



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA- SOLAR FOTOTÉRMICA**

Evaluación teórica y experimental de la producción de energía de un banco de tubos evacuados aplicado a sistemas de refrigeración solar térmica.

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE;

MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:

FRANCISCO HERNÁNDEZ TAMAYO

TUTOR

DR. ROBERTO BEST Y BROWN
Instituto de Energías Renovables

MÉXICO, D. F. JULIO 2014



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Rivera Gómez Franco Wilfrido
Secretario: Dr. Best y Brown Roberto
Vocal: Dr. Romero Domínguez Rosenberg Javier
1^{er.} Suplente: Dr. García Valladares Octavio
2^{d o.} Suplente: Dr. Hernández Gutiérrez Jorge Isaac

Lugar donde se realizó la tesis: Instituto de Energías Renovables. (IER-UNAM)

TUTOR DE TESIS:

Dr. Roberto Best y Brown

FIRMA

DEDICATORIA

La presente Tesis, está dedicada a mis padres Silvia Tamayo Cervantes y Francisco Hernández Magdaleno, por todo el apoyo y motivación que me han brindado a lo largo de mi vida, y darles gracias por la mejor herencia que me dejaron que es mi carrera universitaria.

También está dedicada a mis hermanos Rogelio, Juan Ramón y Daniel, que siempre me han apoyado a lo largo de mi vida.

Gracias a mi Familia por estar conmigo en estos momentos tan importantes.

AGRADECIMIENTOS.

A Dios por la vida, por haber nacido en la familia donde nací y por permitirme realizar esta meta.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por la beca otorgada durante los dos años de la maestría.

Agradezco la beca otorgada del Proyecto PAPIIT IT100914, durante estos últimos meses, para la culminación de la escritura de tesis.

Agradezco a mis padres por el apoyo otorgado durante la realización de esta tesis.

Agradezco al Dr. Roberto Best y Brown por aceptarme y dejarme pertenecer a su grupo de trabajo. También por el apoyo y asesoría en el desarrollo de este trabajo de tesis, por los comentarios para mejorar esta tesis

Agradezco al Dr. Jorge Hernández, por el apoyo en el desarrollo de este trabajo de tesis. Especialmente por motivarme siempre para continuar adelante.

Agradezco a Dr. Wilfrido Rivera, Dr. Octavio García, Dr. Rosenberg Romero, Dr. Jorge Hernández y al Dr. Roberto Best, revisores de esta tesis por los comentarios para mejorar esta tesis.

Agradezco al taller por el apoyo otorgado en el armado del equipo y realización de trabajos de manufactura.

Agradezco al grupo de trabajo de la coordinación de refrigeración y bombas de calor (Dr. Victor G., Iris Santos, Sergio L., Emanuel, Roy S., Alex, Luis D., Camilo, Pedro) por todo el apoyo otorgado durante la realización de esta tesis.

Y a todas aquellas personas que han hecho posible este trabajo de tesis.

Contenido

Resumen.....	i
Capítulo 1 Introducción	
1.1 Antecedentes	1
1.2 Antecedentes del SCSA en el IER-UNAM	10
1.3 Justificación	11
1.4 Objetivo general	12
1.5 Objetivos específicos	12
1.6 Metas	12
Capítulo 2 Características de los componentes del SCSA	
2.1 Componentes principales del SCSA	13
2.2 Banco de colectores de tubos evacuados (BCTE)	13
2.3 Tanque de Expansión	16
2.4 Bombas de Suministro	18
2.4.1 Bombas de Engranés	18
2.4.1 Bombas Centrifuga	19
2.5 Tanque de almacenamiento	20
2.6 Válvulas de tres vías	21
2.7 Sistema de Calentamiento auxiliar	21
2.8 Sistema de refrigeración a sorción.....	23
2.8.1 Sistema de adsorción	24
2.8.1 Sistema de absorción	24
2.9 Disipador de Calor	27
Capítulo 3 Instrumentación del SCSA	
3.1 Instrumentos de medición de temperatura.....	29
3.1.1 Medidor de temperatura de Caratula	29
3.1.2 Sensor de temperatura RTD (PT-1000)	30
3.2 Instrumentos de medición de presión.....	31
3.2.1 Manómetros	31

3.2.2 Transductores de Presión	32
3.3 Sensor de Flujo Volumétrico	33
3.4 Piranómetro	35
3.5 Válvula eliminadora de aire	36
3.6 Válvula de seguridad	36
3.7 Sistema de Adquisición de datos	37
Capítulo 4 Operación del SCSA	
4.1 Funcionamiento del SCSA.....	42
4.2 Condiciones de operación	45
4.3 Llenado del SCSA	45
4.4 Arranque del sistema	46
4.5 Paro de Emergencia	47
Capítulo 5 Metodología	
5.1 Estructura de los datos experimentales.....	49
5.2 Calculo de la eficiencia y calor útil teórico en el SCSA	49
5.3 Calculo de la eficiencia y calor útil medido en el SCSA	51
5.4 Factores de Corrección para la curva de eficiencia teórica	51
5.4.1 Corrección de Flujo	53
5.4.2 Corrección de número de colectores en serie	54
5.4.3 Corrección del Angulo Modificador	54
5.5 Propagación de errores	57
5.6 Análisis del sistema de refrigeración solar	58
5.7 Consideraciones	59
Capítulo 6 Pruebas Experimentales del SCSA	
6.1 Pruebas Experimentales a diferentes flujos de trabajo	60
6.1.1 Flujo Máximo de Operación	60
6.1.2 Flujo Nominal de Operación	65
6.1.3 Flujo Mínimo de Operación	69
6.2 Comparación de las pruebas a diferentes flujos de trabajo	75
6.3 Comparación de pruebas experimentales con y sin aislamiento térmico	77
6.3.1 Perdidas en la Tubería	77

6.3.2 Tanque de almacenamiento.....	79
6.4 Pruebas Experimentales suministrando una carga térmica	80
6.4.1 Experimento 1	80
6.4.1 Experimento 2	83
Conclusiones	87
Trabajo Futuro	88
Apéndice A	
Calibración de los sensores de temperatura (PT-1000)	89
Apéndice B	
Calibración de los transductores de presión	92
Apéndice C	
Calibración de los Medidores de Flujo.....	95
Apéndice D	
Pruebas Experimentales	99
Bibliografía	109

RESUMEN

Este trabajo presenta el estudio de la energía térmica generada mediante un Sistema de Calentamiento Solar de Agua (SCSA), conformado por un Banco de Colectores de Tubos Evacuados (BCTE) con 30m² de área de apertura correspondientes a 18 módulos divididos en 3 secciones en paralelo de 6 módulos cada una, un tanque vertical de almacenamiento con capacidad de 700 litros, un divisor de flujo, un concentrador de flujo, un calentador auxiliar, un tanque de expansión y bombas de flujo. El SCSA tiene como función principal, suministrar la demanda de energía térmica, agua caliente, a sistemas de refrigeración solar por absorción, desarrollados en el departamento de Sistemas Energéticos, Coordinación de refrigeración y Bombas de Calor.

Se mencionan algunas tecnologías de colección de energía solar, así como sus aplicaciones en la industria. También se menciona los antecedentes del proyecto en el Instituto de Energías Renovables de la Universidad Autónoma de México (IER-UNAM), asimismo se presenta una revisión bibliográfica de los trabajos realizados en los últimos años.

Se presentan las primeras pruebas del SCSA, así como las características de cada uno de los componentes del sistema, también se describe el funcionamiento del sistema.

El estudio contempló la caracterización del comportamiento del SCSA, el cual consistió en el análisis energético a diferentes flujos de trabajo, así como ver el comportamiento de cada componente del sistema, asimismo con esta información se caracterizó el comportamiento del sistema. Una vez conocido el comportamiento se realizaron algunas pruebas preliminares proporcionando el calor necesario para operar un sistema de refrigeración solar por absorción.

Capítulo 1 Introducción

En este capítulo se describen algunas tecnologías de colección de energía solar, así como sus aplicaciones en la industria. También se mencionan los antecedentes del proyecto en el Instituto de Energías Renovables de la Universidad Autónoma de México (IER-UNAM), la evolución que ha tenido a lo largo de su existencia, asimismo se realiza una revisión bibliográfica de los trabajos realizados en los últimos años. Finalmente se presenta la justificación, el objetivo particular y las metas a lograr en este trabajo.

1.1 Antecedentes

Hoy en día el ahorro de energía es muy importante por el agotamiento de los recursos naturales, no solo en México sino a nivel mundial, esto ha llevado a buscar nuevas fuentes de energía renovables limpias y sustentables, tales como la energía solar, eólica, mareomotriz, entre otras y optimizar las fuentes de energía tradicionales para tener un aprovechamiento mayor de las mismas. También otra forma de aprovechar la energía es haciendo los equipos más eficientes para que tengan un mejor desempeño en su funcionamiento y obtener resultados con menor consumo de energía, otro punto que se intenta alcanzar es que los equipos convencionales operen con energía renovable.

En esta tesis se aborda la producción de energía térmica a través de la colección de energía solar, a continuación se mencionan diferentes tecnologías disponibles para el aprovechamiento de la energía solar.

