos de transferencia de calor en un elemento de pared considerablemente delgado se considera que el calor transferido por convección del fluido es el mismo que es transferido a la pared externa de la tubería por conducción.

En la Tabla 5.2 se muestra los valores promedio de los ocho ensayos realizados en campo.

**Tabla 5. 2** Temperatura media volumétrica del fluido.

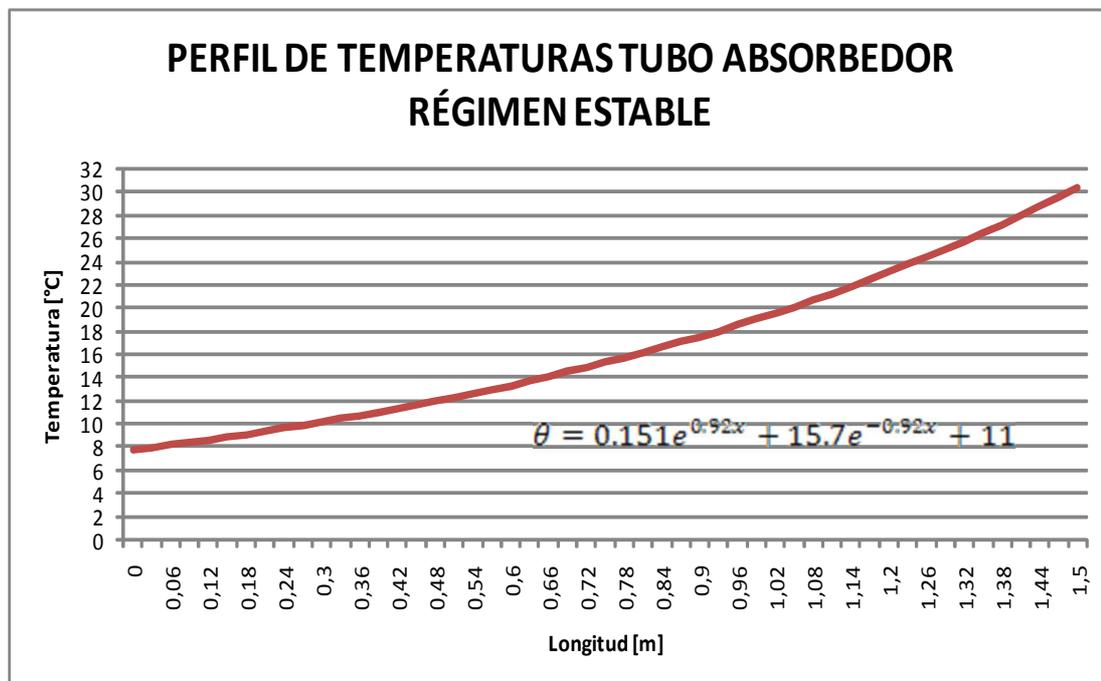
<b>TEMPERATURA SUPERFICIAL ABSORBEDOR</b>	
<b>Ensayo</b>	<b>T<sub>s</sub> [°C]</b>
1	57,3
2	56,1
3	63,7
4	57,5
5	56,6
6	64,9
7	51,6
8	53,3
<b>Promedio</b>	<b>57,6</b>

Los valores correspondientes a los 8 ensayos se los puede observar en la tablas del Anexo A.

## 5.3 Perfil de la temperatura del absorbedor considerando régimen estable.

El tubo absorbedor tiene una longitud de 1,58 m, que corresponde a la longitud de un tubo estándar. Se ha considerado longitudes en intervalos de 0,3 m con la finalidad de obtener una distribución adecuada de valores que permitan apreciar de mejor

manera la tendencia de la curva en función de la longitud que muestra el incremento de la temperatura del fluido mientras recorre la parte interna del absorbedor ganando energía térmica y se muestra en la Figura 5.1.



**Figura 5. 1**Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen estable.

#### 5.4 Perfil de la temperatura del absorbedor considerando régimen transitorio.

En las figuras mostradas a continuación se puede observar la variación de la temperatura en el tiempo a lo largo del tubo absorbedor.

Se ha considerado el análisis del perfil de temperaturas en longitudes de 1500, 3000, 4500 y 5800 milímetros que permitan tener una apreciación clara de cómo la temperatura varía en contados segundos a lo largo del elemento absorbedor, es importante citar que dicha temperatura muestra que el calentamiento es uniforme a lo largo del tubo y la temperatura sigue el mismo patrón de calentamiento.

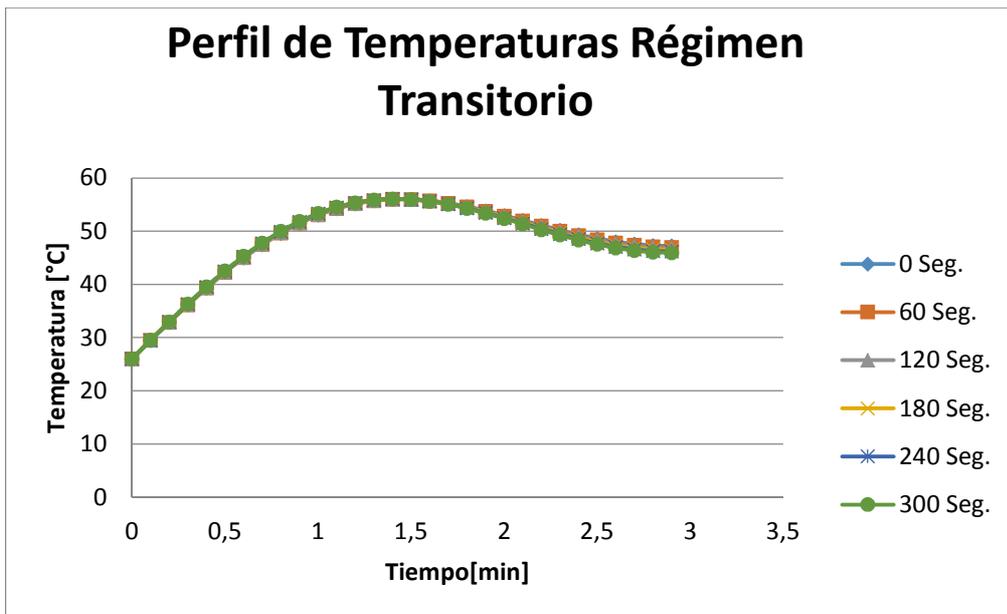


Figura 5. 2 Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio.

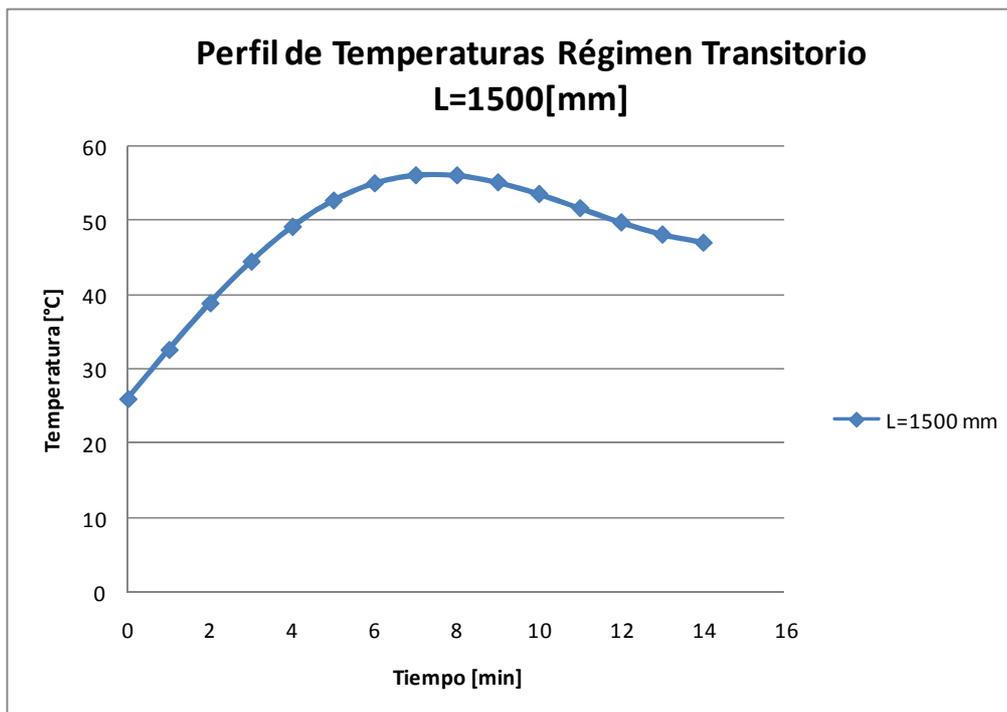
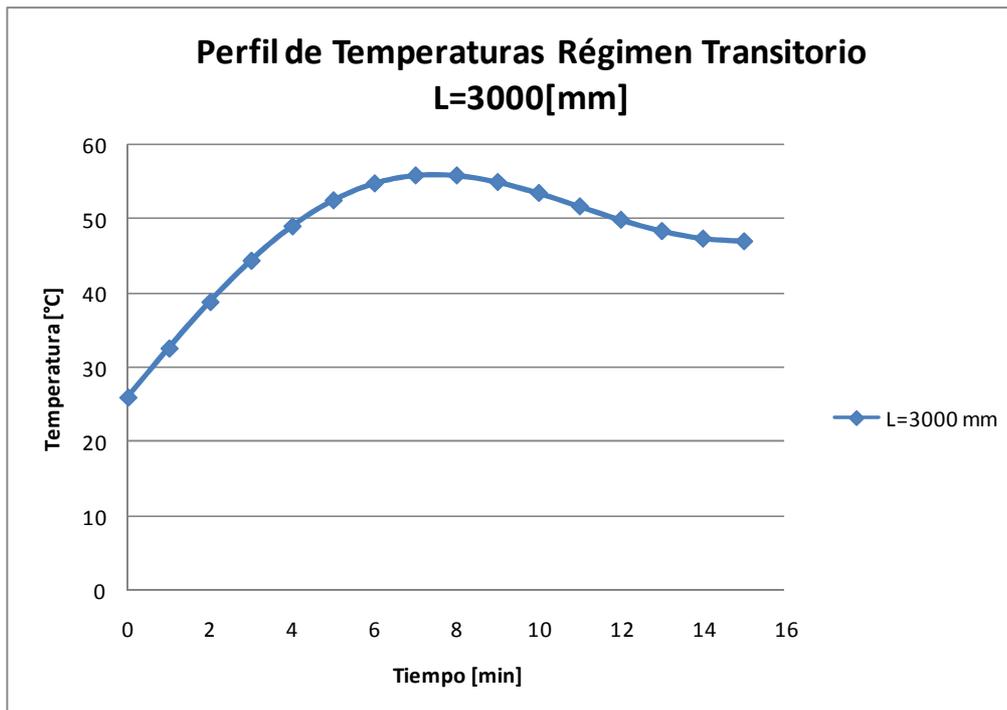
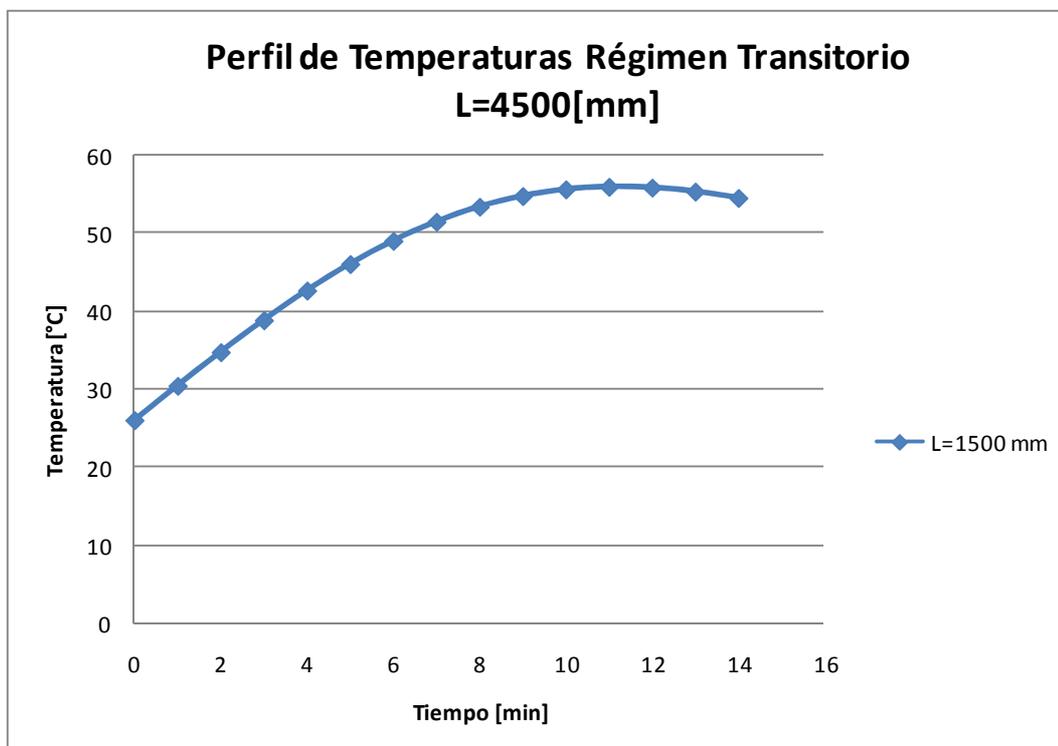


Figura 5. 3 Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio a L=1500mm.



**Figura 5. 4** Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio a L=3000mm.



**Figura 5. 5** Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio a L=4500mm.

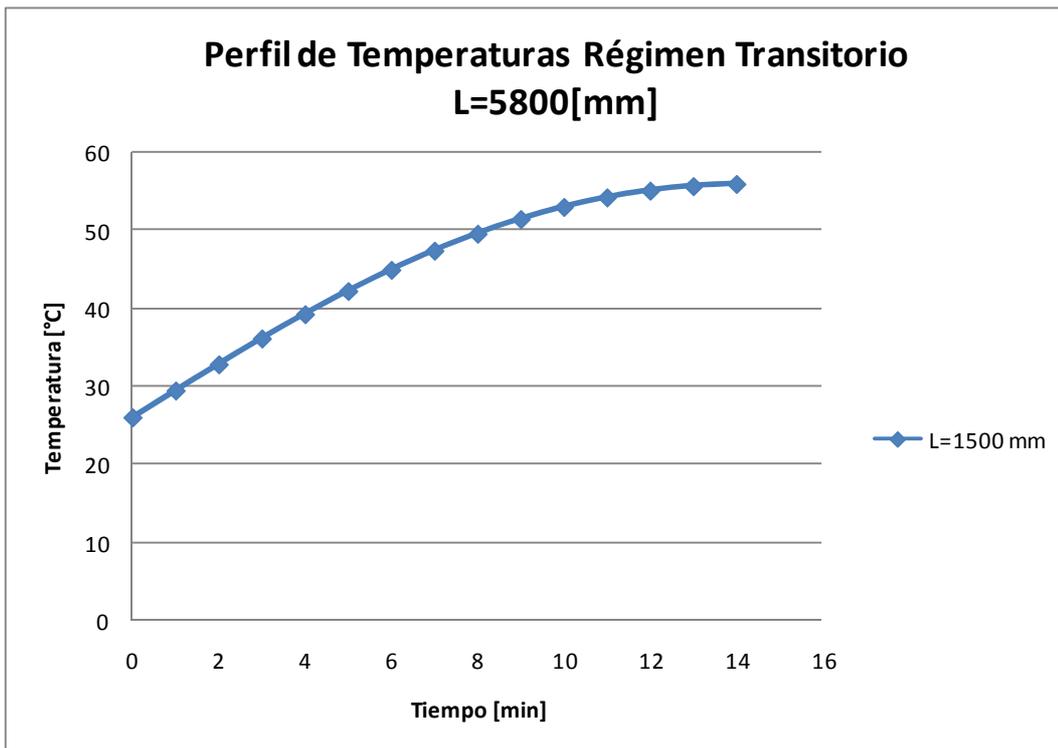


Figura 5. 6Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen transitorio a L=5800mm.

5.5 Comportamiento de la temperatura en el absorbedor considerando régimen estable y transitorio.

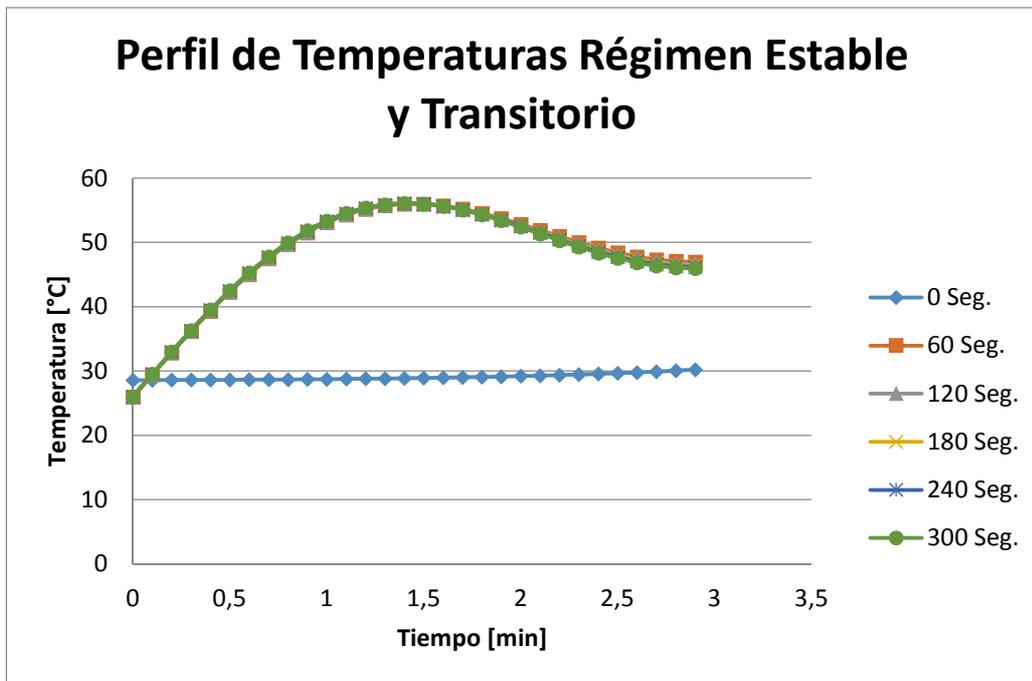


Figura 5. 7Perfil de Temperaturas en el tubo absorbedor régimen estable y transitorio

## 5.6 Eficiencia óptica del absorbedor

La eficiencia óptica del absorbedor está determinada por la ecuación 3.5 descrita en el capítulo 3, para el cálculo de la eficiencia óptica del absorbedor se ha considerado factores importantes que se presentan en el CCP construido para este proyecto de investigación de manera artesanal .

$$n_o = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot \gamma \cdot f_t \cdot k \cdot f_d$$

Dónde:

$\rho = 0,75$ a $0.85$	<i>Reflectividad del espejo.</i>
$\tau = 0,9$	<i>Transmisividad de la cubierta de vidrio.</i>
$\alpha = 0,9$	<i>Absortividad del absorbedor.</i>
$\gamma = 0,8$	<i>Factor de forma del concentrador.</i>
$f_t = 0,9$	<i>Factor de apertura y sombra.</i>
$k = 0,9$	<i>Factor de suciedad.</i>
$f_d = 0,75$ a $0.85$	<i>Factor de dispersión de la radiación.</i>

Reemplazando y resolviendo.

$$n_o = (0.85) \cdot (0.9) \cdot (0.9) \cdot (0.8) \cdot (0.9) \cdot (0.8) \cdot (0.85)$$

$$n_o = 0,4$$

La eficiencia óptica del absorbedor es del 40%, investigaciones recientes en base a lo analizado en el capítulo 2 de esta investigación muestran que la forma geométrica del concentrador debe acercarse en lo posible a su forma ideal, en este caso es de una parábola y su superficie reflectante deberá ser limpiada con recurrencia ya que las pérdidas provocadas por estos factores reducen significativamente el desempeño del sistema.

## CAPITULO 6

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1 Conclusiones

- Para aplicaciones de energía solar térmica de media temperatura, Almanza, en Ingeniería de la energía solar recomienda que para el dimensionamiento de lentes y espejos de concentración la irradiancia para diseño térmico sea de  $700 \text{ W/m}^2$ . Al realizar la medición de radiación en el laboratorio de Energías Renovables de la ESPE se ha medido durante 8 ensayos un valor de  $726 \text{ W/m}^2$ . Este parámetro indica que a pesar de la nubosidad existente en esta zona cercana a la línea ecuatorial las aplicaciones de la energía solar de media y alta temperatura pueden ser factibles utilizando lentes o espejos de concentración. Por otra parte, en cuanto a la temperatura ambiente se tiene un promedio de  $26.1 \text{ }^\circ\text{C}$ , un mínimo de  $24,6 \text{ }^\circ\text{C}$  y un máximo de  $28,4$  es decir que de acuerdo a este rango de temperatura, las pérdidas de calor por radiación al ambiente no serían considerables.
- Al utilizar el prototipo del CCP que tiene un área de  $7,2 \text{ m}^2$  se consigue una potencia de  $2446 \text{ Wt}$ , con temperatura focal de  $57,6^\circ\text{C}$  cuando fluye por el interior del tubo absorbedor un flujo másico de  $4.5 \text{ Kg/min}$  de aceite térmico.
- En este experimento de baja entalpía la temperatura de entrada del aceite térmico es de  $41,4^\circ\text{C}$  y la de salida de  $57,5^\circ\text{C}$ , lográndose un incremento de  $16,1^\circ\text{C}$  a lo largo de  $5.8\text{m}$  del concentrador. Es decir, se consigue aumentar la temperatura en  $2.68^\circ\text{C/m}$ .
- Los parámetros teóricos como es el caso de la temperatura focal de una absorbedor sin carga térmica la temperatura focal asciende a  $344,29^\circ\text{C}$ . Por otra parte, el perfil de temperaturas a lo largo del tubo absorbedor para el estado estacionario es de tipo exponencial.

- La eficiencia óptica de este sistema de concentración que utiliza CCP y absorbedor en tubería de cobre de 28 mm de diámetro exterior con recubrimiento de color negro y envolvente de cuarzo alcanza un 40%.

## **6.2 Recomendaciones**

- Este procedimiento de validación energética se puede utilizar para el análisis de centrales térmicas que utilizan espejos o lentes de concentración, donde es necesario considerar las propiedades ópticas de los materiales utilizados. Debido a que estos, influyen directamente en la conversión de la luz solar directa en energía térmica.
- En proyectos de investigación complementarios se debería hacer un análisis de los modelos matemáticos relacionados con los flujos térmicos dentro del estado transitorio donde se deban considerar las condiciones de contorno así como también una condición inicial.
- Cuando se opera sistemas de concentración hay que tomar en cuenta varios aspectos que involucran pérdidas de radiación solar debido a los errores en el seguimiento, dispersión de la luz, presencia de sombras y suciedades, esto afecta a la eficiencia óptica del sistema compuesto entre absorbedor y concentrador.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Almanza, R. L. (1999). Some experiences on Electricity Production at Low Power with DSG Using Parabolic Throug. En R. L. Almanza. Francia: Journal of physique IV, EDP Sciencies.
- Aurelio, A. Z. (2010). *Diseño básico de planta solar termoeléctrica de 100 kW*. Sevilla: Departamento de Diseño, Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla.
- Balado, L. E. (2011). *Prototipo de Campo de Colectores Cilindrico-Parabólicos para Generación de Calor a Alta Temperatura*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.
- Cengel, Y. A. (2003). *Transferencia de Calor*. 2ª Ed. México: Mc Graw Hill.
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de Calor y masa*. 3ª Ed. México: Mc Graw Hill.
- Cengel, Y. A. (2009). *Termodinámica*. 6ª Ed. México: Mc Graw Hill.
- Corvalan R., H. M. (1992 ). *Ingeniería del Secado Solar*. CITED-D.
- Duffie, J. a. (1974). *Solar Industrial Process Heat. 2th Edition*. EEUU: Wiley .
- Duffie, J. a. (2013 ). *Solar Engineering of Thermal Processes. 4th Edition*. EEUU.: Wiley & Sons.
- F., M. A. (1995). *Transferencia de Calor*. 1ª Ed. España: Editorial IRWIN.
- Faires V., S. C. (1982). *Termodinamica*. Mexico: UTEHA.
- Fernández, D. P. (2001). *Configuración Geométrica de Receptores para Centrales Termosolares*. Universidad de Cantabria: España.
- Fernández, D. P. (2001). *Distribución de Energía sobre un Receptor Cilíndrico Vertical*. España: Universidad de Cantabria.
- Fernández, D. P. (2001). *Receptor Cilíndrico Vertical*. España: Universidad de Cantabria.
- García Villas, M. (1999). *Energía Solar Fotovoltaica y Cooperación para el Desarrollo* . Madrid: ISF-IEPALA, Instituto de Energía Solar de la Universidad Politécnica de Madrid.
- Holl, R. J. (1978). *Definition of Two Small Central Receiver Systems*. (No. SAND-78-7001). Huntington Beach, CA (USA): McDonnell Douglas Astronautics Co.
- Incropera F., D. D. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 4ª Ed. New York: WILEY.
- K., R. (2006). *Termodinámica* . 6ª Ed. México: Pearson.

- Mayur, G. T. (2014 ). *Fabricacion, Designing & Performance Analysis of Solar Parabolic Throug* . India: Journal of Engineering Research and Applications .
- Paredes, V. C. (2012 ). *Diseño de Captador Cilíndrico Parabólico para Aplicaciones Rurales en Paraguay*. Paraguay: Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Minas.
- Pitts D., S. E. (1979). *Transferencia de Calor*. 1ª Ed. Bogotá: Editorial Mc Graw Hill.
- Potter M., S. C. (2004). *Termodinámica para Ingenieros*. España: Mc Graw Hill .
- Sevilla, M. d. (2012). *Ordenanza para la gestión local de la energía de Sevilla*. Obtenido de <http://www.sevilla.org/ayuntamiento/competencias-areas/area-de-habitat-urbano-cultura-y-turismo/agencia-local-de-la-energia/alegaciones-reglamento-ordenanza/ordenanza-municipal-para-la-gest>
- Siebers, D. L. (1984). Estimating Convective Energy Losses from Solar Central Receivers. (No. SAND-84-8717). *Sandia National Labs Report*.
- Stine, W. a. (2009 ). *Power from the Sun*. 3th Ed. EEUU.
- Sullivan, R. G. (2007). *Visual impacts of concentrating solar power facilities on desert landscapes in the American Southwest*. Program Coordinator/Manager, Ecological and Geosciences Section, Environmental Science Division, Argonne National Laborato.
- Torres, A. e. (2005 ). *Estudio Térmico de un Tubo Absorbedor Compuesto* .México: Científica Vol.10; ESIME.
- Zahler, C. B. (2011). *Industrial solar fresnel collectors powering the largest solar cooling system in the middle east for a football stadium* . In 17th International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems (Solar PACES) 20.

# ANEXOS

**ANEXO 1**

**TABLAS DE MEDICIÓN DE  
TEMPERATURAS, FLUJO MÁSSICO DE  
FLUIDO, VELOCIDAD DEL VIENTO Y  
RADIACIÓN SOLAR INCIDENTE**

Tabla Ensayo # 1

Hora	Tiempo [min]	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Caudal [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
8:00	0	15,63	33,74	32,94	32,66	31,61	0,000	23,49	6,00	423,00
8:10	10	15,56	34,87	34,08	33,31	26,42	0,180	22,31	6,00	435,00
8:20	20	16,44	35,05	34,26	34,10	26,42	0,360	19,06	5,00	568,00
8:30	30	18,69	34,18	33,38	32,87	27,23	0,720	19,74	6,00	603,00
8:40	40	20,88	34,61	33,82	33,20	28,73	2,100	24,81	7,00	650,00
8:50	50	23,31	35,39	34,61	33,71	29,98	4,560	25,74	8,00	660,00
9:00	60	30,00	38,35	37,59	35,78	29,48	5,040	20,93	8,00	645,00
9:10	70	33,38	40,78	40,05	39,66	28,67	5,100	24,18	8,00	624,00
9:20	80	35,06	46,60	45,93	43,97	28,23	5,220	24,18	8,00	634,00
9:30	90	38,06	52,77	52,17	50,31	28,98	5,400	29,99	8,00	675,00
9:40	100	42,63	59,46	58,93	58,09	30,73	5,520	29,24	10,00	689,00
9:50	110	45,56	62,93	62,44	61,99	36,42	5,400	28,56	10,00	634,00
10:00	120	46,69	63,54	63,06	62,31	44,98	5,340	31,62	10,00	655,00
10:10	130	45,31	62,07	61,57	61,34	46,48	5,400	29,24	10,00	670,00
10:20	140	44,13	61,20	60,69	58,31	48,73	5,700	31,37	9,00	688,00
10:30	150	41,00	54,85	54,28	49,91	45,73	5,940	26,43	8,00	690,00
10:40	160	42,94	59,72	59,19	50,03	37,23	5,820	26,87	8,00	713,00
10:50	170	43,44	60,41	59,90	53,84	33,23	5,820	23,18	8,00	723,00
11:00	180	45,19	62,67	62,18	57,53	30,67	5,820	22,49	8,00	721,00
11:10	190	48,94	67,54	67,10	56,09	32,61	5,820	26,74	8,00	735,00
11:20	200	52,19	71,53	71,14	55,21	35,86	5,820	23,74	6,00	750,00
11:30	210	53,56	73,36	72,98	57,28	36,42	5,700	25,37	6,00	760,00
11:40	220	52,56	70,93	70,52	42,53	47,73	5,700	27,31	6,00	780,00
11:50	230	51,00	69,10	68,68	37,97	48,61	5,700	27,86	6,00	800,00
12:00	240	49,81	67,80	67,36	36,84	43,30	5,700	24,18	7,00	805,00
12:10	250	48,75	66,41	65,96	34,97	43,73	5,520	28,31	8,00	806,00
12:20	260	51,01	64,23	66,98	37,21	48,11	5,520	26,18	8,00	789,00
12:30	270	51,10	65,77	67,29	36,11	46,89	5,520	26,42	8,00	780,00
12:40	280	52,43	69,95	70,75	43,19	48,67	5,520	26,75	8,00	765,00
12:50	290	52,88	73,79	72,96	57,22	35,66	5,520	25,31	8,00	779,00
13:00	300	52,27	74,56	71,55	54,64	35,55	5,520	24,85	7,00	760,00
13:10	310	50,95	71,56	65,75	53,66	31,98	5,520	25,31	8,00	750,00
13:20	320	47,55	62,67	62,18	56,42	30,55	5,520	22,49	8,00	740,00
13:30	330	43,44	60,41	59,90	53,84	33,23	5,520	23,18	8,00	723,00
13:40	340	42,94	59,72	59,19	50,03	37,23	5,520	22,71	9,00	721,00
13:50	350	42,59	58,91	59,75	49,66	35,67	5,520	23,42	8,00	716,00
14:00	360	44,55	60,23	57,99	52,10	36,94	5,520	24,31	10,00	698,00
PROMEDIO		<b>41,42</b>	<b>57,88</b>	<b>57,27</b>	<b>47,24</b>	<b>36,45</b>	<b>4,87</b>	<b>25,35</b>	<b>7,78</b>	<b>696,14</b>