En primer lugar los colectores solares se utilizan para el aprovechamiento de la energía solar, absorbiéndola directamente por medio de líquidos con alta capacidad calórica cuyo ejemplo principal y más común es el agua. Este tipo de aprovechamiento de la energía solar se denomina energía solar térmica, y los dispositivos se denominan colectores solares, estos se pueden clasificar en dos tipos: los estacionarios y los de concentración (movimiento de un eje y dos ejes). Los estacionarios tienen la misma área de captación y de recepción, una de sus ventajas es su simplicidad ya que no requieren de movimiento para el seguimiento del sol. En los colectores de concentración el área de captación es mayor que la de recepción, debido a que la superficie captadora enfoca los rayos del sol a una superficie receptora de menor área que la de captación, esto para aumentar el flujo de radiación. Estos requieren de un sistema de seguimiento solar para concentrar los rayos solares al receptor. **(Kalogirou, 2004)**

Resumiendo, los colectores de energía solar son básicamente diferenciados por ser estacionarios o con movimiento de seguimiento del sol en un solo eje y dos ejes, en la tabla 1.1 se puede apreciar los tipos de colectores solares así como su rango de temperatura.

Tabla 1.1 Tipos de colectores solares (Soteris A. Kalogirou, 2009. Pág. 122)

	Tipo de colector	Tipo de Absorbedor	Radio de concentración	Rango de Temperatura (°C)
Estacionario	Colector de placa plana (FPC)	Placa	1	30-80
	Colector de tubos (ETC)	Placa	1	50-200
	Colector Parabólico Compuesto (CPC)	Tubular	1-5	60-240
Seguimiento de un eje	Reflector Fresnel (LFR)	Tubular	5-15	60-300
	Colector de canal cilíndrico (CTC)	Tubular	10-40	60-250
	Colector de canal Parabólico (PTC)	Tubular	15-50	60-300
Seguimiento de dos ejes	Plato reflector Parabólico (PRD)	Punto	10-85	60-400
	Campo de Heliostatos con colector(HFC)	Punto	600-2000	100-1500
			300-1500	150-2000

NOTA: El radio de concentración es definido por el área de apertura dividida por la área de absorción del colector

A continuación se describirán con más detalle los colectores solares estacionarios, ya que son de interés en este trabajo de tesis. Estos colectores están fijos de manera permanente en su posición y no hacen un seguimiento del sol. Hay tres tipos principales de colectores que entran en esta categoría:

- Colectores de placa plana
- Colectores parabólicos compuestos estacionarios
- Colectores de tubos evacuados

Un típico **colector de placa plana**, FPC por sus siglas en inglés, se muestra en la figura 1.1, el cual se compone de una caja metálica con aislamiento con una cubierta de vidrio o de plástico, una placa absorbidora, conductos por los cuales se transporta el fluido y un cabezal de distribución y concentración del fluido.



Figura 1.1 Composición del colector de placa plana [1]

El funcionamiento del FPC, comienza con la radiación solar que es absorbida por la placa que está construida de un material que transfiere rápidamente el calor a un fluido que circula a través de tubos en el colector. Cuando la radiación solar pasa a través de una cubierta transparente e incide sobre el absorbedor de alta capacidad de absorción, una gran parte de esta energía es absorbida por la placa y se transfiere al medio de transporte en los tubos de fluido, para ser llevado al tanque de almacenamiento o a una aplicación. La parte inferior de la placa de absorción y los dos lados están bien aislados para reducir las pérdidas de conducción, esta aislación es por lo general de espuma de poliuretano, lana mineral, fibra de lana de vidrio, etc. Los tubos por donde circula el fluido se pueden soldar a la placa absorbente o pueden ser una parte integral de la placa. Los tubos están conectados en ambos extremos por tubos colectores de mayor diámetro, también conocido este como cabezal.

Este tipo de colectores, calientan el fluido que circula a una temperatura considerablemente inferior a la del punto de ebullición del agua y son los más adecuados para aplicaciones donde la demanda de temperatura es de 30-80 °C. Son los más utilizados para calentar agua en sistemas domésticos y comerciales y en piscinas cubiertas. Estos colectores han demostrado poseer una muy buena relación precio/calidad y tienen una amplia gama de posibilidades para su montaje (en el techo, como parte del techo, o solos).

Los **colectores parabólicos compuestos** (CPC) estacionarios, son concentradores sin imagen ya que al tener la capacidad de reflejar al absorbedor toda la radiación incidente dentro de amplios límites, este no tiene una forma definida en el foco del receptor. Su potencial como colectores de energía solar se señaló por **Winston en 1974**. La necesidad de mover el concentrador para acomodar la orientación solar cambiante se puede reducir mediante el uso de concentradores parabólicos compuestos que pueden captar la radiación entrante a través de una amplia gama de ángulos, y estos a su vez, mediante el uso de múltiples reflexiones internas, lo enfocan a la superficie de absorción como se aprecia en la figura 1.2, la superficie absorbidora puede tomar una variedad de configuraciones, las cuales pueden ser plana, bifacial, cuña, o cilíndrica.

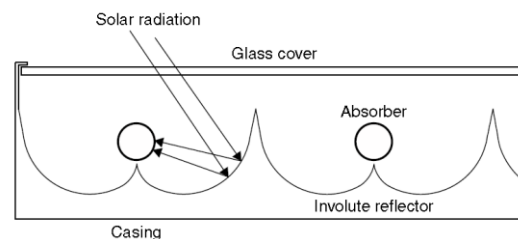


Figura 1.2 Panel CPC con absorbedores cilíndricos (Soteris A. Kalogirou, 2009. Pág. 131)

Los CPC tienen un espacio entre el receptor y el reflector para evitar que el reflector actúe como un conductor de calor, estos pueden ser fabricados ya sea como una unidad con apertura y un receptor o en forma de un panel. Cuando se construye como un panel, el colector se parece a un colector de placa plana, y su funcionamiento es similar, a diferencia de que estos poseen un sistema de concentración de radiación, para obtener temperaturas de 60 a 240°C con un mayor rendimiento. Por último se tiene a los **colectores de tubos evacuados**, de los cuales existen dos tipos, según sea el método empleado para el intercambio de calor entre la placa absorbedora y el fluido:

- Con tubo de calor (heat pipe)
- De flujo directo.
- También existe los de todo vidrio, pero no se mencionan en este trabajo ya que no resisten altas presiones que es un requisito para un sistema presurizado.

El colector de **tubos evacuados tipo heat pipe**, están conformados por dos tubos concéntricos entre los cuales se ha aspirado el aire produciéndose un vacío, en uno de los extremos ambos tubos se unen sellándose el vacío. Dentro de ambos tubos se sitúan los distintos tipos de absorbedores, como se aprecia en la figura 1.3. El vacío reduce la convección y pérdidas de conducción, por lo que los colectores pueden operar a temperaturas más altas que los colectores de placa plana. Al igual que los colectores de placa plana, recolectan tanto radiación directa como difusa, sin embargo su eficacia es mayor en ángulos de incidencia bajos, este efecto tiende a dar a los colectores de tubos de vacío una ventaja sobre los colectores de placa plana en términos de rendimiento a lo largo del día.

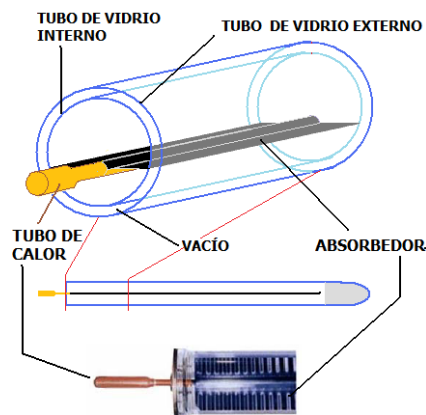


Figura 1.3 Estructura de los Tubos Evacuados Heat-Pipe[2]

Estos colectores cuentan con un tubo de calor, un conductor térmico muy eficiente, colocado dentro de un tubo al vacío como se muestra en la figura 1.3. El tubo de calor, que es un tubo de cobre sellado el cual se une a una aleta de cobre que llena el tubo (placa de absorción), este sobresale de la parte superior de cada tubo como una punta de metal unida al tubo (condensador). El tubo de calor contiene una pequeña cantidad de líquido por ejemplo, metanol, que se somete a un ciclo de evaporación - condensación. En la figura 1.4 se muestra el funcionamiento de un tubo al vacío heat pipe. La radiación solar incide en el absorbedor que se calienta y el calor se transmite al tubo. 2) el calor recibido provoca que el fluido en el interior del tubo se evapore y ascienda por tanto se tiene energía de calor latente 3) El fluido evaporado cede su calor latente al fluido más frío que circula por el exterior de la cabeza del tubo y al hacerlo se condensa 4) El fluido de nuevo en estado líquido cae por gravedad al fondo del tubo para reiniciar el proceso.

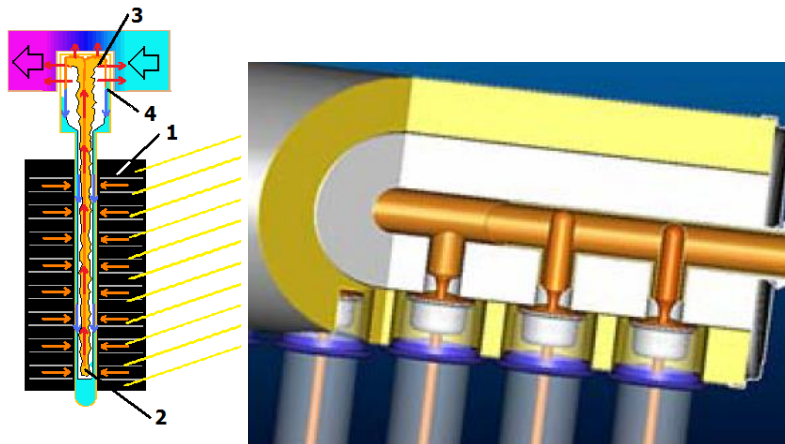


Figura 1.4 Funcionamiento y colocación de tubos evacuados Heat-Pipe (Cora et al. 2007)

Los **colectores de tubos evacuados de flujo directo**, se emplean tanto para colectores exentos como para calentadores solares compactos con depósito integrado. En los colectores de tubo de vacío de flujo directo, se coloca en el interior del tubo evacuado, una aleta de material absorbente, conectada a un tubo coaxial de metal normalmente cobre. El absorbedor es recorrido en su superficie por un tubo con flujo directo en el que circula un fluido que eleva su temperatura en contacto con él, tal como se puede apreciar en la figura 1.5.