Tabla Ensayo # 2

Hora	Tiempo [min]	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Caudal [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
8:00	0	31,00	38,99	36,04	38,00	30,11	0,000	24,30	6,00	420,00
8:10	10	31,08	39,12	38,54	39,77	31,23	0,180	24,40	6,00	425,00
8:20	20	31,29	39,33	40,00	39,78	31,23	0,180	24,30	6,00	430,00
8:30	30	31,43	39,61	40,04	39,81	31,31	0,180	24,31	7,00	425,00
8:40	40	31,43	39,78	40,21	39,56	31,68	0,360	24,75	7,00	554,00
8:50	50	31,68	40,13	40,56	35,12	29,62	0,780	24,43	7,00	523,00
9:00	60	31,31	39,78	40,21	30,56	26,00	0,900	23,75	7,00	567,00
9:10	70	32,21	42,12	43,91	35,55	31,23	3,900	25,34	8,00	610,00
9:20	80	33,81	44,39	44,87	50,31	36,93	4,200	27,00	6,00	625,00
9:30	90	35,00	46,13	46,62	48,87	40,00	4,320	27,25	5,00	598,00
9:40	100	37,12	51,16	51,72	60,81	40,37	4,500	24,50	6,00	567,00
9:50	110	39,43	54,47	55,05	80,31	39,43	4,920	23,87	6,00	600,00
10:00	120	41,43	58,03	58,65	65,06	39,56	5,100	23,68	6,00	645,00
10:10	130	42,81	58,72	59,36	53,31	38,75	5,100	25,50	7,00	675,00
10:20	140	41,75	57,42	58,04	44,12	43,75	5,460	27,12	8,00	680,00
10:30	150	41,43	56,72	57,34	43,93	43,68	5,580	28,68	5,00	690,00
10:40	160	41,18	56,20	56,81	42,75	44,25	5,700	28,87	9,00	710,00
10:50	170	40,75	56,55	57,16	43,00	44,50	5,460	26,31	9,00	734,00
11:00	180	43,31	60,29	60,94	65,31	49,93	5,400	29,75	9,00	745,00
11:10	190	45,43	63,85	64,54	83,50	48,68	5,280	32,81	8,00	750,00
11:20	200	47,68	64,72	65,42	69,43	47,25	5,340	30,31	8,00	760,00
11:30	210	48,68	64,46	65,15	52,12	47,43	5,220	31,62	8,00	800,00
11:40	220	48,25	65,93	66,64	51,25	51,00	5,160	31,50	10,00	840,00
11:50	230	47,68	65,85	66,56	45,81	49,00	5,100	30,56	10,00	850,00
12:00	240	47,75	66,28	67,00	60,12	46,68	5,040	29,93	8,00	860,00
12:10	250	48,50	67,15	67,87	62,31	47,18	4,800	30,50	8,00	880,00
12:20	260	49,50	68,54	69,28	67,56	47,37	4,860	32,87	8,00	865,00
12:30	270	49,50	68,02	68,75	50,56	41,50	4,920	27,18	8,00	867,00
12:40	280	48,54	65,77	67,54	50,56	46,55	4,980	28,54	7,00	850,00
12:50	290	47,68	65,85	66,56	45,81	49,00	4,980	30,56	6,00	834,00
13:00	300	47,68	64,72	65,42	69,43	47,25	4,980	30,31	7,00	823,00
13:10	310	48,50	67,15	67,87	62,31	47,18	4,980	30,50	8,00	812,00
13:20	320	47,89	66,06	66,77	46,02	49,21	4,980	30,77	6,00	812,00
13:30	330	48,73	67,38	68,10	62,54	47,41	4,980	30,73	6,00	815,00
13:40	340	37,08	51,12	51,68	60,77	40,33	4,980	24,46	6,00	810,00
13:50	350	36,77	50,81	51,37	60,46	40,02	4,980	24,15	6,00	750,00
14:00	360	32,13	42,04	43,83	35,47	31,15	4,980	25,26	6,00	740,00
PROMEDIO		<b>41,01</b>	<b>55,53</b>	<b>56,12</b>	<b>52,22</b>	<b>41,29</b>	<b>4,13</b>	<b>27,59</b>	<b>7,14</b>	<b>701,11</b>

Tabla Ensayo # 3

Hora	Tiempo [min]	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Caudal [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
8:00	0	12,68	24,49	24,76	16,00	15,43	0,000	21,75	5,00	425,00
8:10	10	17,87	24,67	24,93	22,54	32,37	0,180	22,81	5,00	452,00
8:20	20	22,50	25,28	25,55	23,00	36,25	0,180	23,56	5,00	410,00
8:30	30	26,00	32,57	32,92	26,43	37,06	0,180	22,62	5,00	420,00
8:40	40	33,81	42,13	42,58	35,98	39,93	0,360	22,06	6,00	430,00
8:50	50	32,93	41,78	42,23	38,93	31,18	0,780	21,06	6,00	550,00
9:00	60	33,93	46,21	46,71	40,07	33,75	0,900	21,18	6,00	625,00
9:10	70	36,50	50,73	51,28	45,71	37,81	3,900	24,93	5,00	670,00
9:20	80	40,31	57,25	57,86	48,98	41,68	4,200	26,62	5,00	720,00
9:30	90	41,54	57,96	60,48	51,34	42,48	4,320	25,23	5,00	725,00
9:40	100	42,13	59,45	63,02	53,67	42,98	4,500	24,14	7,00	738,00
9:50	110	45,33	63,76	65,34	56,99	43,65	4,920	22,22	7,00	840,00
10:00	120	46,03	69,07	67,67	59,12	44,81	5,100	21,03	8,00	860,00
10:10	130	46,50	70,02	70,77	62,13	45,37	5,100	20,81	7,00	930,00
10:20	140	48,81	64,37	65,06	63,40	45,75	5,460	19,62	6,00	940,00
10:30	150	46,18	65,33	66,03	66,68	47,43	5,580	27,12	7,00	845,00
10:40	160	47,37	66,63	67,35	65,22	47,68	5,700	27,87	7,00	865,00
10:50	170	52,56	74,27	75,07	58,68	35,43	5,460	26,25	8,00	840,00
11:00	180	53,81	74,19	74,99	60,76	28,83	5,400	21,88	9,00	835,00
11:10	190	52,68	71,67	72,44	61,65	29,37	5,280	23,87	8,00	840,00
11:20	200	51,00	69,67	70,42	62,43	44,93	5,340	25,87	10,00	850,00
11:30	210	53,12	74,79	75,60	66,01	46,43	5,220	32,93	7,00	867,00
11:40	220	56,37	78,10	78,94	68,34	41,18	5,160	28,25	7,00	884,00
11:50	230	58,18	80,35	81,22	73,41	38,68	5,100	34,81	8,00	890,00
12:00	240	57,31	78,79	79,64	77,00	34,31	5,040	29,75	8,00	910,00
12:10	250	56,93	81,11	82,20	72,10	38,63	4,800	34,65	8,00	956,00
12:20	260	55,12	78,86	79,92	67,03	41,13	4,860	28,09	8,00	970,00
12:30	270	51,87	75,55	76,58	64,70	46,38	4,920	32,77	8,00	935,00
12:40	280	49,75	70,43	71,40	61,12	44,88	4,980	25,71	8,00	940,00
12:50	290	51,43	72,43	73,42	60,34	29,32	4,980	23,71	9,00	925,00
13:00	300	52,56	74,95	75,97	59,45	28,78	4,980	21,72	7,00	890,00
13:10	310	51,31	75,03	76,05	57,37	35,38	4,980	26,09	7,00	930,00
13:20	320	46,12	67,39	68,33	63,91	47,63	4,980	27,71	7,00	910,00
13:30	330	44,93	66,09	67,01	65,37	47,38	4,980	26,96	7,00	890,00
13:40	340	47,56	65,13	66,04	62,09	45,70	4,980	19,46	7,00	880,00
13:50	350	45,25	70,78	71,75	60,82	45,32	4,980	20,65	8,00	1200,00
14:00	360	47,56	65,13	66,04	62,09	45,70	4,980	19,46	8,00	850,00
PROMEDIO		<b>44,75</b>	<b>62,88</b>	<b>63,72</b>	<b>55,70</b>	<b>39,49</b>	<b>4,13</b>	<b>25,01</b>	<b>7,00</b>	<b>801,00</b>

Tabla Ensayo # 4

Hora	Tiempo [min]	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Caudal [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
8:00	0	14,75	32,83	33,19	33,62	31,06	0,000	23,18	6,00	423,00
8:10	10	14,68	33,96	34,33	34,00	25,87	0,180	22,00	6,00	435,00
8:20	20	15,56	34,14	34,51	33,86	25,87	0,360	18,75	5,00	568,00
8:30	30	17,81	33,27	33,63	32,65	26,68	0,720	19,43	6,00	603,00
8:40	40	20,00	33,70	34,07	30,65	28,18	2,100	24,50	7,00	650,00
8:50	50	22,43	34,48	34,86	31,42	29,43	4,560	25,43	8,00	660,00
9:00	60	29,12	37,44	37,84	33,78	28,93	5,040	20,62	8,00	645,00
9:10	70	32,50	39,87	40,30	35,61	28,12	5,100	23,87	8,00	624,00
9:20	80	34,18	45,69	46,18	44,31	27,68	5,220	23,87	8,00	634,00
9:30	90	37,18	51,86	52,42	42,60	28,43	5,400	29,68	8,00	675,00
9:40	100	41,75	58,55	59,18	45,00	30,18	5,520	28,93	10,00	689,00
9:50	110	44,68	62,02	62,69	48,98	35,87	5,400	28,25	10,00	634,00
10:00	120	45,81	62,63	63,31	54,26	44,43	5,340	31,31	10,00	655,00
10:10	130	44,43	61,16	61,82	55,76	45,93	5,400	28,93	10,00	670,00
10:20	140	43,25	60,29	60,94	53,93	48,18	5,700	31,06	9,00	688,00
10:30	150	40,12	53,94	54,53	50,25	45,18	5,940	26,12	8,00	690,00
10:40	160	42,06	58,81	59,44	50,37	36,68	5,820	26,56	8,00	713,00
10:50	170	42,56	59,50	60,15	54,18	32,68	5,820	22,87	8,00	723,00
11:00	180	44,31	61,76	62,43	57,87	30,12	5,820	22,18	8,00	721,00
11:10	190	48,06	66,63	67,35	56,43	32,06	5,820	26,43	8,00	735,00
11:20	200	51,31	70,62	71,39	55,55	35,31	5,820	23,43	6,00	750,00
11:30	210	52,68	72,45	73,23	57,62	35,87	5,700	25,06	6,00	760,00
11:40	220	51,68	70,02	70,77	42,87	47,18	5,700	27,00	6,00	780,00
11:50	230	50,12	68,19	68,93	58,14	48,06	5,700	27,55	6,00	800,00
12:00	240	48,93	66,89	67,61	60,12	42,75	5,700	23,87	7,00	805,00
12:10	250	47,87	65,50	66,21	58,04	43,18	5,520	28,00	8,00	806,00
12:20	260	50,13	63,32	67,23	58,00	47,56	5,520	25,87	8,00	789,00
12:30	270	50,22	64,86	67,54	56,71	46,34	5,520	26,11	8,00	780,00
12:40	280	51,55	69,04	71,00	59,47	48,12	5,520	26,44	8,00	765,00
12:50	290	52,00	72,88	73,21	57,56	35,11	5,520	25,00	8,00	779,00
13:00	300	51,39	73,65	71,80	54,98	35,00	5,520	24,54	7,00	760,00
13:10	310	50,07	70,65	66,00	60,54	31,43	5,520	25,00	8,00	750,00
13:20	320	46,67	61,76	62,43	61,23	30,00	5,520	22,18	8,00	740,00
13:30	330	42,56	59,50	60,15	54,18	32,68	5,520	22,87	8,00	723,00
13:40	340	42,06	58,81	59,44	50,37	36,68	5,520	22,40	9,00	721,00
13:50	350	41,71	58,00	60,00	50,00	35,12	5,520	23,11	8,00	716,00
14:00	360	43,67	59,32	58,24	52,44	36,39	5,520	24,00	10,00	698,00
PROMEDIO		<b>40,54</b>	<b>56,97</b>	<b>57,52</b>	<b>49,39</b>	<b>35,90</b>	<b>4,87</b>	<b>25,04</b>	<b>7,78</b>	<b>696,14</b>

Tabla Ensayo # 5

Hora	Tiempo [min]	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Caudal [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
8:00	0	15,88	34,28	32,26	31,77	32,77	0,000	22,76	6,00	420,00
8:10	10	15,81	35,41	33,40	32,42	27,58	0,240	21,58	6,00	425,00
8:20	20	16,69	35,59	33,58	33,21	27,58	0,480	18,33	6,00	430,00
8:30	30	18,94	34,72	32,70	31,98	28,39	0,600	19,01	7,00	425,00
8:40	40	21,13	35,15	33,14	32,31	29,89	2,700	24,08	7,00	554,00
8:50	50	23,56	35,93	33,93	32,82	31,14	3,840	25,01	7,00	523,00
9:00	60	30,25	38,89	36,91	34,89	30,64	3,900	20,20	7,00	567,00
9:10	70	33,63	41,32	39,37	38,77	29,83	4,500	23,45	8,00	610,00
9:20	80	35,31	47,14	45,25	43,08	29,39	4,980	23,45	6,00	625,00
9:30	90	38,31	53,31	51,49	49,42	30,14	5,280	29,26	5,00	598,00
9:40	100	42,88	60,00	58,25	57,20	31,89	5,580	28,51	6,00	567,00
9:50	110	45,81	63,47	61,76	61,10	37,58	5,700	27,83	6,00	600,00
10:00	120	46,94	64,08	62,38	61,42	46,14	5,880	30,89	6,00	645,00
10:10	130	45,56	62,61	60,89	60,45	47,64	5,700	28,51	7,00	675,00
10:20	140	44,38	61,74	60,01	57,42	49,89	5,580	30,64	8,00	680,00
10:30	150	41,25	55,39	53,60	49,02	46,89	5,640	25,70	5,00	690,00
10:40	160	43,19	60,26	58,51	49,14	38,39	5,640	26,14	9,00	710,00
10:50	170	43,69	60,95	59,22	52,95	34,39	5,640	22,45	9,00	734,00
11:00	180	45,44	63,21	61,50	56,64	31,83	5,580	21,76	9,00	745,00
11:10	190	49,19	68,08	66,42	55,20	33,77	5,640	26,01	8,00	750,00
11:20	200	52,44	72,07	70,46	54,32	37,02	5,700	23,01	8,00	760,00
11:30	210	53,81	73,90	72,30	56,39	37,58	5,640	24,64	8,00	800,00
11:40	220	52,81	71,47	69,84	41,64	48,89	5,580	26,58	10,00	840,00
11:50	230	51,25	69,64	68,00	37,08	49,77	5,520	27,13	10,00	850,00
12:00	240	50,06	68,34	66,68	35,95	44,46	5,520	23,45	8,00	860,00
12:10	250	49,00	66,95	65,28	34,08	44,89	5,340	27,58	8,00	880,00
12:20	260	51,26	64,77	66,30	36,32	49,27	5,280	25,45	8,00	865,00
12:30	270	51,35	66,31	66,61	35,22	48,05	5,040	25,69	8,00	867,00
12:40	280	52,68	70,49	70,07	42,30	49,83	4,980	26,02	7,00	850,00
12:50	290	53,13	74,33	72,28	56,33	36,82	4,980	24,58	6,00	834,00
13:00	300	52,52	75,10	70,87	53,75	36,71	4,980	24,12	7,00	823,00
13:10	310	51,20	72,10	65,07	52,77	33,14	4,980	24,58	8,00	812,00
13:20	320	47,80	63,21	61,50	55,53	31,71	4,980	21,76	6,00	812,00
13:30	330	43,69	60,95	59,22	52,95	34,39	4,980	22,45	6,00	815,00
13:40	340	43,19	60,26	58,51	49,14	38,39	4,980	21,98	6,00	810,00
13:50	350	42,84	59,45	59,07	48,77	36,83	4,980	22,69	6,00	750,00
14:00	360	44,80	60,77	57,31	51,21	38,10	4,980	23,58	6,00	740,00
PROMEDIO		<b>41,67</b>	<b>58,42</b>	<b>56,59</b>	<b>46,35</b>	<b>37,61</b>	<b>4,64</b>	<b>24,62</b>	<b>7,14</b>	<b>701,11</b>

Tabla Ensayo # 6

Hora	Tiempo [min]	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Caudal [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
8:00	0	14,30	26,37	26,49	17,51	17,02	0,000	23,37	6,00	423,00
8:10	10	19,49	26,55	26,66	24,05	33,96	0,180	24,43	6,00	435,00
8:20	20	24,12	27,16	27,28	24,51	37,84	0,360	25,18	5,00	568,00
8:30	30	27,62	34,45	34,65	27,94	38,65	0,720	24,24	6,00	603,00
8:40	40	35,43	44,01	44,31	37,49	41,52	2,100	23,68	7,00	650,00
8:50	50	34,55	43,66	43,96	40,44	32,77	4,560	22,68	8,00	660,00
9:00	60	35,55	48,09	48,44	41,58	35,34	5,040	22,80	8,00	645,00
9:10	70	38,12	52,61	53,01	47,22	39,40	5,100	26,55	8,00	624,00
9:20	80	41,93	59,13	59,59	50,49	43,27	5,220	28,24	8,00	634,00
9:30	90	43,16	59,84	62,21	52,85	44,07	5,400	26,85	8,00	675,00
9:40	100	43,75	61,33	64,75	55,18	44,57	5,520	25,76	10,00	689,00
9:50	110	46,95	65,64	67,07	58,50	45,24	5,400	23,84	10,00	634,00
10:00	120	47,65	70,95	69,40	60,63	46,40	5,340	22,65	10,00	655,00
10:10	130	48,12	71,90	72,50	63,64	46,96	5,400	22,43	10,00	670,00
10:20	140	50,43	66,25	66,79	64,91	47,34	5,700	21,24	9,00	688,00
10:30	150	47,80	67,21	67,76	68,19	49,02	5,940	28,74	8,00	690,00
10:40	160	48,99	68,51	69,08	66,73	49,27	5,820	29,49	8,00	713,00
10:50	170	54,18	76,15	76,80	60,19	37,02	5,820	27,87	8,00	723,00
11:00	180	55,43	76,07	76,72	62,27	30,42	5,820	23,50	8,00	721,00
11:10	190	54,30	73,55	74,17	63,16	30,96	5,820	25,49	8,00	735,00
11:20	200	52,62	71,55	72,15	63,94	46,52	5,820	27,49	6,00	750,00
11:30	210	54,74	76,67	77,33	67,52	48,02	5,700	34,55	6,00	760,00
11:40	220	57,99	79,98	80,67	69,85	42,77	5,700	29,87	6,00	780,00
11:50	230	59,80	82,23	82,95	74,92	40,27	5,700	36,43	6,00	800,00
12:00	240	58,93	80,67	81,37	78,51	35,90	5,700	31,37	7,00	805,00
12:10	250	56,93	81,11	82,20	72,10	38,63	5,520	34,65	8,00	806,00
12:20	260	55,12	78,86	79,92	67,03	41,13	5,520	28,09	8,00	789,00
12:30	270	51,87	75,55	76,58	64,70	46,38	5,520	32,77	8,00	780,00
12:40	280	49,75	70,43	71,40	61,12	44,88	5,520	25,71	8,00	765,00
12:50	290	51,43	72,43	73,42	60,34	29,32	5,520	23,71	8,00	779,00
13:00	300	52,56	74,95	75,97	59,45	28,78	5,520	21,72	7,00	760,00
13:10	310	51,31	75,03	76,05	57,37	35,38	5,520	26,09	8,00	750,00
13:20	320	46,12	67,39	68,33	63,91	47,63	5,520	27,71	8,00	740,00
13:30	330	44,93	66,09	67,01	65,37	47,38	5,520	26,96	8,00	723,00
13:40	340	47,56	65,13	66,04	62,09	45,70	5,520	19,46	9,00	721,00
13:50	350	45,25	70,78	71,75	60,82	45,32	5,520	20,65	8,00	716,00
14:00	360	47,56	65,13	66,04	62,09	45,70	5,520	19,46	10,00	698,00
PROMEDIO		<b>45,85</b>	<b>64,15</b>	<b>64,89</b>	<b>56,72</b>	<b>40,56</b>	<b>4,87</b>	<b>26,10</b>	<b>7,78</b>	<b>696,14</b>

Tabla Ensayo # 7

Hora	Tiempo [min]	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Caudal [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
8:00	0	15,37	28,14	28,45	26,43	32,31	0,000	27,93	6,00	431,00
8:10	10	16,18	27,80	28,09	32,12	29,56	0,000	27,50	6,00	450,00
8:20	20	17,06	29,62	29,94	33,31	27,68	0,120	26,68	6,00	465,00
8:30	30	16,75	28,06	28,36	37,93	27,43	0,660	28,12	6,00	503,00
8:40	40	18,68	30,92	31,26	48,31	27,50	2,040	26,62	7,00	562,00
8:50	50	19,68	29,53	28,85	60,87	28,06	2,760	27,81	6,00	674,00
9:00	60	21,62	29,36	29,68	69,25	29,37	4,020	27,25	6,00	567,00
9:10	70	24,62	34,40	34,77	76,81	33,93	4,500	28,50	7,00	645,00
9:20	80	25,56	32,05	32,40	71,50	37,75	4,980	29,12	6,00	678,00
9:30	90	27,06	34,05	34,42	66,93	39,62	5,280	29,25	5,00	703,00
9:40	100	40,18	65,85	66,56	61,50	43,56	5,460	32,12	6,00	723,00
9:50	110	38,87	47,26	47,77	53,00	35,25	5,100	24,87	7,00	745,00
10:00	120	37,37	45,08	45,57	46,18	34,00	5,100	25,18	6,00	750,00
10:10	130	38,31	46,65	47,15	53,12	34,81	5,100	25,75	5,00	743,00
10:20	140	39,56	50,99	51,54	53,56	34,00	5,100	25,81	6,00	721,00
10:30	150	39,18	51,34	51,89	48,68	36,93	5,100	23,37	6,00	714,00
10:40	160	39,93	52,99	53,56	45,87	36,31	4,920	24,87	6,00	765,00
10:50	170	38,68	52,12	52,68	39,93	34,68	4,860	25,37	7,00	789,00
11:00	180	39,62	53,42	54,00	46,81	36,56	4,920	25,50	7,00	790,00
11:10	190	43,68	61,33	61,99	65,50	37,62	4,920	27,68	6,00	810,00
11:20	200	47,18	65,50	66,21	74,31	40,56	4,920	26,00	5,00	845,00
11:30	210	49,31	66,11	66,82	58,56	45,43	4,920	26,18	6,00	856,00
11:40	220	48,25	65,85	66,56	48,50	45,62	4,920	25,25	6,00	856,00
11:50	230	46,56	63,50	64,19	43,18	46,12	4,980	28,81	7,00	812,00
12:00	240	45,81	62,55	63,22	44,31	47,68	4,920	26,62	5,00	860,00
12:10	250	45,37	61,94	62,61	38,81	41,87	5,040	25,31	7,00	880,00
12:20	260	44,75	61,33	61,99	41,75	44,62	5,040	25,50	6,00	912,00
12:30	270	44,43	60,89	61,55	40,50	43,81	5,100	26,31	7,00	910,00
12:40	280	44,31	60,72	61,38	42,25	45,62	5,040	26,68	6,00	880,00
12:50	290	44,31	60,81	61,46	43,06	46,43	5,100	26,93	6,00	860,00
13:00	300	42,37	57,33	57,95	38,75	40,18	5,160	25,00	6,00	850,00
13:10	310	43,12	59,07	59,71	41,18	36,37	5,160	26,37	7,00	823,00
13:20	320	44,00	60,72	61,38	47,00	36,50	5,160	29,50	7,00	912,00
13:30	330	45,18	62,11	62,78	48,68	36,00	5,160	29,62	7,00	844,00
13:40	340	45,93	63,41	64,10	46,37	33,81	5,160	26,18	7,00	803,00
13:50	350	46,18	63,41	64,10	48,06	33,62	5,160	27,00	6,00	800,00
14:00	360	46,12	63,07	63,75	40,75	31,75	5,160	24,25	6,00	845,00
PROMEDIO		<b>37,06</b>	<b>51,06</b>	<b>51,59</b>	<b>49,29</b>	<b>37,11</b>	<b>4,35</b>	<b>26,78</b>	<b>6,22</b>	<b>750,70</b>

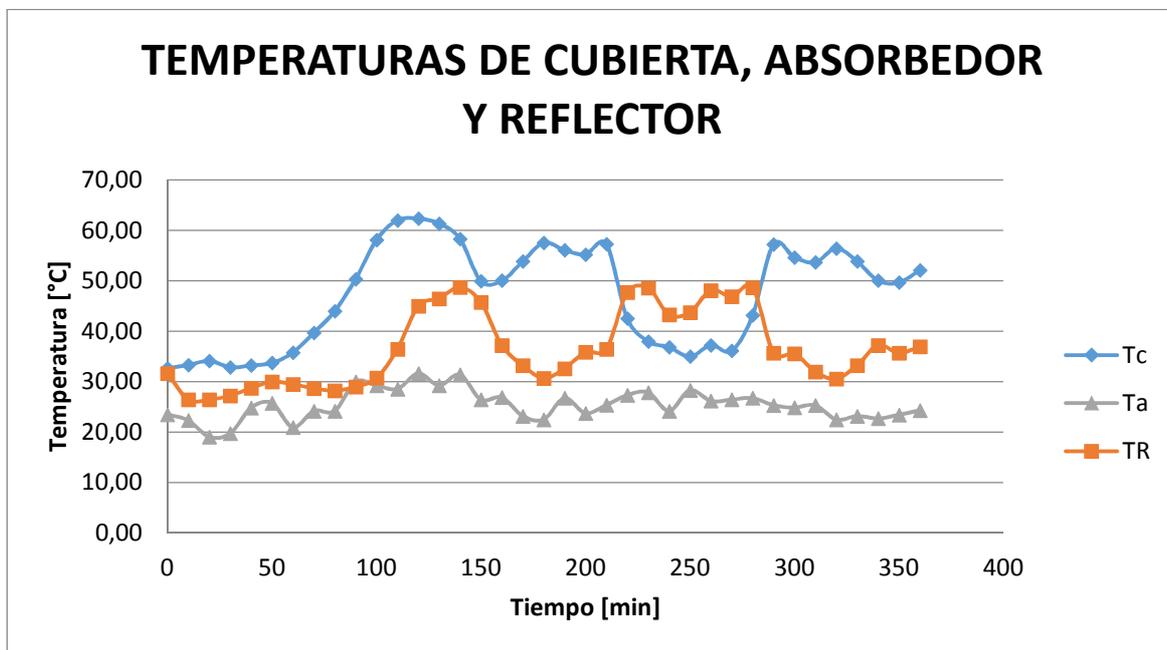
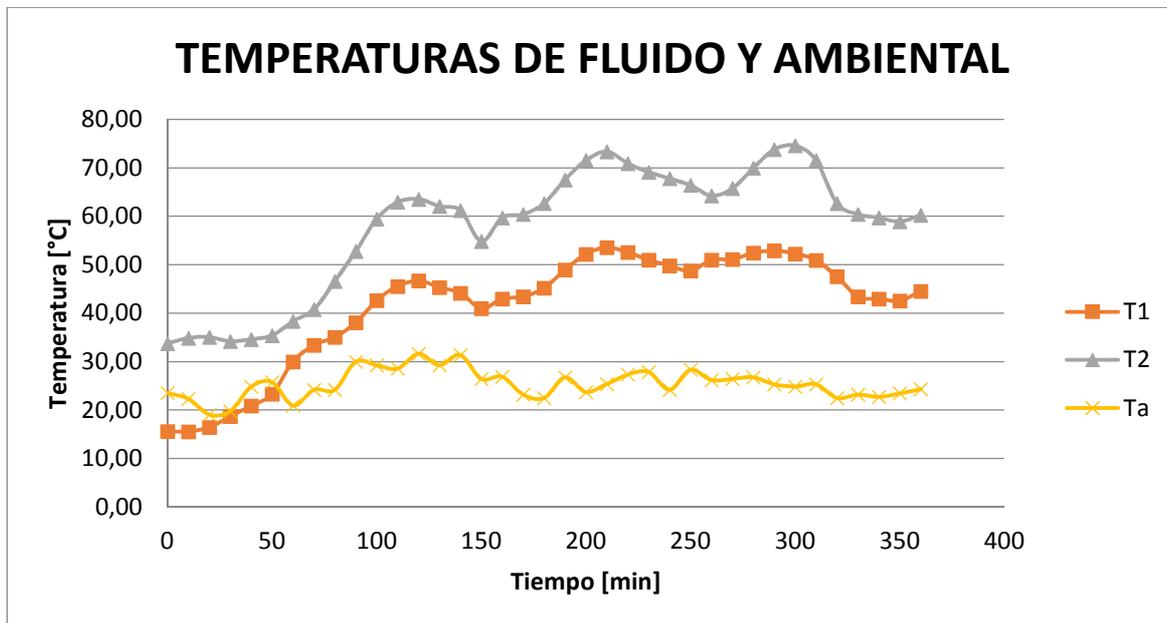
Tabla Ensayo # 8

Hora	Tiempo [min]	T1 [°C]	T2 [°C]	Ts [°C]	Tc [°C]	TR [°C]	Caudal [Kg/min]	Ta [°C]	Velocidad del Viento [m/s]	Irradiancia Solar [W/m <sup>2</sup> ]
8:00	0	16,99	30,02	30,18	27,94	33,90	0,000	29,55	8	430
8:10	10	17,80	29,68	29,82	33,63	31,15	0,000	29,12	8	433
8:20	20	18,68	31,50	31,67	34,82	29,27	0,120	28,30	8	453
8:30	30	18,37	29,94	30,09	39,44	29,02	0,600	29,74	8	500
8:40	40	20,30	32,80	32,99	49,82	29,09	2,700	28,24	8	578
8:50	50	21,30	31,41	30,58	62,38	29,65	3,720	29,43	8	556
9:00	60	23,24	31,24	31,41	70,76	30,96	3,900	28,87	6	634
9:10	70	26,24	36,28	36,50	78,32	35,52	4,320	30,12	7	654
9:20	80	27,18	33,93	34,13	73,01	39,34	4,500	30,74	7	660
9:30	90	28,68	35,93	36,15	68,44	41,21	4,860	30,87	7	678
9:40	100	41,80	67,73	68,29	63,01	45,15	4,920	33,74	7	765
9:50	110	40,49	49,14	49,50	54,51	36,84	4,980	26,49	8	734
10:00	120	38,99	46,96	47,30	47,69	35,59	5,100	26,80	8	754
10:10	130	39,93	48,53	48,88	54,63	36,40	5,100	27,37	8	734
10:20	140	41,18	52,87	53,27	55,07	35,59	5,100	27,43	8	783
10:30	150	40,80	53,22	53,62	50,19	38,52	5,160	24,99	8	780
10:40	160	41,55	54,87	55,29	47,38	37,90	4,980	26,49	9	823
10:50	170	40,30	54,00	54,41	41,44	36,27	4,920	26,99	9	845
11:00	180	41,24	55,30	55,73	48,32	38,15	4,860	27,12	7	803
11:10	190	45,30	63,21	63,72	67,01	39,21	5,040	29,30	7	814
11:20	200	48,80	67,38	67,94	75,82	42,15	5,100	27,62	6	868
11:30	210	50,93	67,99	68,55	60,07	47,02	5,160	27,80	8	889
11:40	220	49,87	67,73	68,29	50,01	47,21	5,100	26,87	9	890
11:50	230	48,18	65,38	65,92	44,69	47,71	5,040	30,43	8	904
12:00	240	47,43	64,43	64,95	45,82	49,27	4,980	28,24	9	912
12:10	250	46,99	63,82	64,34	40,32	43,46	5,160	26,93	7	934
12:20	260	46,37	63,21	63,72	43,26	46,21	5,220	27,12	8	905
12:30	270	46,05	62,77	63,28	42,01	45,40	5,100	27,93	6	901
12:40	280	45,93	62,60	63,11	43,76	47,21	5,100	28,30	7	884
12:50	290	45,93	62,69	63,19	44,57	48,02	5,220	28,55	7	865
13:00	300	43,99	59,21	59,68	40,26	41,77	5,460	26,62	7	875
13:10	310	44,74	60,95	61,44	42,69	37,96	5,520	27,99	8	890
13:20	320	45,62	62,60	63,11	48,51	38,09	5,400	31,12	9	854
13:30	330	46,80	63,99	64,51	50,19	37,59	5,340	31,24	7	832
13:40	340	47,55	65,29	65,83	47,88	35,40	5,220	27,80	8	856
13:50	350	47,80	65,29	65,83	49,57	35,21	5,220	28,62	7	864
14:00	360	47,74	64,95	65,48	42,26	33,34	5,220	25,87	8	806
<b>PROMEDIO</b>		<b>38,68</b>	<b>52,94</b>	<b>53,32</b>	<b>50,80</b>	<b>38,70</b>	<b>4,42</b>	<b>28,40</b>	<b>7,65</b>	<b>765,95</b>