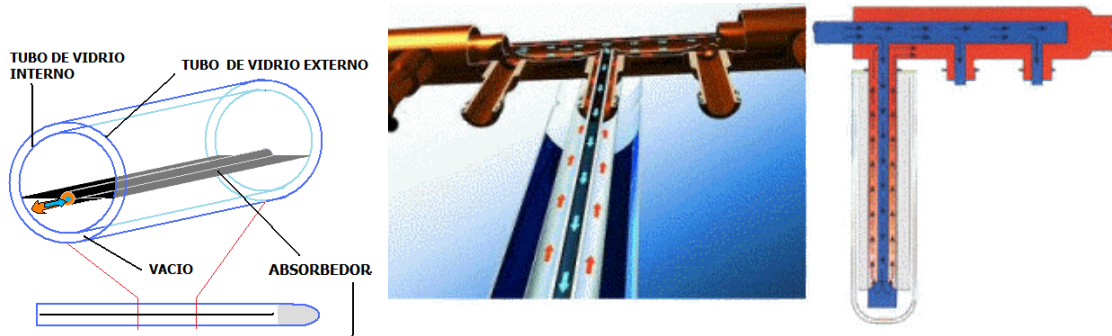
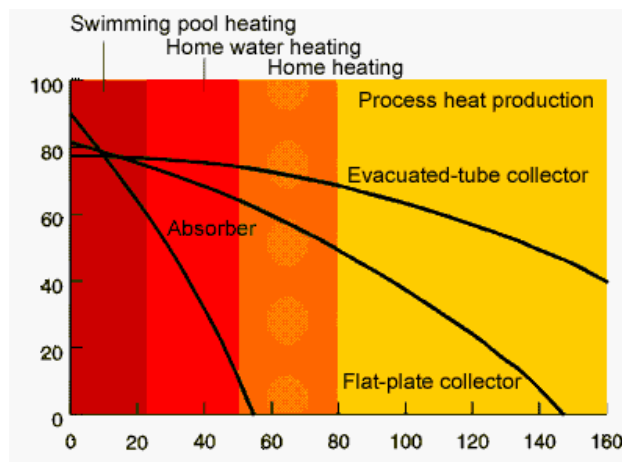


Figura 1.5 Funcionamiento y colocación de tubos evacuados con flujo directo

EL funcionamiento de estos es el siguiente, el tubo evacuado está conectado a un cabezal coaxial el cual se encarga de distribuir y recolectar el fluido calo-transportador, por el tubo interior se manda el fluido a calentar y el cual retorna por la cavidad exterior llevándolo al cabezal exterior tal como se muestra en la figura 1.5 y a su vez es mandado al tanque de almacenamiento o al proceso. Estos tienen la ventaja de poder adoptar una posición tanto horizontal como vertical sin disminuir su rendimiento ya que el tubo puede rotar sobre su eje inclinándose el absorbedor de la manera más adecuada.

Gracias a las propiedades aislantes del vacío, las pérdidas de calor son reducidas y pueden alcanzarse temperaturas en el rango de 50 °C a 200 °C. De esta manera, que este tipo de colectores resultan particularmente apropiados para aplicaciones de alta temperatura. En este trabajo se utilizaron colectores de tubos evacuados a flujo directo, de los que más adelante se mencionaran sus características.

A continuación se presenta en la gráfica 1.1, la comparación de las eficiencias de los diferentes colectores solares estacionarios y cuál podría ser la aplicación.



Gráfica 1.1 Eficiencias de los colectores estacionarios y posibles aplicaciones (Cora et al. 2007)

La eficiencia de un colector solar se define como el cociente de la energía térmica útil frente a la energía solar total recibida. Además de las pérdidas térmicas existen las pérdidas ópticas. El factor de conversión u eficiencia óptica indica que porcentaje de los rayos solares que penetran en la cubierta transparente del colector es absorbido.

Actualmente, los sistemas más avanzados en energía térmica se basan en los tubos evacuados, la producción mundial de estos tubos evacuados crece cada día y la liderea actualmente China (**Meyer J, (2008)**). Aunque los colectores de tubos evacuados son los más avanzados en su tipo, en el mercado ellos no ocupan el primer puesto.

En Europa por ejemplo, de acuerdo con la **ESTIF(2013)** que su significado en inglés es “European Solar Thermal Industry Federation”, los tubos evacuados solamente ocupan un 10% del mercado mientras que el restante 90% lo ocupan los colectores planos. El país europeo que lidera la industria de los tubos evacuados es Alemania con una producción más de 78.4 MW en el 2012, siguiéndole Italia con 24.5 MW, Gran Bretaña con 18.9 MW y Polonia con 16.1 MW.

La energía solar térmica puede aplicarse con éxito a una amplia gama de necesidades, **S. Mekhilef et al. (2011)** realizaron un estudio comparativo sobre el consumo mundial de energía lanzado por la Agencia Internacional de Energía (AIE) muestra que en 2050, las instalaciones de paneles solares suministrarán alrededor del 45 % de la demanda de energía en el mundo. Se encontró que la solar térmica está consiguiendo gran popularidad en aplicaciones industriales, que se está viendo como una alternativa para generar electricidad, en el proceso de productos químicos, o incluso la calefacción, existen más procesos en la industria en donde se pueden aplicar este tipo de tecnologías, en la tabla 1.2 se muestran algunos procesos en distintos ramos de la industria así como el rango de temperatura.

Tabla 1.2 Rangos de temperatura de varios procesos de la industria

Industria	Proceso	Temperatura (°C)
Lácteos	Pasteurización	60-80
	Esterilización	100-120
	Secado	120-180
	Concentrados	60-80
	Agua de alimentación de calderas	60-90
Conservas	Presurización	110-120
	Esterilización	60-80
	Cocina	60-90
	Blanqueado	60-90
Textil	Blanqueado y tinte	60-90
	Secado y desengrasado	100-130
	Teñido	70-90
	Fijación	160-180

	Prensado	80-100
Papel	Cocción y secado	60-80
	Agua de alimentación de calderas	60-90
	Blanqueado	130-150
Química	Jabones	200-260
	Caucho Sintética	150-200
	Calor de Procesamiento	120-180
	Pre calentamiento de Agua	60-90
Carne	Lavado y Esterilización	60-90
	Cocción	90-100
Bebidas	Lavado y Esterilización	60-80
	Pasteurización	60-70
Harinas y Subproductos	Esterilización	60-80
Madera y subproductos	Termo-difusión en vigas	80-100
	Secado	60-100
	Pre calentamiento de agua	60-90
	Preparación de pulpa	120-170
Ladrillos y blocks	Curado	60-140
Plásticos	Preparación de pulpa	120-140
	Destilación	140-150
	Separación	200-220
	Extensión	140-160
	Secado	180-200
	Mesclado	120-140

Nuevas áreas interesantes de aplicaciones se están desarrollando, en particular, la refrigeración solar. Al final del siglo pasado todavía era opinión común de que la refrigeración solar sólo sería rentable a través de máquinas de refrigeración por compresión impulsada por sistemas fotovoltaicos. Sin embargo, los colectores optimizados, componentes mejorados y un diseño mejorado del sistema han contribuido a hacer de la energía solar térmica de enfriamiento una alternativa técnica real. Ahora es aún capaz de competir económicamente con los sistemas que funcionan con fuentes de electricidad convencionales.

Por paradójico que pueda parecer, la refrigeración mediante energía solar es factible por el uso de la energía solar térmica. Los refrigeradores solares utilizan la energía térmica proporcionada por el sol u otras fuentes de respaldo para producir frío y /o deshumidificación. El **ESTIF(2013)** es la voz de la industria de la energía solar térmica, promoviendo activamente el uso de la tecnología solar térmica para la calefacción y refrigeración renovables en Europa.

Aunque los estudios sobre el aprovechamiento de la energía solar térmica vienen desde puntos remotos de nuestra historia, cabe destacar que los análisis científicos más profundos se han hecho solamente desde el siglo pasado.

En **1977**, **Nakahara et al.**, trabajaron en el desarrollo de la tecnología para aprovechar la energía solar para la calefacción y refrigeración y el agua caliente, esto para el ahorro energético en los edificios. Para el primer paso de este proyecto se instaló un sistema de calefacción solar y sistema de refrigeración con colectores planos y la máquina de refrigeración por absorción se instaló en una habitación de un piso de 80 m^2 . La máquina de absorción era de simple efecto LiBr-H₂O de 7 kW de capacidad de enfriamiento nominal y con la asistencia de grupos de colectores de placa plana, con una área de $32,2 \text{ m}^2$. Los resultados experimentales durante el período demostraron que la capacidad de refrigeración y el CP solar son 6.5 kW y 0.14, respectivamente.