**ANEXO 2**

**GRÁFICAS DE TEMPERATURAS DEL  
FLUIDO, AMBIENTE Y ELEMENTOS DEL  
CCP**

## Gráfico Ensayo # 1



### Gráfico Ensayo # 2

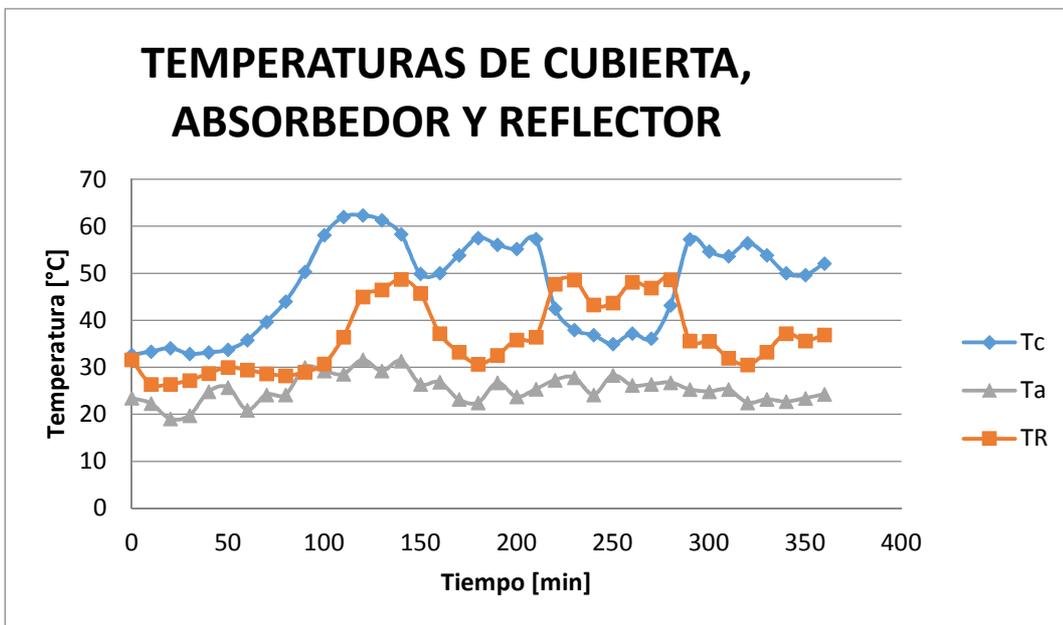
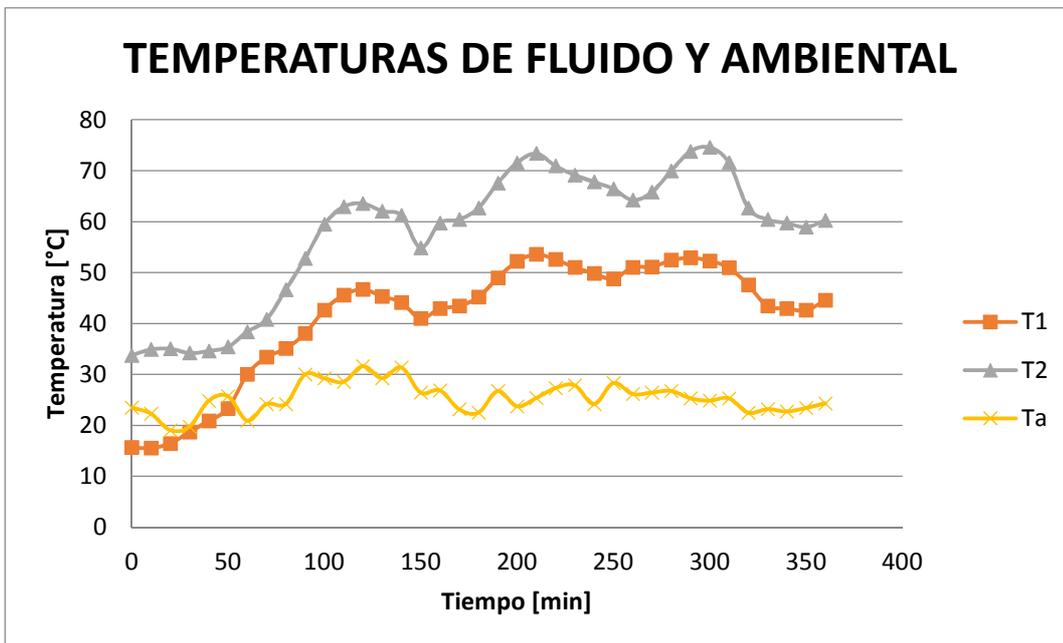
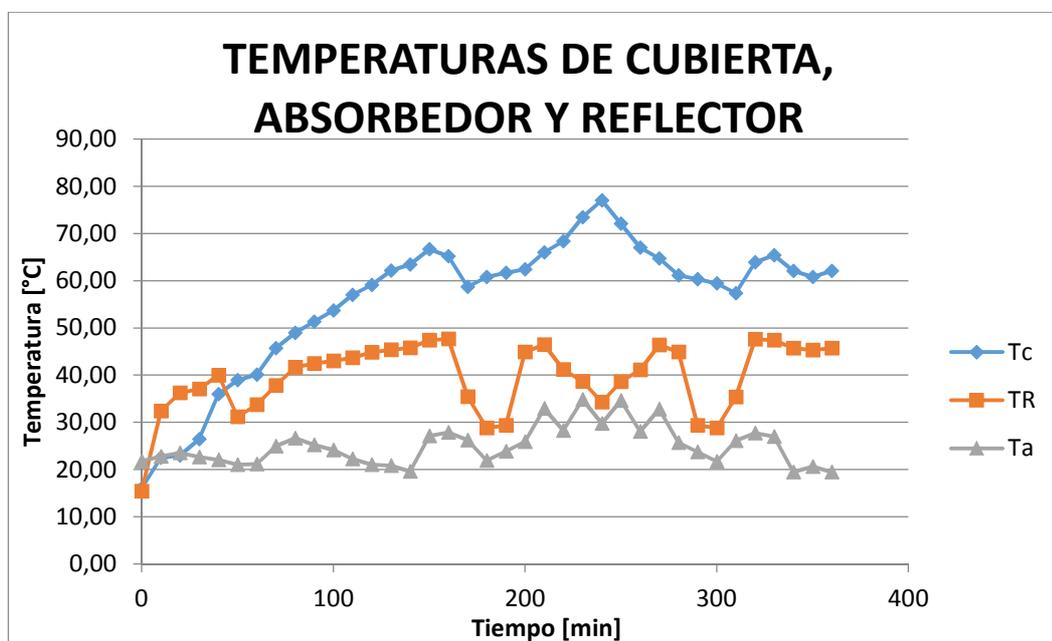
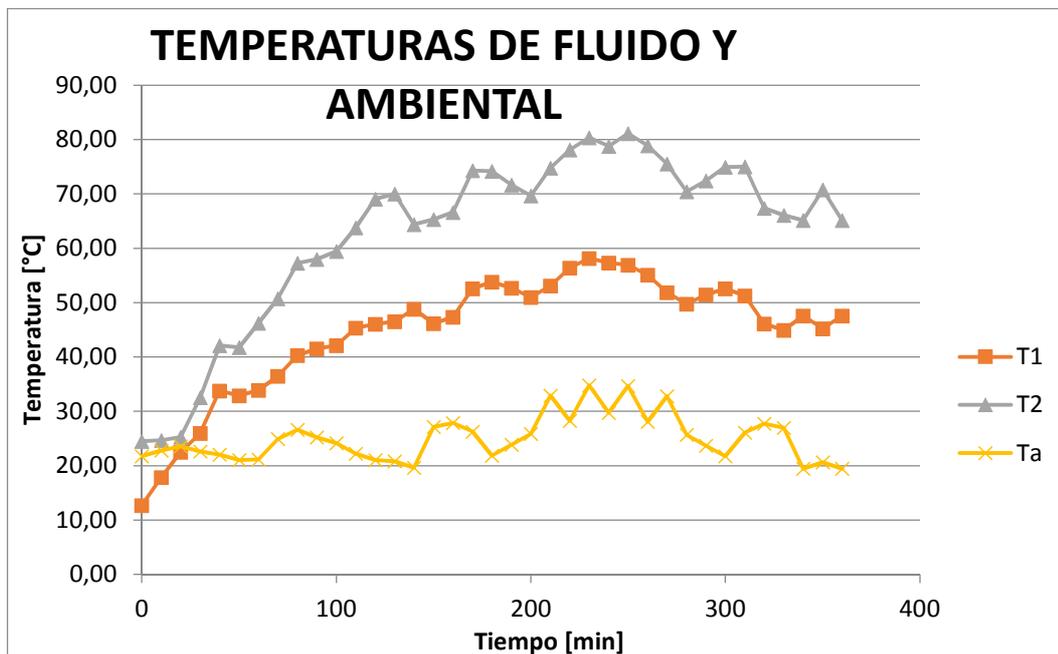


Gráfico Ensayo # 3



### Gráfico Ensayo # 4

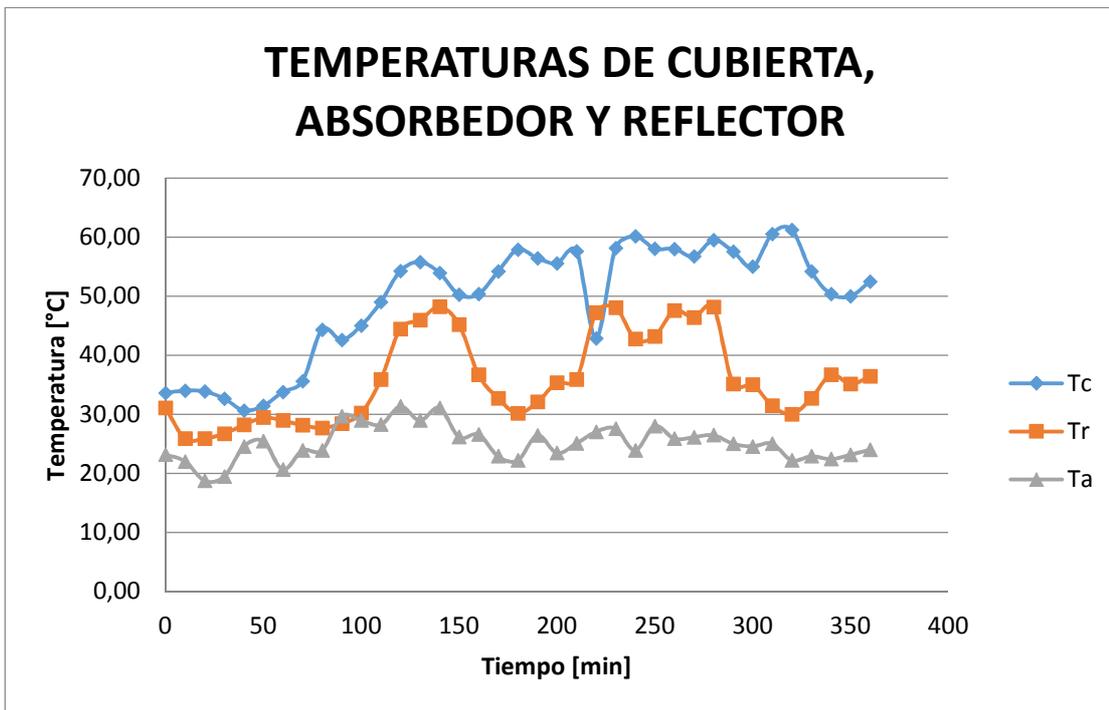
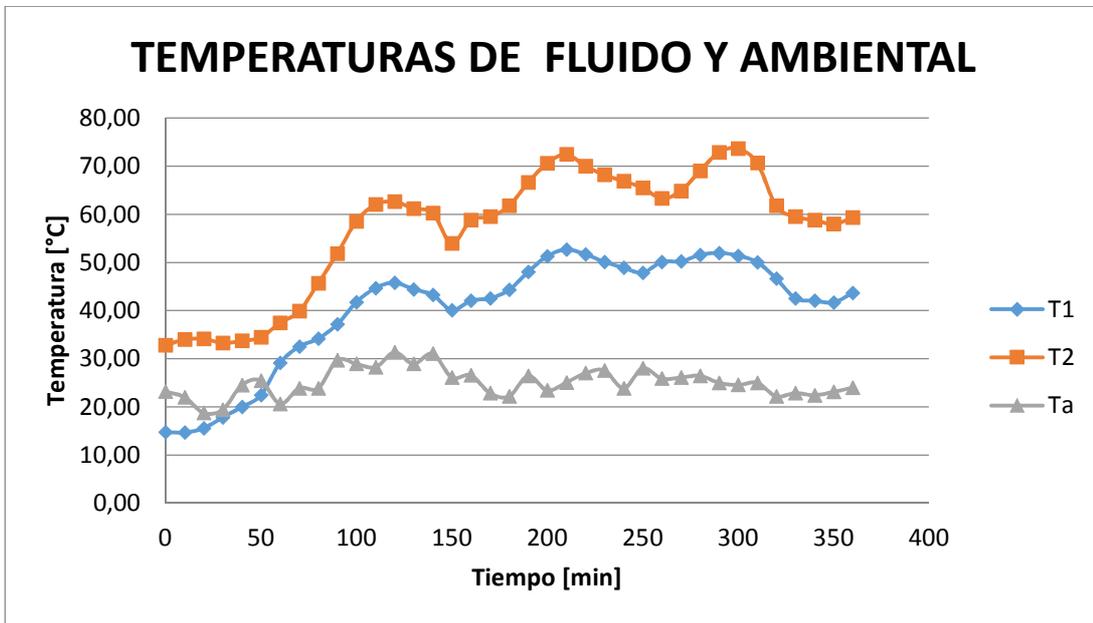


Gráfico Ensayo # 5

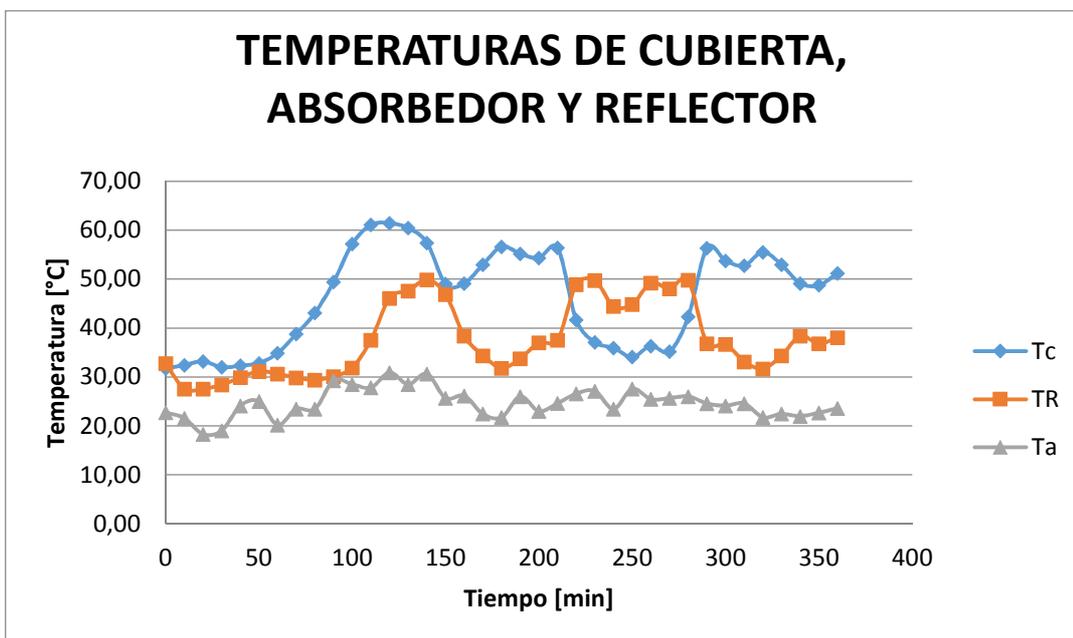
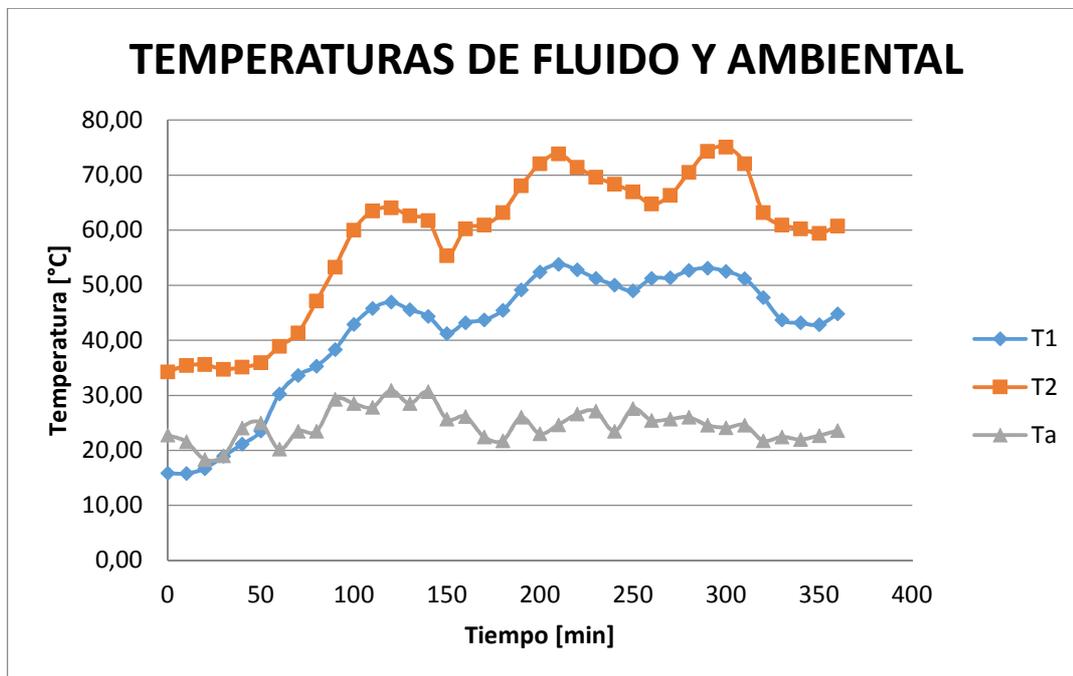


Gráfico Ensayo # 6

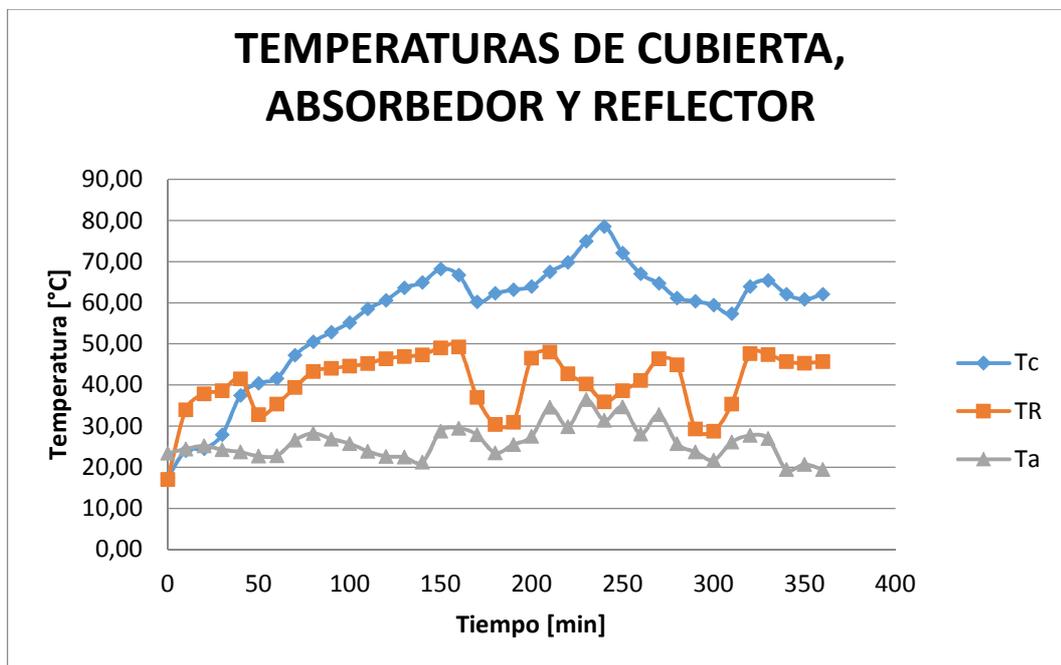
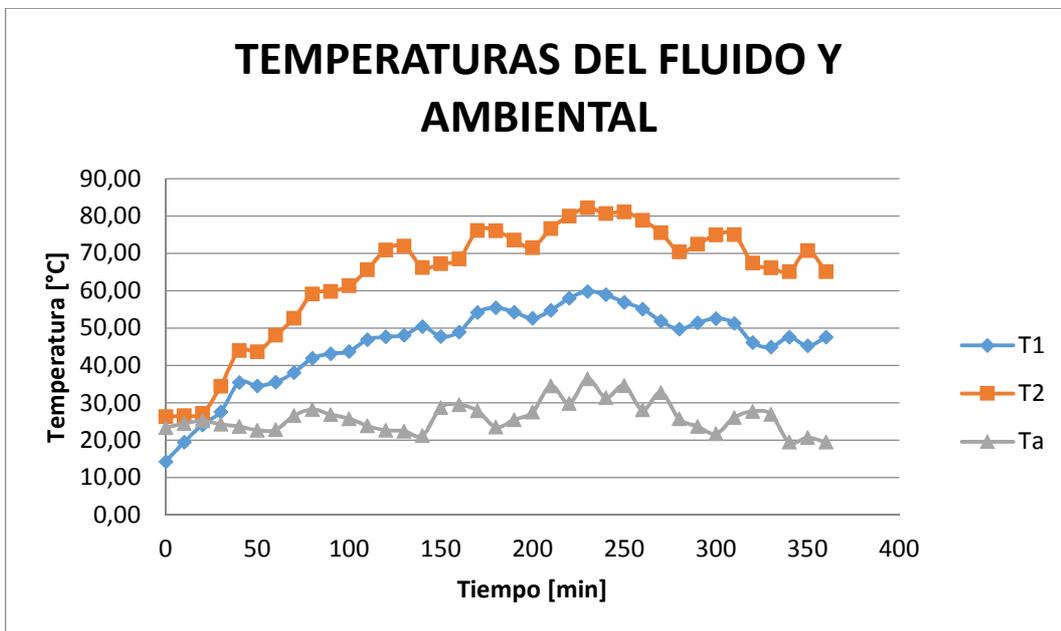


Gráfico Ensayo # 7

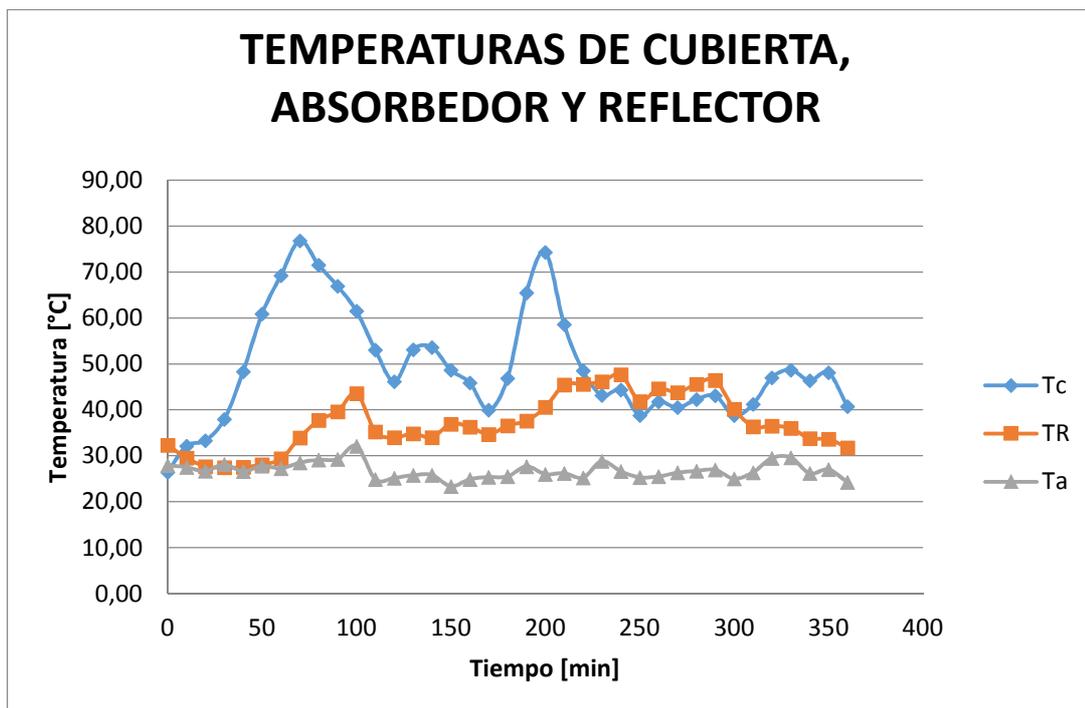
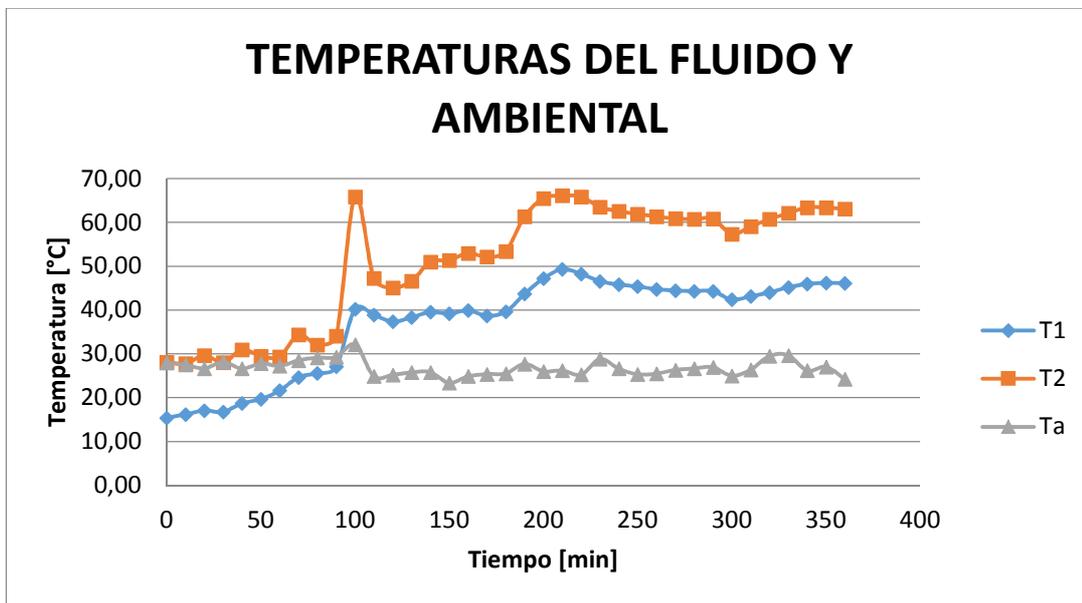
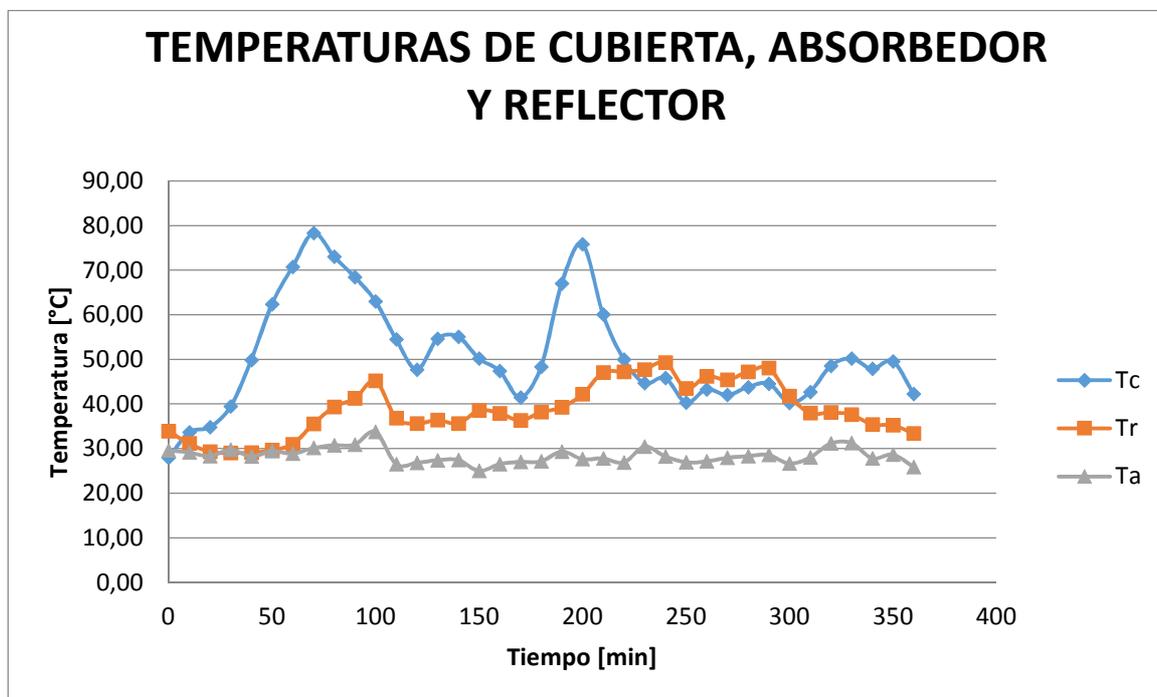
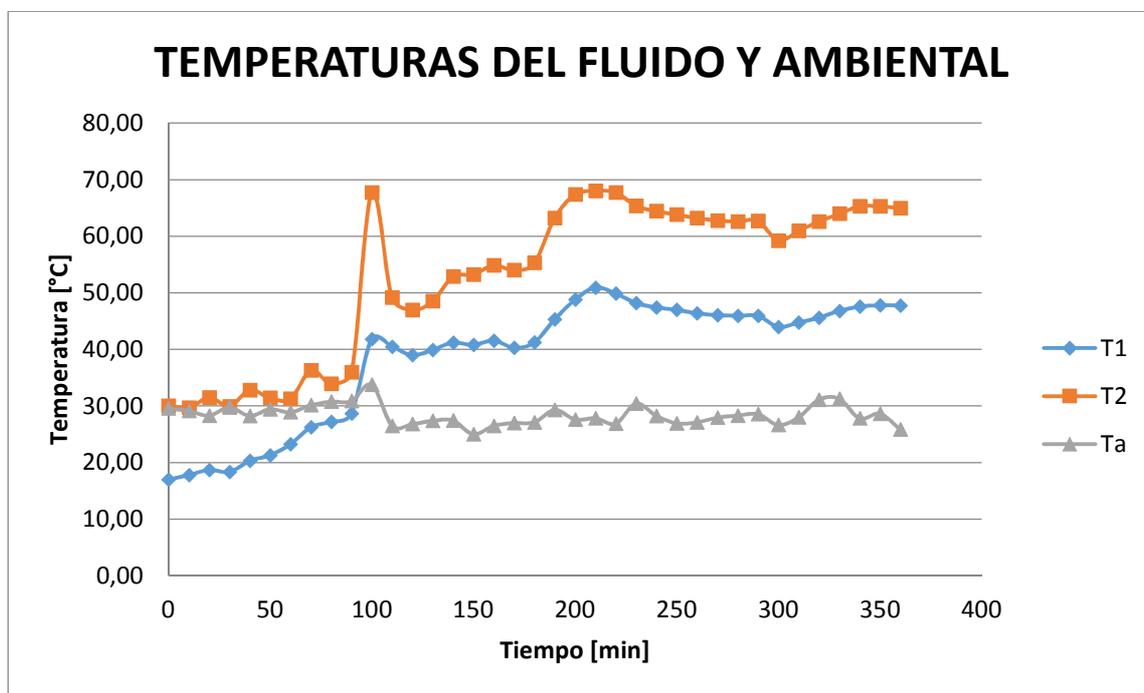