Para estudiar la viabilidad de utilizar la energía solar para la refrigeración en Hong Kong, **Yeung et al. (1992)**, diseñaron y construyeron un sistema de aire acondicionado solar por absorción LiBr-H₂O de una capacidad de enfriamiento nominal 4,7 kW, en el campus de la Universidad de Hong Kong. El sistema consistía en un campo de colectores de placa plana con un área de superficie de $38,2 \text{ m}^2$, un tanque de almacenamiento de $2,75 \text{ m}^3$ de agua caliente del, un calentador eléctrico auxiliar, un sistema de adquisición de datos y los sistemas de control asociados. La fracción solar y la eficiencia general del sistema, se compararon con sistemas similares. Se encontró una eficiencia del sistema anual de 7,8% y una fracción solar promedio de 55%.

Asdrubali y Grignaffini (2005), describen una planta experimental destinada a simular y verificar el rendimiento de una máquina de absorción H₂O- LiBr de una etapa. Los resultados muestran que la máquina de absorción puede trabajar con una eficiencia aceptable, con temperaturas de entrada de aproximadamente 65-70 °C; este resultado es interesante para el desarrollo de máquinas operando con energía solar.

Syed et al. (2005), informan de los resultados experimentales obtenidos a través de pruebas de campo de una carga de energía parcial en un sistema de refrigeración solar, para casas típicas españolas en Madrid durante el verano de 2003. Utilizaron veinte módulos de colectores de placa plana con una zona de absorción de $2,5 \text{ m}^2$ cada uno, esto para activar el sistema, a simple efecto LiBr-H₂O, de 35 kW de capacidad de enfriamiento nominal. La energía térmica (agua caliente) generada durante las horas de sol, era almacenada en un tanque de almacenamiento estratificado de 2 m^3 . En este artículo, se informó la refrigeración solar media diaria (refrigeración producida dividida por la energía solar incidente) la cual es del 11%.

Rosiek y Batlles (2009) analizaron el comportamiento de la energía solar con ayuda de sistema de aire acondicionado instalado en el Centro de Investigación de Energía Solar (CIESOL), situado en el Campus de la Universidad de Almería en España. Este sistema se compone principalmente de colectores solares de placa plana con un área de 160 m^2 y una máquina de absorción de simple efecto LiBr-H₂O con una capacidad de refrigeración de 70 kW. Los resultados experimentales durante un año de funcionamiento muestran que los colectores solares fueron capaces de proporcionar energía suficiente para abastecer la máquina de absorción durante el verano y suficiente para cubrir la demanda de calefacción general. El sistema de absorción tiene un valor promedio de COP alrededor de 0,6 con una capacidad de refrigeración de 40 kW en verano.

Un prototipo experimental de un sistema de refrigeración solar basada en LiBr-H₂O fue desarrollado y probado por **Agyenim et al. (2010)** en la Universidad de Cardiff, Reino Unido. La máquina de absorción era de 4,5 kW y estaba impulsado por unos 12 m^2 de colector solar de tubo evacuado. El rendimiento del sistema, así como los rendimientos de los componentes individuales en el sistema, se evaluó basándose en las mediciones físicas de la radiación solar diaria, temperatura ambiente, temperaturas de entrada y de salida del fluido, flujo másico y el consumo eléctrico de los componentes. El coeficiente medio del rendimiento solar del sistema fue de 0,58 en un día caluroso y soleado con insolación media de pico de 800 W/m^2 . Los resultados experimentales demuestran el uso potencial del nuevo concepto de la cámara frigorífica a esta escala, en el enfriamiento de edificios domésticos con temperaturas de agua enfriada alrededor de $7.4 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.2 Antecedentes del SCSA en el IER-UNAM

Los antecedentes de este proyecto comienzan en el año de 1990, cuando el IER era el Laboratorio de Energía Solar (LES), se iniciaron propuestas de un proyecto ante CONACYT el cual consistía en la evaluación técnica y económica de una tecnología emergente para la conversión de la energía solar a energía térmica útil para diversas aplicaciones, donde se incluían 8 colectores solares de tipo evacuado para su evaluación. Este proyecto tenía que estar instalado y listo para operar durante un año, por lo que se compraron los colectores, sin embargo por cuestiones económicas en el país se recortaron los presupuestos de múltiples proyectos, sin que este fuera la excepción y este proyecto tuvo que ser suspendido.

Tiempo después se retomó la instalación del banco de colectores para un sistema de refrigeración amoníaco-agua, aquí se tomó la decisión de que el fluido de trabajo sería aceite térmico. El primer reporte presentado fue por **Oskam et al. (1993)**, en Octubre de en la XVII Semana Nacional de Energía Solar en Colima. La instalación fue parcial debido a problemas financieros.

El proyecto vuelve a reanudarse en octubre de 1996, se llevan a cabo pruebas experimentales de febrero a abril de 1998 y finalmente se obtienen los primeros resultados experimentales de la evaluación del sistema y se presenta en la XXII Semana Nacional de Energía Solar en Mexicali B.C. en octubre de 1998, a estos primeros resultados se les llamo etapa I (**Oskam et al. (1998)**),

De los resultados obtenidos surgieron adecuaciones al sistema para su mejor funcionamiento, fue hasta al año 2003 que se llevó acabo la etapa II, la cual consistió en realizar pruebas a diferentes flujos de trabajo, obteniendo las temperaturas de entrada y salida de los colectores. **Garza (2003)**

Después de ese año el banco de colectores fue desmontado para mantenimiento y posteriormente aumentar el 50% de colectores, esto ya dentro de un proyecto por parte de FONCICYT en donde la energía térmica aportada por los colectores sería utilizada para operar equipos de refrigeración por absorción del CIE-UNAM, actualmente IER-UNAM.

Después de que se desmontaran los colectores, surgió un problema técnico, el cual fue la incrustación de residuos de aceite térmico en los tubos, y para removerlo se utilizó un limpiador de aceite, lo cual dio como resultado, la pérdida del vacío de los colectores, para esto ya no se logró recuperar el vacío deseado en los colectores y estos ya no sirvieron para el objetivo del proyecto, por lo que se mandaron pedir de Alemania 18 colectores de 6 tubos, cada uno, más adelante se presentan las características de estos.

Para esto el proyecto creció contando con más accesorios, por lo que se vio la necesidad de realizar una simulación del sistema en la plataforma de TRNSYS, de manera se pudiera determinar el mejor funcionamiento del sistema y así optimizar el modo de operación, esto fue realizado por **Lugo, (2010)**.

Después de haber realizado la simulación del sistema, los accesorios del Sistema de Calentamiento Solar de Agua (SCSA) se empezaron a instalar quedando hasta el punto donde inicia esta tesis.

1.3 Justificación

El Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México (IER-UNAM), a través de la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor, realiza investigación sobre los sistemas de refrigeración por absorción (SRA). Así en el IER se han desarrollado en los últimos años, sistema de absorción los cuales operan con aceite térmico como fuente de energía para suministrar la demanda térmica del generador el cual es suministrado mediante una resistencia eléctrica. Por lo que, surgió la necesidad de tener una fuente de energía renovable capaz de

suministrar energía térmica a los SRA, diseñados en la coordinación, y así poder estudiar experimentalmente la viabilidad de utilizar la energía solar térmica para la refrigeración.

1.4 Objetivo general

El objetivo general es contar con un sistema de calentamiento solar de agua capaz de suministrar energía térmica a distintos equipos de refrigeración por absorción.

1.5 Objetivos específicos

- Armado del Banco de tubos evacuados del IER, así como instalar sus componentes.
- Definir las condiciones de operación del sistema.
- Realizar pruebas experimentales con el SCSA utilizando agua destilada como fluido de trabajo.
- Análisis de pruebas experimentales del SCSA. Evaluación de la eficiencia y la energía producida y la por el banco de tubos evacuados
- Realizar pruebas experimentales con el SCSA operando con un SRA del IER-UNAM
- Análisis de pruebas experimentales del SCSA operando un SRA.

1.6 Metas

- Una de las metas de esta tesis es obtener datos del SCSA para tener un banco de datos los cuales sirvan en un futuro para realizar comparaciones con otros sistemas o ya sea el mismo sistema pero modificado.
- Usar los datos obtenidos para establecer parámetros de operación.
- Tener un preámbulo del comportamiento del SCSA sujeto a una carga térmica.

Capítulo 2 Características de los componentes del SCSA

En este capítulo se presenta una descripción de los componentes que conforman el Sistema de Calentamiento Solar de Agua (SCSA), donde se incluyen datos técnicos, dimensiones, rangos de operación y materiales de construcción, así como otras importantes características de los componentes.

2.1 Componentes principales del SCSA

Simplificando el sistema, se pueden observar en la figura 2.1 un diagrama esquemático con los componentes principales del SCSA, teniendo:

1. Banco de colectores de tubos evacuados (BCTE).
2. Tanque de expansión.
3. Bomba de engranes.
4. Bomba centrífuga.
5. Tanque de almacenamiento.
6. Válvulas de tres vías.
7. Calentador Auxiliar.
8. Sistema de Refrigeración a sorción.
9. Disipador de Calor

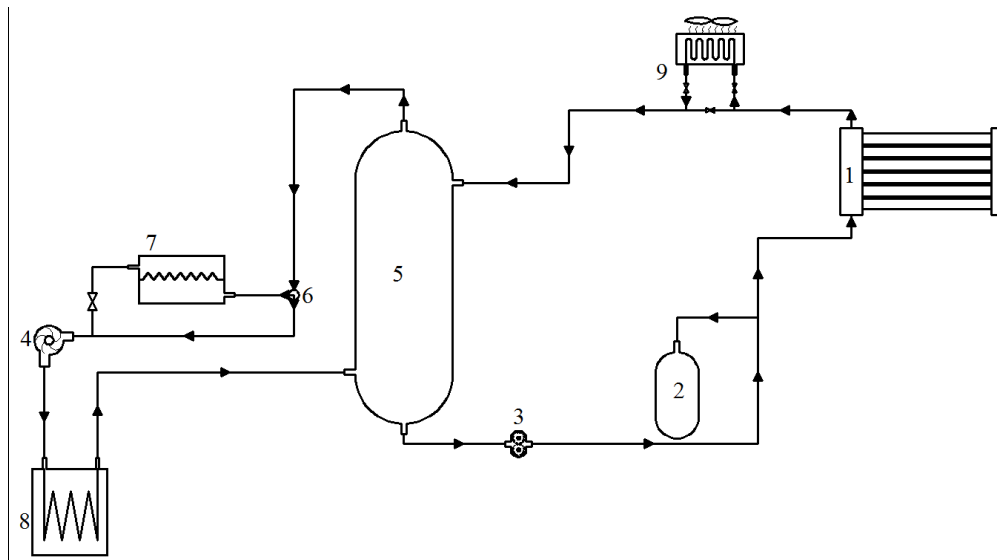


Figura 2.1 Componentes del SCSA.