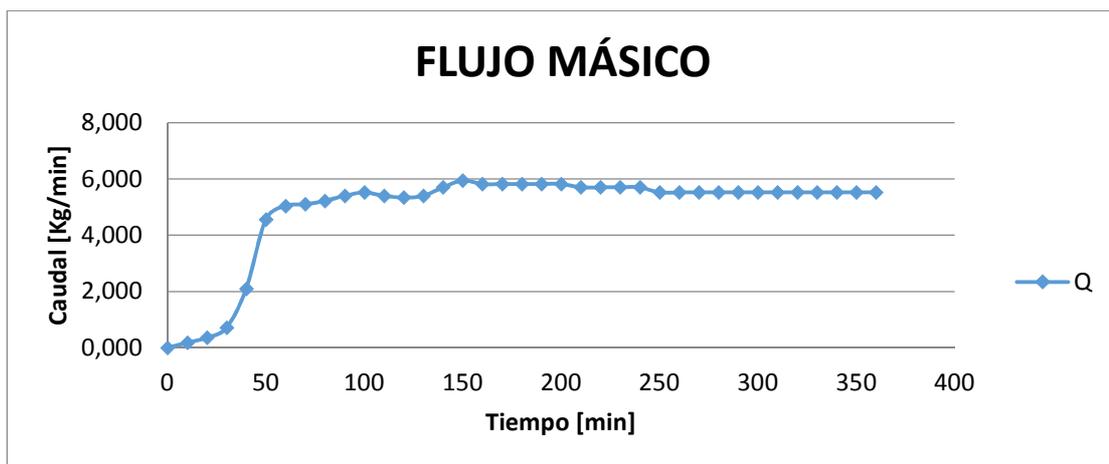
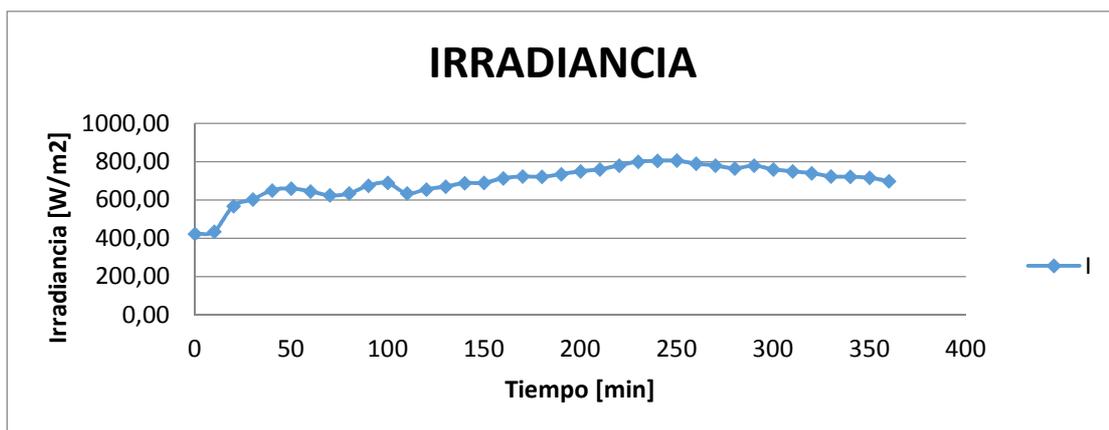
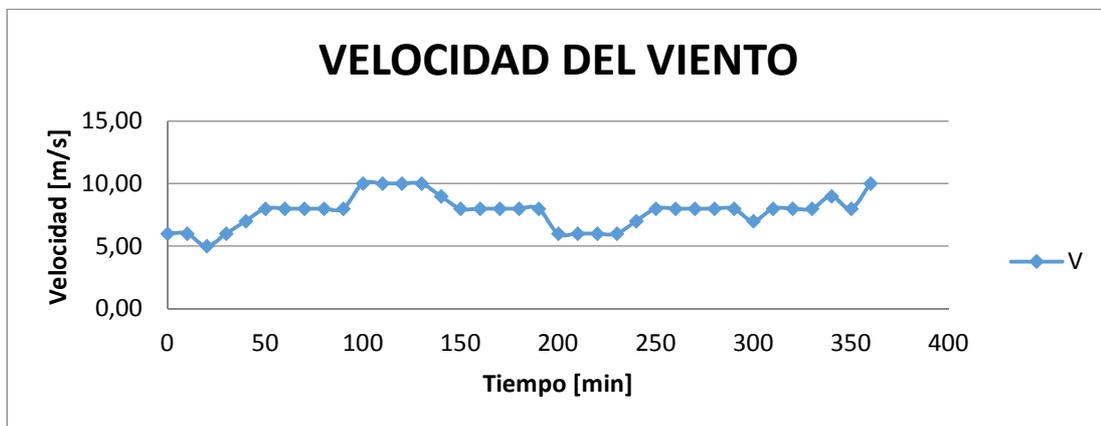
Gráfico Ensayo # 8



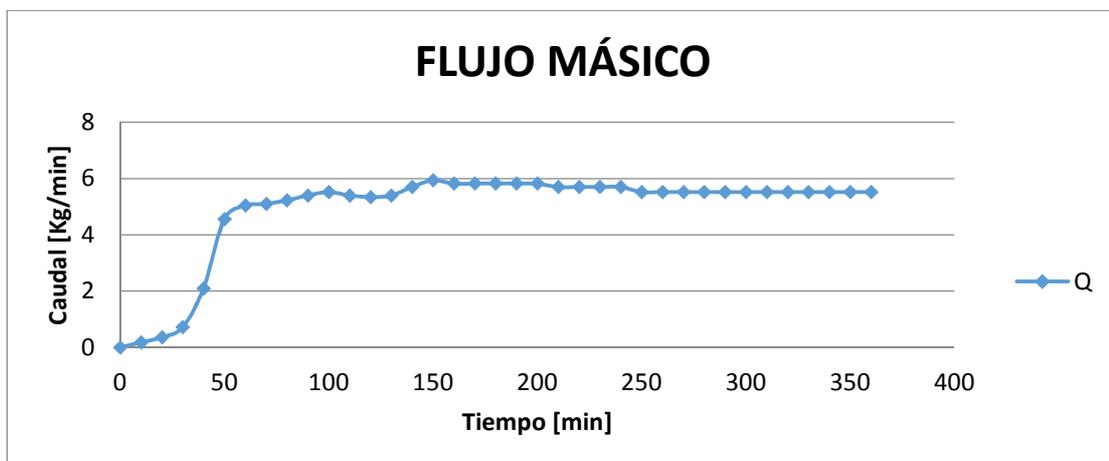
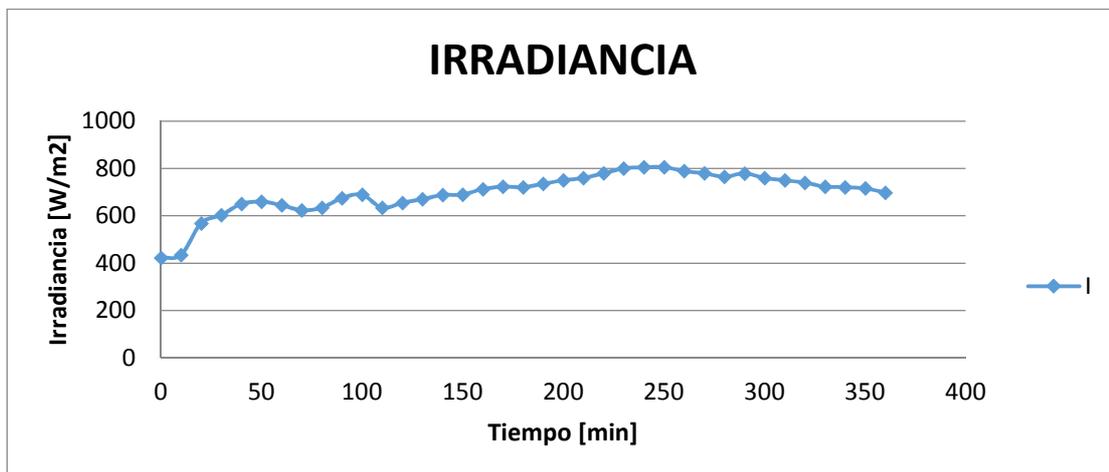
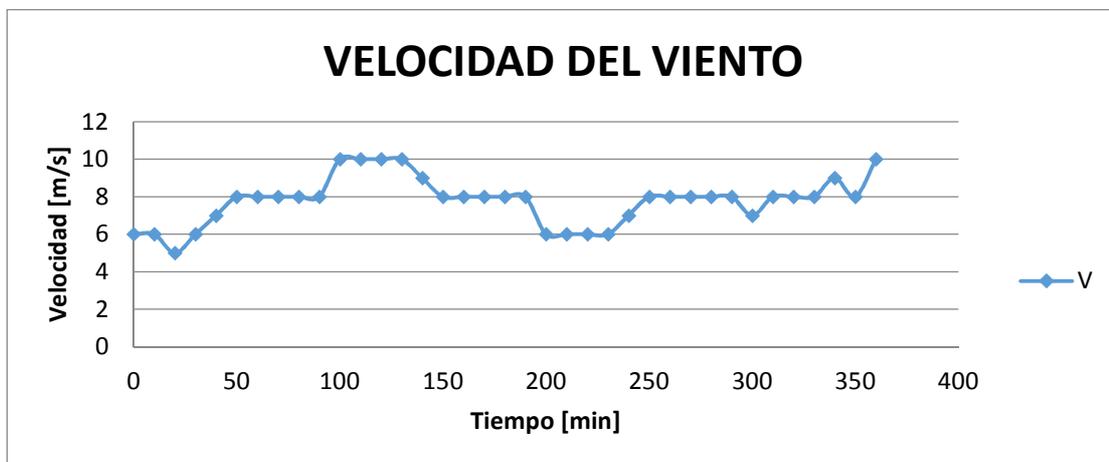
**ANEXO 3**

**GRÁFICAS DE TEMPERATURAS DE  
VELOCIDAD DEL VIENTO, IRRADIANCIA  
Y FLUJO MÁSSICO EN EL CCP**

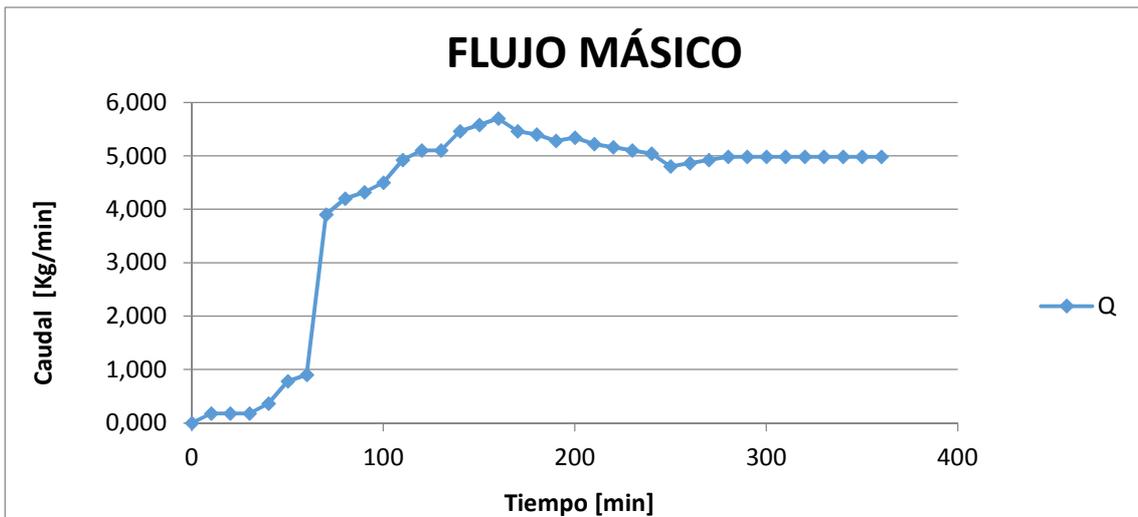
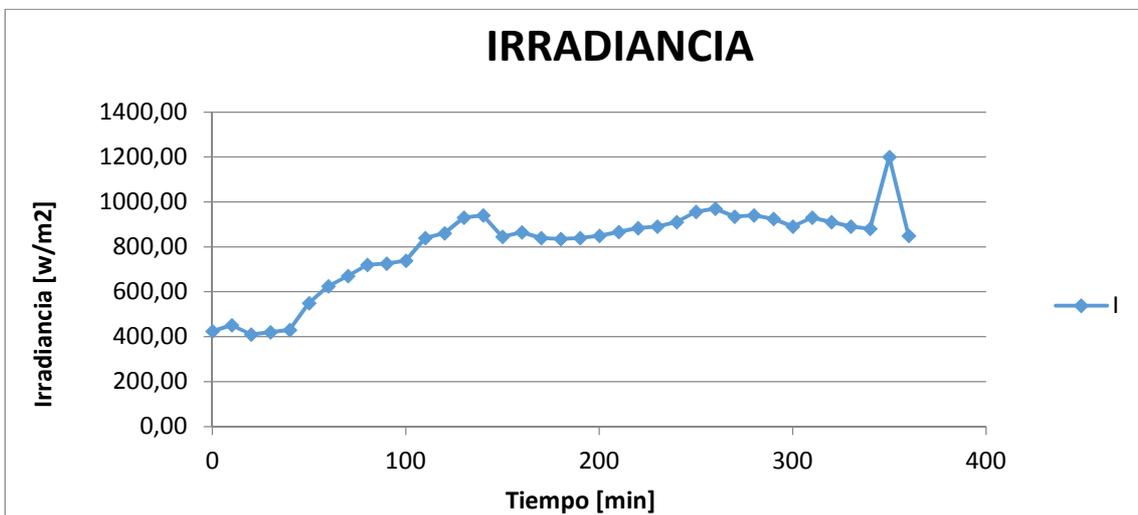
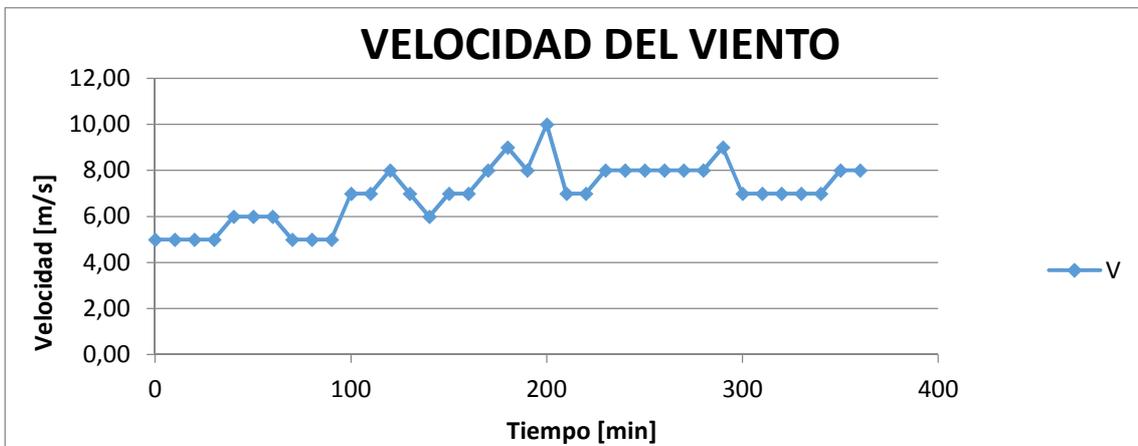
**ENSAYO # 1**  
**GRÁFICAS DE TEMPERATURAS DEL FLUIDO, AMBIENTE Y**  
**ELEMENTOS DEL CCP**