A continuación se describen los componentes mencionados.

2.2 Banco de colectores de tubos evacuados (BCTE)

Para el SCSA, el cual cuenta con un BCTE, que está conformado por módulos horizontales de tubos evacuados de la marca *Solar Prufung Forschung (SPF) modelo DF120-6*. Estos módulos están conformados por 6 tubos evacuados y cada tubo evacuado es del tipo de flujo directo, consta

de una aleta absorbedora que lleva soldada una tubería coaxial por donde circula el fluido en contracorriente, de modo que el fluido entra por el tubo interno y sale por el tubo anular, tal como se puede apreciar en la figura 2.2

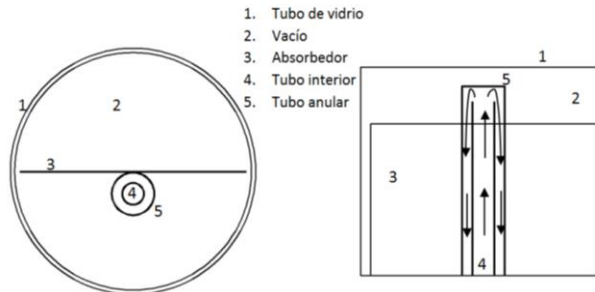


Figura 2.2 Composición del tubo evacuado de flujo directo.

Mínimo de operación para cada tubo evacuado es de 1.6 l/min, mientras que el flujo máximo debe de estar en 3.3 l/min, estos parámetros con la finalidad de evitar problemas hidráulicos y optimizar el funcionamiento en los tubos evacuados. En la tabla 2.1 se presentan la información técnica de los colectores evacuados DF-120-6

Tabla 2.1 Composición del tubo evacuado de flujo directo.

Datos Técnicos		Dimensiones	
Flujo mínimo	100 l/h	Largo	2.825 m
Flujo nominal	120 l/h	Ancho	0.866 m
Flujo máximo	200 l/h	Área total	2.446 m ²
Volumen de fluido	1.7 l	Área de apertura	1.684 m ²
Presión máxima de operación	6 bar	Área absorbedora	1.609 m ²
Temperatura de estancamiento	139 °C	Peso (vacío)	55 kg

Estas consideraciones son importantes en el momento de operar el sistema ya que en el diseño experimental se tiene un arreglo en paralelo, por lo tanto el flujo de la bomba debe ser distribuido entre el número de secciones que se tenga. En el BCTE se cuenta con 30m² de área de apertura correspondientes a 18 módulos divididos en 3 secciones en paralelo que están compuestas por 6 módulos en serie cada una, más adelante en la presentación de los datos experimentales a estas secciones se les denominan como Banco 1, Banco 2, Banco 3 y al BCTE se le llama como Banco Total.

Para la instalación de los módulos, estos fueron colocados completamente horizontales ya que en estos la inclinación de los colectores no se realiza inclinando el módulo, sino que cada tubo evacuado tiene la libertad de girar el área captadora sobre el eje de la tubería, esto permite orientar cada tubo sin tener que modificar la caja del módulo.

La orientación con que cuenta cada uno de los tubos en la instalación del BCTE es hacia el sur con una inclinación de la aleta de 13 grados como se muestra en la figura 2.3, esta inclinación fue sugerida en el trabajo realizado por **Lugo S.U. (2010)**.

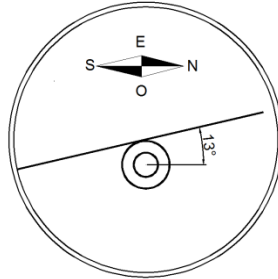


Figura 2.3. Orientación de los tubos evacuados.

Una característica de este modelo de colector es su alta eficiencia ya que se pueden obtener valores hasta de un 84 %. En la figura 2.4 se presentan los valores de eficiencia dados por el fabricante relacionados con el área de captación, para cada área presentada existen tres parámetros con los cuales se puede determinar el rendimiento del colector bajo ciertas condiciones de irradiación y temperatura. Se presenta en las abscisas T_m^* , ecuación 2.1 y en las ordenadas la eficiencia del colector [2].

$$T_m^* = \frac{T_m - T_{amb}}{I} \quad (2.1)$$

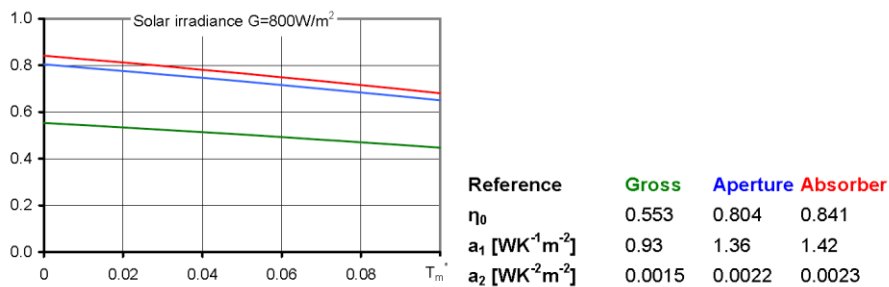


Figura 2.4. Curva de eficiencia del fabricante.

En este caso las curvas corresponden a un fluido de trabajo de agua-etilglicol al 33%. La ecuación de la eficiencia térmica del colector está dada por la ecuación 2.2.

$$\eta_c = \eta_0 - \frac{a_1(T_m - T_{amb})}{I} - \frac{a_2(T_m - T_{amb})^2}{I} \quad (2.2)$$

Dónde:

η_0 es la intercepción máxima de la eficiencia del colector

a_1 es el coeficiente negativo de primer orden

a_2 es el coeficiente negativo de segundo orden

T_m es la suma de las temperaturas de entada y salida del colector divididas entre dos

T_{amb} es la temperatura ambiente

I es la radiación total incidente sobre el colector

En la figura 2.5 se presenta el colector y el BCTE instalado en el IER-UNAM, con el cual se realizaron las pruebas experimentales en esta tesis.



Figura 2.5 BCTE del IER-UNAM

2.3 Tanque de Expansión

Un tanque de expansión es un elemento utilizado en circuitos de calefacción para absorber el aumento de volumen que se produce al expandirse el fluido por el calentamiento al que se somete en el circuito. Es un elemento que permite mantener la presión estable durante el funcionamiento del BCTE y así poder operarlo sin complicaciones.

EL tanque de expansión con el que cuenta el SCSA es de tipo cerrado marca VAREM el cual está formado por dos zonas: una en contacto con el fluido, en este caso la membrana la cual impide el contacto directo del agua con tanque y una segunda zona llena de aire o gas, estas zonas están separadas por la membrana impermeable tal como se muestra en la figura 2.6.[3]



Figura 2.6. Composición interna del tanque de expansión.

Cuando el agua se expande por el calentamiento, aumentando de volumen, la membrana cede comprimiendo el aire aumentando la presión y logrando una presión de funcionamiento estable.

Para el dimensionamiento del tanque de expansión se utiliza la siguiente relación. [3]

$$V_i = \frac{e C P_{ia}}{P_{ia} - P_{fa}} \quad (2.3)$$

Donde:

V_i = Volumen incrementado en el sistema

e = Coeficiente de expansión del agua dependiendo de la diferencia de la temperatura final y temperatura inicial del sistema

C = Volumen contenido de fluido en el sistema, se recomienda agregar un factor de seguridad (FS) de 10 a 20 % del volumen contenido.

P_{ia} = Presión absoluta inicial del sistema (es la manométrica más la atmosférica)

P_{if} = Presión absoluta final del sistema, por lo general aquí se toma la presión de seguridad a la que las válvulas de presión abren más la presión atmosférica

En este caso se utilizaron los siguientes datos para obtener el volumen incrementado en el sistema y poder seleccionar un tanque de expansión adecuado:

$e_{115^{\circ}C} = 0.0559$ esto utilizando $T_i = 25$ y $T_f = 140$ dando como resultado $115^{\circ}C$

$C = 1500 + 10\%FS$

$P_{ia} = (2+1)$ bar

$P_{if} = (5+1)$ bar

$$V_i = \frac{(0.0559)(1650 \text{ l})(3 \text{ bar})}{(3 - 6)} = \frac{276.705 \text{ l}}{3} = 92.23 \text{ l} \approx 93 \text{ l}$$

Este cálculo se realizó con la capacidad máxima que puede contener el sistema, ya que se debe contemplar posibles ampliaciones, y una de ellas es agregar otro tanque de almacenamiento, ya que en la actualidad se cuenta con una capacidad de 850 litros. El tanque de expansión está colocado en la parte delantera del tanque de almacenamiento como se puede apreciar en la figura 2.7.