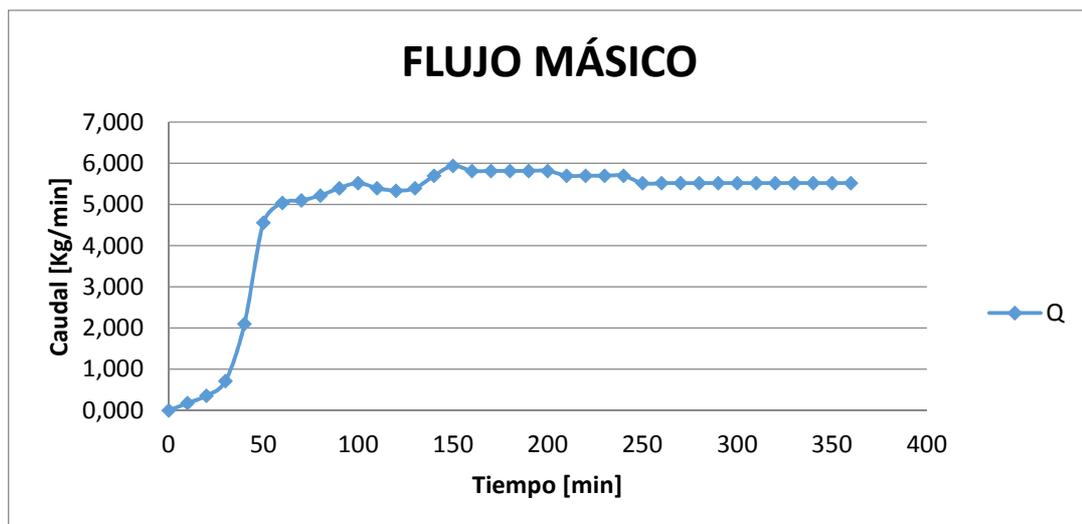
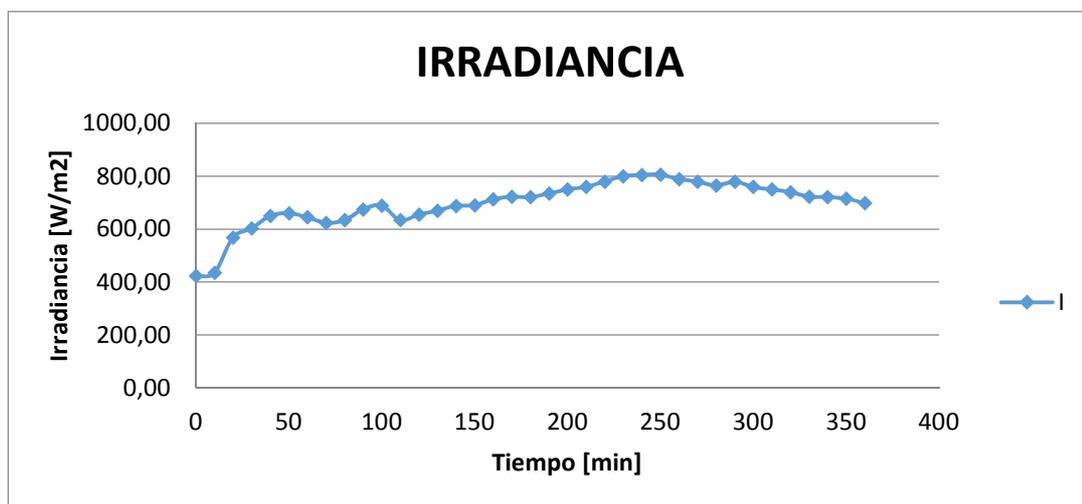
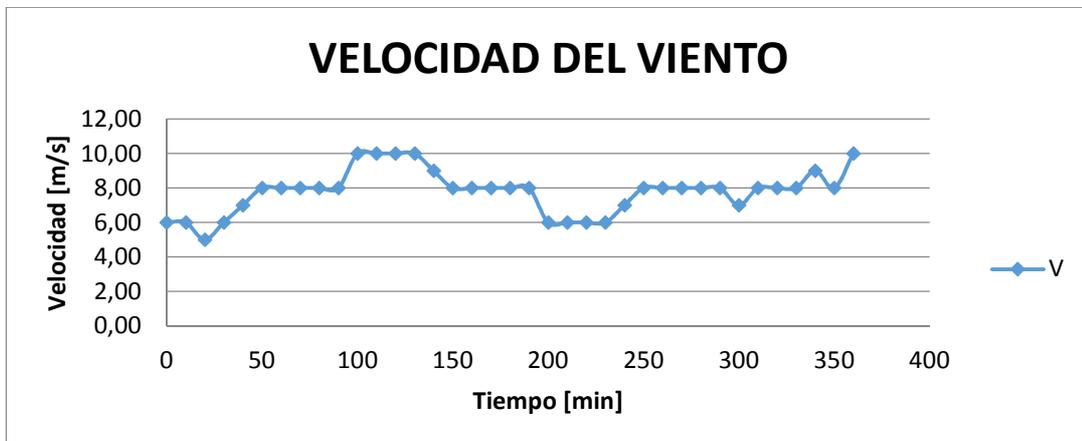
## ENSAYO # 2



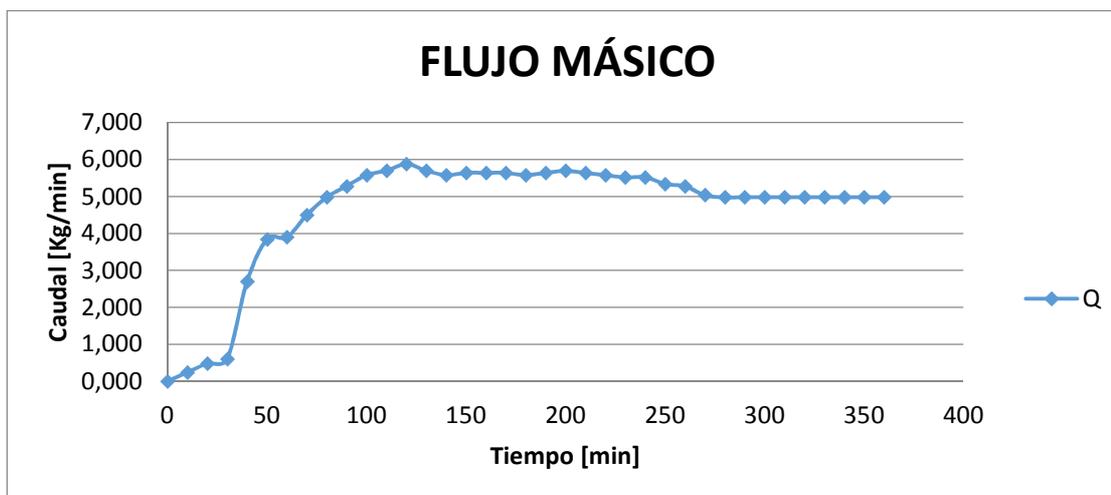
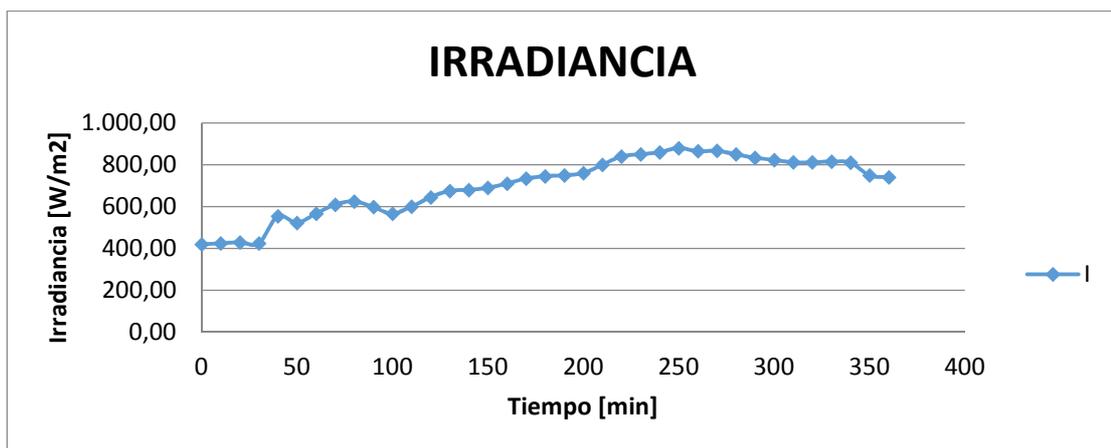
ENSAYO # 3



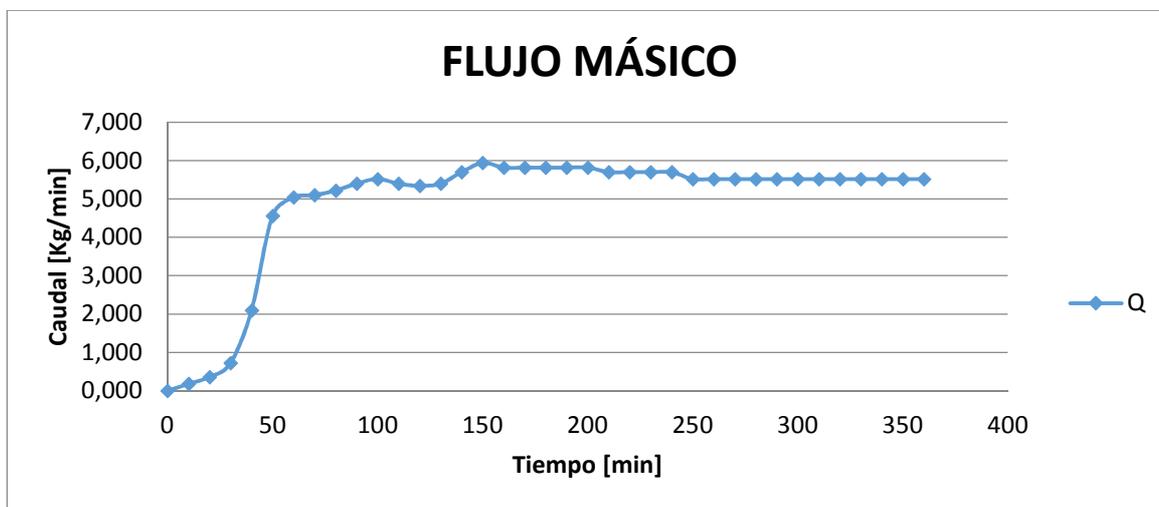
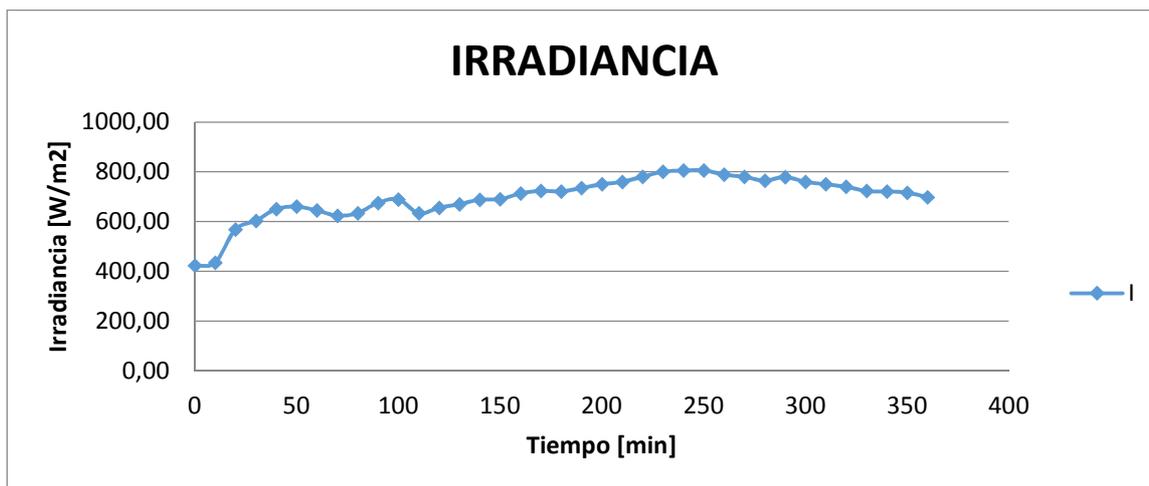
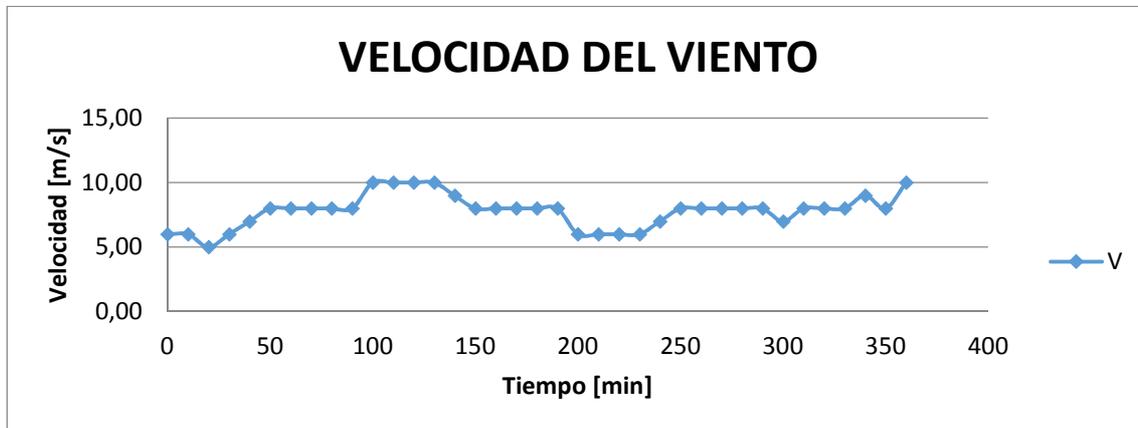
### ENSAYO # 4



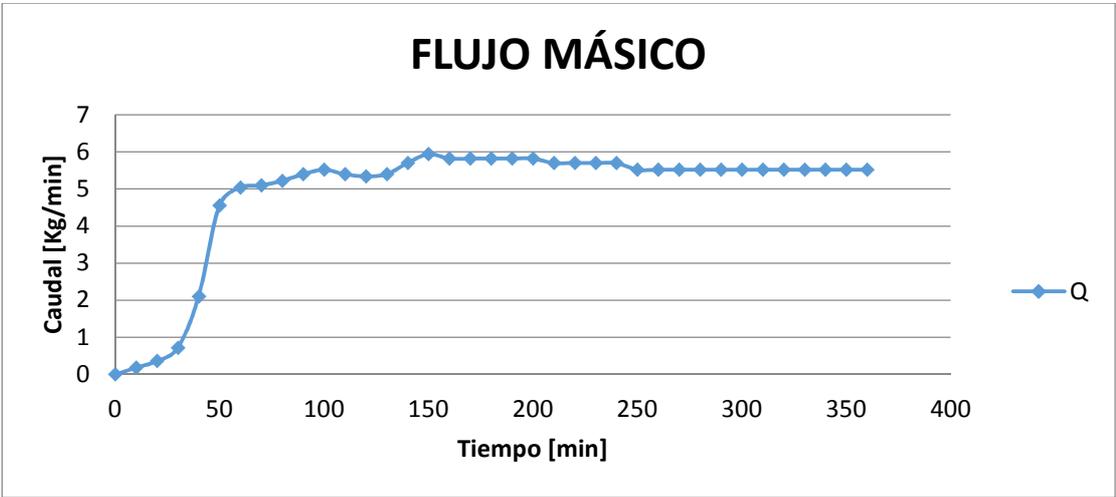
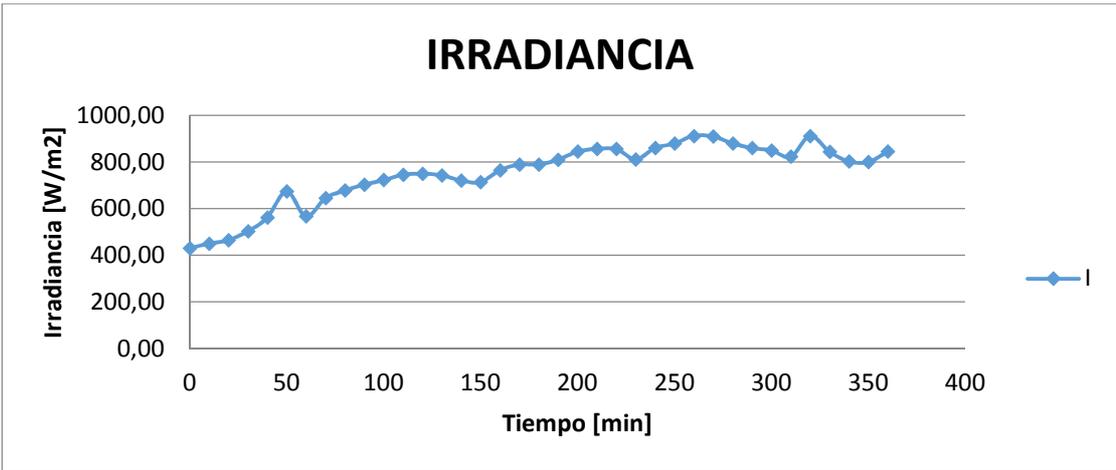
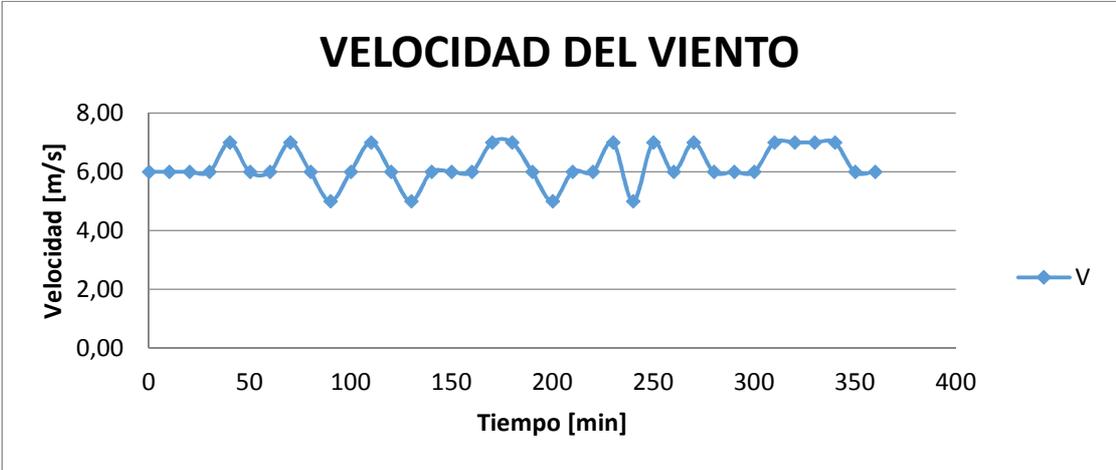
ENSAYO # 5



## ENSAYO # 6



ENSAYO # 7



ENSAYO # 8