Figura 2.7. Instalación del Tanque de expansión

Al tanque de expansión se le realizó una prueba de volumen y de presión para verificar su funcionalidad.

2.4 Bombas de Suministro

A continuación se presentan las características particulares de los dos tipos de bombas utilizadas en el SCSA.

2.4.1 Bomba de Engranés

Este tipo de bombas se encuentra en la clasificación de bombas de desplazamiento positivo rotatorias **Viejo Zubicaray (2000)**, este tipo de bombas puede ser utilizado en un amplio rango de viscosidades, además a velocidades bajas y las presiones de entrada bajas, proveen flujo constante e incluso descargan a pesar de condiciones de variación de presión.

Las bomba de engranes utilizada es de la marca OBERDORFER, en la tabla 2.2 se presentan sus características. Esta bomba esta acoplada a un motor marca Weg de velocidad variable de ½ HP el cual es controlado por un inversor de frecuencia Yaskawa, Figura 2.8. Esta bomba tiene como función suministrar fluido a los colectores solares.

Tabla 2.2 Características de la bomba de engranes.

Flujo máximo	24 l/min
Flujo minino	4 l/min
Motor	Trifásico de ½ Hp (marca Weg)
Acoplamiento	Flexible con manguitos de goma
Eje	Acero inoxidable
Carcaza	Bronce
Engranés	Bronce
Reten	Tipo V de Teflón



Figura 2.8 Bomba de engranes acoplada al motor

Para la instalación fue necesario alinear el motor a la bomba ya que por el tipo de acople es necesario que este alineada para evitar ruidos y un mal funcionamiento.

2.4.2 Bomba centrífuga

Este tipo de bombas se encuentra en la clasificación de bombas de desplazamiento positivo rotatorias **Viejo Zubicaray (2000)**, este tipo de bombas es más utilizado porque es la más adecuada para manejar grandes cantidades de líquido y es compatible con líquidos de baja densidad.

La bomba con la que se cuenta es una bomba centrífuga vertical controlada por un inversor de frecuencia de la marca “Titán” y cuya función es suministrar el fluido caliente a los equipos de refrigeración, y las características de esta bomba se presentan en la tabla 2.3 y se muestra en la figura 2.9

Tabla 2.3 Características de la bomba de engranes.

Flujo máximo	52 l/min
Flujo mínimo	24 l/min
Motor	Trifásico de 1 Hp
Acoplamiento	Rígido
Eje	Acero inoxidable
Carcaza	Acero
Engranes	Acero



Figura 2.9 Bomba centrífuga vertical

2.5 Tanque de almacenamiento

Los tanques de almacenamiento son estructuras de diversos materiales, por lo general de forma cilíndrica, los cuales son usados para guardar y/o preservar líquidos o gasees, ya sea a presión ambiente o estén sujetos a altas presiones. Para el SCSA se utiliza un tanque vertical con estratificación que permite almacenar un volumen de 700 litros, teniendo las dimensiones mostradas

en la figura 2.10. También se puede observar cuatro conexiones, la que se encuentra en la parte inferior es de donde se extrae el fluido para el suministro a los colectores, la que se encuentra a 35 cm por debajo de la parte superior es donde llega el agua calentada por los colectores, la que se localiza en la parte superior es de donde se extrae el agua para mandarla al proceso, y finalmente la que está ubicada a 35 cm por encima de la conexión inferior, donde retorna el agua mandada al proceso.

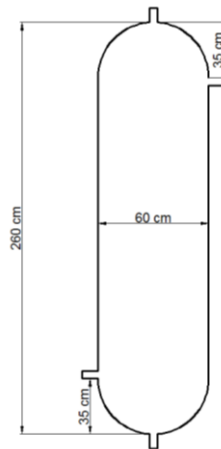


Figura 2.10 Dimensiones del tanque de almacenamiento

2.6 Válvulas de tres vías

Este tipo de válvulas sirven cuando se tienen ya sean dos líneas de suministro y se tiene una línea en común, o ya sea una línea de suministro que tiene dos líneas en común.

En el SCSA se cuenta con dos diferentes tipos de válvulas de tres vías, una es del tipo selectora o también conocidas como tipo “L” figura 2.11(A), y la del tipo mezcladora la cual tiene cuatro posiciones figura 2.11 (B).

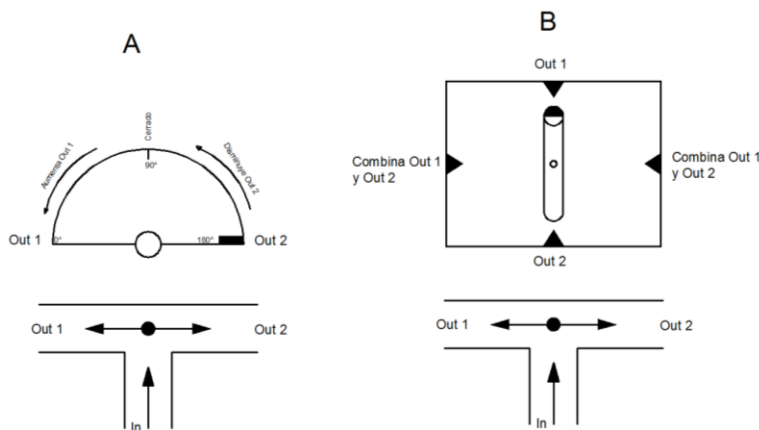


Figura 2.11 Válvulas de tres vías

Estas válvulas cuentan con un actuador electrónico para su futura automatización, en las pruebas realizadas los cambios se realizaron manualmente.

2.7 Sistema de calentamiento auxiliar

El SCOSA cuenta con calentamiento auxiliar (CA-AUX) el cual tiene como función operar cuando el sistema de calentamiento solar no satisfaga la necesidad térmica de los equipos a utilizar. El calentador auxiliar emplea un sistema de control de temperatura. Este opera a una temperatura máxima de 150°C. La temperatura del fluido es mantenida por una resistencia controlada electrónicamente lo cual consta de 2 controladores los cuales se encargan de mantener el fluido de trabajo a la temperatura adecuada. Los requerimientos eléctricos del calentador son 240 o 480 volts, 3 fases, 60 Hz y de 6 a 24 kW, y los requerimientos hidráulicos son; tener líneas de entrada y salida del fluido, contar con una purga y válvula de seguridad.

El CA-AUX cuenta con una bomba centrífuga de 1 HP, un tanque de almacenamiento, tuberías para la entrada y salida del fluido a calentar, válvulas de seguridad, resistencia de 20kW, dos termopares tipo J para el control de la temperatura como se puede apreciar en las figura 2.12.



Figura 2.12 Componentes del Calentador auxiliar

En la figura 2.13 se muestran los display del control del CA-AUX, el del lado derecho muestra la temperatura del agua dentro del tanque de almacenamiento y la temperatura que se requiere para el proceso. El display del lado izquierdo muestra una temperatura de seguridad o de arranque, esta se acciona cuando llega a la temperatura deseada y el calentamiento se detiene, pero cuando está por debajo de la temperatura deseada el calentamiento se enciende.

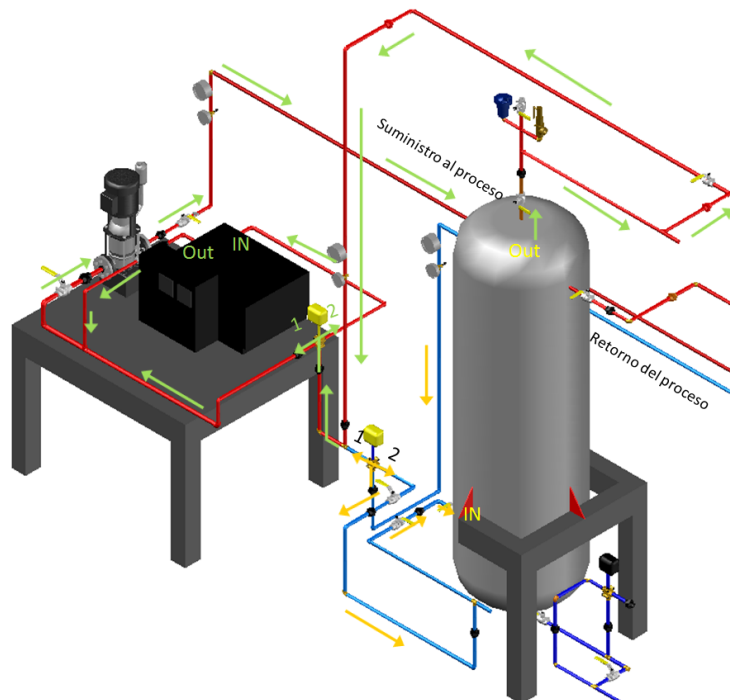


Figura 2.13 Panel de control del Calentador auxiliar.

En la Figura 2.14 se muestra el sistema de calentamiento auxiliar con el tanque de almacenamiento el cual tiene líneas de flujo de suministro color rojo y de retorno color azul, también se observan las válvulas de tres vías. A continuación se explica las diferentes trayectorias que puede tener el flujo dependiendo de las configuraciones de las válvulas.

Primero sale de la parte superior del tanque, siguiendo la trayectoria se observa que llega hasta una válvula de tres vías la cual es de tipo selectora o también conocidas como tipo “L”, ahí dependiendo de la temperatura del agua, si es la adecuada para el proceso esta toma el camino 1 sin pasar al CA-AUX, pero si esta no cumple con la temperatura esta toma el camino 2 pasando por el CA-AUX, siguiendo la secuencia del fluido este pasa por el sistema de bombeo donde es bombeado al proceso.

Después situados en la línea de retorno del proceso y siguiendo la trayectoria esta tope con una válvula de tres vías, la cual es del tipo mezcladora la cual tiene tres posiciones, si el agua proveniente del tanque excede la temperatura de trabajo un porcentaje del agua proveniente del retorno pasa por el camino 1 y otro porcentaje al camino 2, y en caso que el agua no exceda la temperatura de trabajo el agua del retorno tomará el camino 2 y el fluido estaría llegando a la parte inferior del tanque, también existe la posibilidad de solo escoger el camino 1 esto significa que se estará operando trabajando solo con el calentador ya que el retorno llegaría directo al CA-AUX en este caso no se estaría sacando fluido del tanque de almacenamiento.



*Figura 2.14 Calentador auxiliar y tanque de almacenamiento.***2.8 Sistema de refrigeración a sorción**

La función del SCSA es suministrar la demanda de energía térmica, agua caliente, a sistemas de refrigeración a sorción con los que se cuenta en el laboratorio de refrigeración y bombas de calor.

Algunos equipos con los que se cuentan actualmente son los que se presentan en la tabla 2.4

Tabla 2.4 Características de los equipos de refrigeración

Sistema de Refrigeración	Capacidad de enfriamiento	Demanda de Energía Térmica
SORTECH (adsorción)	7.5 kW	15.6 kW a 60 a 70 °C
Vertical LiNO ₃ -NH ₃ (absorción)	5 kW	15.5 kW a 90 a 120 °C
Horizontal LiNO ₃ -NH ₃ (absorción)	5 kW	15.5 kW a 100 a 130 °C

Los sistemas existentes para la producción de frío usando energía solar térmica son basados principalmente en el fenómeno de sorción, y existen dos tipos: una es el proceso de absorción líquido-gas y el otro es el proceso por adsorción sólido-gas. A continuación se habla de estos dos procesos.

2.8.1 Sistemas de adsorción

El término adsorción se deriva del proceso general denominado sorción, que describe la transferencia periódica de energía en dos subprocesos, en los cuales un medio sólido adsorbente bajo transferencia de energía adsorbe y desorbe una materia en estado gaseoso. Los dos subprocesos son clasificados en adsorción y desorción. La desorción es el fenómeno en el cual un cuerpo sólido, bajo la liberación de una determinada cantidad de energía en forma de calor, atrapa en su superficie una cantidad de materia gaseosa, cuyo efecto contrario, la separación de la materia gaseosa del cuerpo sólido mediante entrega de calor a dicho cuerpo, se conoce como desorción. **(Barrera, 2009)**

La adsorción es un fenómeno de adherencia superficial entre dos sustancias. Las moléculas de una y otra no llegan a penetrarse, tan solo quedan relacionadas al nivel de las capas exteriores. Se pueden distinguir la adsorción en la superficie de un líquido y en la superficie de un sólido (ya que solamente los líquidos y los sólidos presentan, en virtud de las características de sus estados, una superficie que delimita su volumen.)

Los procesos de absorción y adsorción son en principio muy similares en cuanto a su resultado neto, la refrigeración por adsorción solo se diferencia de la absorción por la naturaleza de las sustancias adsorbedoras, el refrigerante y sus temperaturas de trabajo. Este método de refrigeración se ha

considerado recientemente como una alternativa práctica para la utilización de fuentes renovables de energía en la producción de frío, y existen prototipos en uso en diferentes países, utilizando la energía solar diurna, para producir agua fría durante la noche. (Carrier ,2008)

2.8.2 Sistemas de absorción

Refrigerar mediante sistemas mecánicos de compresión de vapor es eficiente, pero es necesario que la energía se suministre en forma de trabajo mecánico, y en cantidades relativamente grandes, ya que en ellos se produce una gran variación en el volumen específico del vapor refrigerante.

Hay otra forma de lograr que la presión se mantenga baja en el evaporador, ésta es cuando se absorben los vapores rápidamente por un líquido llamado absorbente. Además, si hubiese medios disponibles para elevar la presión del refrigerante con un proceso distinto al de compresión, podría reducirse el trabajo requerido. En la Figura 2.14 muestra cómo puede llevarse a cabo esto mediante la absorción del vapor refrigerante por un líquido y con el empleo de una pequeña bomba. Este proceso puede utilizarse en un ciclo de refrigeración, complementándose con una etapa posterior de calentamiento a alta presión de la solución concentrada en refrigerante, para desprender- este último y condensarlo, con lo que estaría en condiciones de ser empleado nuevamente en el evaporador. El componente del ciclo en que se realiza este calentamiento se conoce con el nombre de generador.

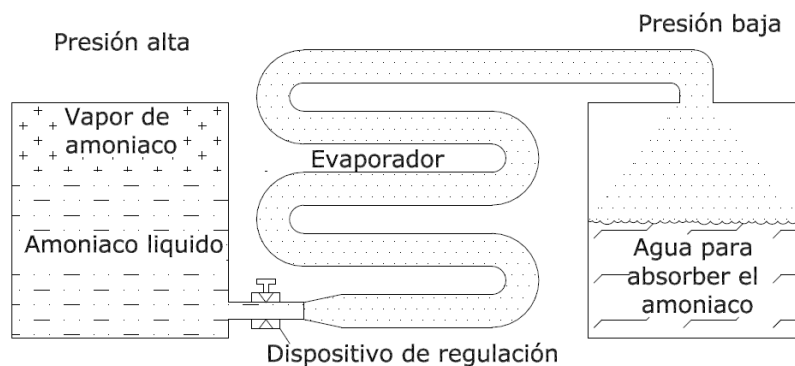


Figura 2.14 Principio del sistema de refrigeración por absorción. (Gutiérrez M.F., 1993, Figura 5.1)

La característica sobresaliente de una máquina de refrigeración que opera bajo el principio de absorción, es que la energía necesaria para mantener el proceso de enfriamiento se suministra principalmente en forma de calor, el cual este puede ser proporcionado por una fuente de energía renovable, energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.

La diferencia básica entre el ciclo de compresión y el de absorción, es la sustitución del compresor que requiere sólo energía mecánica, por el conjunto absorbedor-bomba-generador, que requiere poca energía mecánica, pero en cambio emplea una gran cantidad de calor.

El ciclo de refrigeración por absorción es un caso particular de los sistemas a sorción en donde participan por lo general dos fases, entre un líquido y un vapor o entre un sólido y un vapor. La máquina de absorción es una unidad para enfriamiento del agua que utiliza agua como refrigerante y una solución de alguna sal tal como bromuro de litio o amoniaco, como absorbente. (Pilatosky, 2002)

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina un sistema el cual tiene como fluido de trabajo amoniaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) que se muestra en la figura 2.15. Se puede observar en la figura que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador.

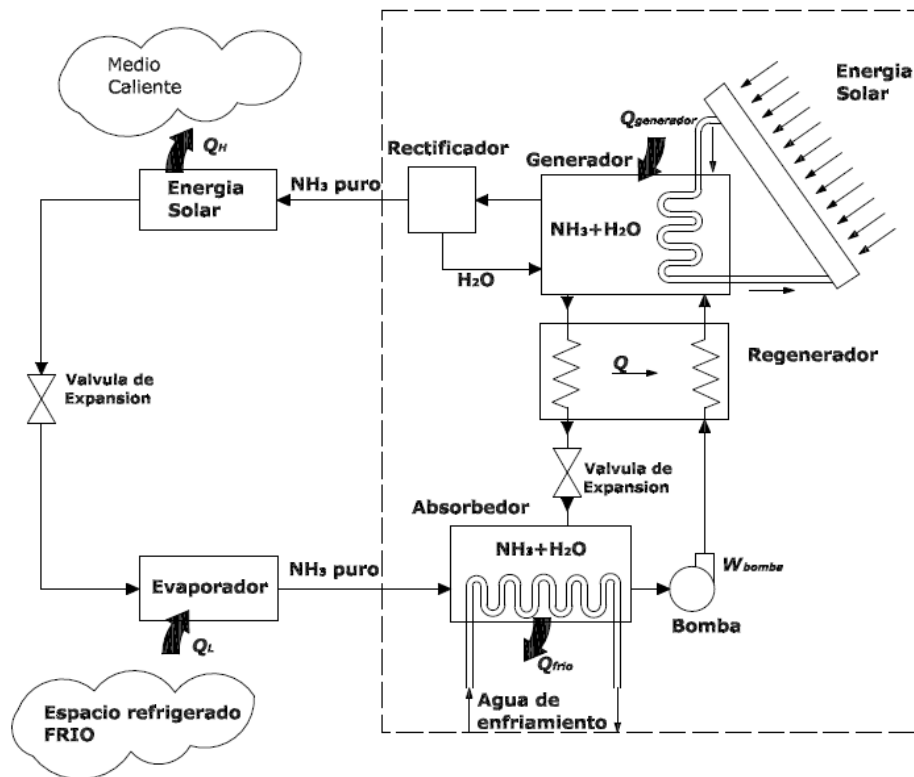


Figura 2.15 Ciclo de refrigeración por absorción de amoniaco. (Yunus Cengel, 2003 Figura10.21)

Una vez que la presión del amoníaco es elevada por el conjunto absorbedor-bomba-generador figura 2.15 dentro del rectángulo punteado (el amoníaco se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado cuando fluye a través del evaporador. Así que no hay nada nuevo. Dentro del rectángulo punteado, el vapor de amoníaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar amoníaco-agua. Ésta es una reacción exotérmica, por ello el calor se libera durante este proceso. La cantidad de amoníaco que puede disolverse en agua es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, maximizar la cantidad de amoníaco disuelto en el agua. La solución líquida amoníaco-agua que es rica en amoníaco, se bombea al generador. El calor se transfiere a la solución de una fuente para evaporar una parte de la solución. El vapor que es rico en amoníaco pasa por un rectificador, que separa el agua y la regresa al generador. El vapor de amoníaco, puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente de amoníaco-agua, ahora pobre en amoníaco, que luego pasa por un regenerador, donde transfiere algo de calor a la solución rica de amoníaco que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor. (Yanus A Cengel, 2003)

Haciendo una comparación de los ciclos de absorción y los ciclos compresión, tenemos que los ciclos de absorción es mejor ya que este sistema no utiliza un compresor el cual en un sistema de compresión es el que genera el mayor gasto de energía además de usar refrigerantes que no se deterioran al medio ambiente y en cambio los sistemas de absorción operan bajo principios de absorción de vapores a baja presión y evaporación de líquidos a alta y baja presión, estos funcionan con energía calorífica y utilizan mezclas de refrigerante-absorbente, donde el refrigerante absorbe energía del medio, el cual es absorbido y liberado por la otra sustancia llamada absorbente el cual puede ser un líquido o un sólido (Best, 1993).

2.9 Disipador de Calor

En el SCSA se decidió colocar un disipador de calor, por cuestiones de seguridad. La función principal es evitar que la temperatura en el sistema y en el tanque de almacenamiento se incremente arriba de un nivel seguro, ya que no es necesario en este momento mantenerlo a una temperatura elevada, ya que aún no se cuenta con un sistema para estar suministrando carga térmica.

El disipador de calor se diseñó de tal manera que la energía ganada durante el proceso de calentamiento, fuera disipada, por lo que el disipador diseñado y contruido tiene la misma potencia que el valor supuesto del banco de colectores (20kW). Este está conformado por 4 filas de 12 tubos cada una, los tubos tienen 50 cm., son de cobre de 3/8 de pulgada, con aletas de aluminio de 3/4 “,

con acometidas de $\frac{3}{4}$ ". Este es enfriado por un ventilador de 1 HP, cuyas aspas tienen un radio de 25 cm.

El disipador, instalado entre el banco de colectores y el tanque de almacenamiento, entra en operación cuando se tienen temperaturas elevadas, a la salida de los colectores, este se acciona con un juego de válvulas las cuales direccionan el fluido al disipador, para que este retire el calor al fluido.



Figura 2.16 Disipador de calor instalado

Capítulo 3 Instrumentación del SCSA

Para la instrumentación del SCSA se utilizaron diversos instrumentos de medición tales como transductores de temperatura, presión, medidores de flujo y un piranómetro. También se cuenta con un sistema de adquisición de datos con el cual podemos almacenar los datos y así tener acceso a ellos. A continuación se presentan características generales de los instrumentos utilizados, asimismo el procedimiento de calibración utilizado para cada instrumento.

3.1 Instrumentos de medición de temperatura

Para medir la temperatura se seleccionaron dos tipos de instrumentos, el primero es un medidor de temperatura de caratula, estos para la indicación local en planta, y el otro es un medidor de temperatura RTD (Resistance Temperature Detector) del tipo PT-1000 este para enviar la temperatura al adquisidor de datos y así registrar las mediciones en el sistema. Delante se mencionan algunos detalles de estos instrumentos

3.1.1 Medidor de Temperatura de Caratula

Es medidor de temperatura de caratula es un indicador local o visual en la instalación, en este caso se tienen 3 localizados en la parte del tanque de almacenamiento, el primero se tiene en la salida del tanque, el segundo se tiene a la salida del suministro del proceso y el tercero se tiene localizado en el retorno del proceso.



Figura 3.1 Medidor de temperatura de caratula

Estos fueron colocados porque se requiere ver la temperatura del agua durante el tiempo de funcionamiento del sistema. Para su instalación se diseñó conector bushing el cual nos sirvió para una mejor colocación de los termómetros de caratula. Algunas características de estos indicadores de temperatura se resumen en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Características del indicador de temperatura

Sensor de temperatura	Indicador de temperatura de caratula
Intervalo de temperatura	20 a 140 °C
Otras Características	Precisión: media Sensibilidad: media Linealidad: media Estabilidad: buena Tiempo de respuesta: lenta

3.1.2 Sensor de Temperatura RTD (PT-1000)

Para realizar la tarea de medición de temperatura fueron utilizados detectores de temperatura por resistencia (RTD) Figura 3.2, los cuales miden la temperatura observando la variación en la resistencia eléctrica de un metal a través de cambios de temperatura. Por lo general la resistencia aumenta conforme a la temperatura.

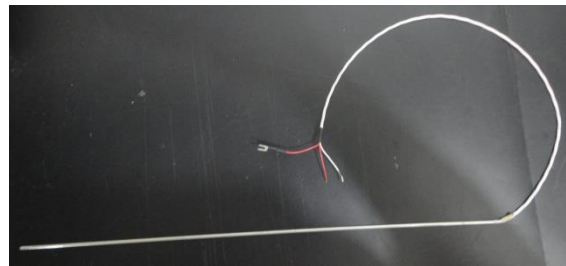


Figura 3.2 Detector de temperatura por resistencia

El metal más común para los RTD es el platino (Pt), aunque se utiliza también níquel (70% níquel y 30% hierro), tungsteno y cobre. Los instrumentos de temperatura seleccionados tienen las siguientes características presentadas en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Características del Sensor de temperatura RTD (PT-1000)

Intervalo de temperatura	-180 a 480 °C
Incertidumbre	± 0.1 °C
Otras Características	Precisión: alta Sensibilidad: buena/excelente Linealidad: buena Estabilidad: Excelente Repetitividad: Excelente Tiempo de respuesta: Bueno

Estos tipos de sensores deben de estar sujetos a una calibración para asegurar una buena medición y que nuestros datos sean confiables, para esto, los sensores utilizados fueron calibrados y el

procedimiento que se llevó a cabo es el que se presenta en el apéndice B.1, también se muestran las ecuaciones de calibración y ubicación de cada sensor de temperatura.

3.2 Instrumentos de medición de presión

Para medir la presión se escogieron dos tipos de instrumentos el primero son manómetros para la indicación local en planta y transductores de presión para enviar y registrar las mediciones en el sistema de adquisición de datos. Consecutivamente se presentan las características de los instrumentos utilizados.

3.2.1 Manómetros

El manómetro es un instrumento que es utilizado en las instalaciones para poder observar el comportamiento de las presiones del sistema, en el SCSA se cuenta con uno en la parte del tanque de almacenamiento, otro se tiene a la salida del suministro del proceso y un tercero se tiene localizado en el retorno del proceso.

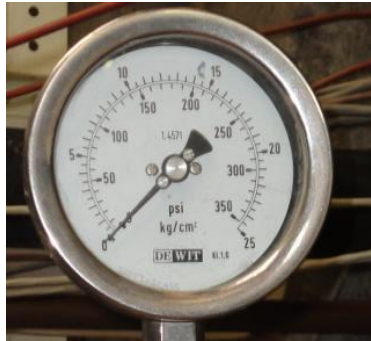


Figura 3.3 Manómetro

También se cuenta con arreglos para medir la presión en el BCTE estos arreglos están compuestos por una tubería de 25 cm de $\frac{3}{4}$ de pulgada, una reducción de $\frac{3}{4}$ a $\frac{1}{4}$, una tubería de $\frac{1}{4}$ en espiral (cola de cochino), una T de $\frac{1}{4}$, un coplee de un $\frac{1}{4}$, un manómetro, un transductor de presión con su conector que más adelante se menciona. Todo esto se puede apreciar en la figura 3.4.



Figura 3.3 Arreglo para medir la presión en el BCTE

La función de este arreglo es tener una medición visual y digital de nuestro sistema, además cabe mencionar que la función de la cola de cochino es separar el líquido caliente de los instrumentos. En la práctica la función de los arreglos se verifico positivamente, ya que en el trascurso de las pruebas experimentales se vio que efectivamente la parte superior estaba a una temperatura menor que la del líquido que pasaba.

3.2.2 Transductores de Presión

En la figura 3.4 se presenta el transductor de presión que es un instrumento de medición, que transforman las lecturas de presión en señales de voltaje o amperaje y están conformados por un medidor electrónico de esfuerzos y un amplificador de señal que se encarga de acondicionar la señal de salida.



Figura 3.4 Transductores de presión

Las principales características del transductor utilizados para el monitoreo de la presión marca Wika se muestran en la tabla 3.3

Tabla 3.3 Características del transductor de presión

Transductor	WIKAINstrument Corporation (S-11)
Intervalo de presión	0 a 5 bar
Incertidumbre	±1%
Alimentación	10 a 30 VCD
Salida de respuesta	4 a 20mA
Temperatura de operación	100 °C

Estos tipos de sensores deben de estar sujetos a una calibración para asegurar una buena medición y que nuestros datos sean confiables, para esto, los transductores utilizados fueron calibrados y el procedimiento que se llevó acabo es el que se presenta en el apéndice B.2, también se muestran las ecuaciones de calibración y ubicación de cada transductor de presión y manómetro.

Para su calibración e instalación fue necesario maquinar un conector especial ya que este transductor tiene una cuerda especial del tipo BSP, por lo que se diseñó un conector el cual contara con las especificaciones requeridas (figura 3.5).

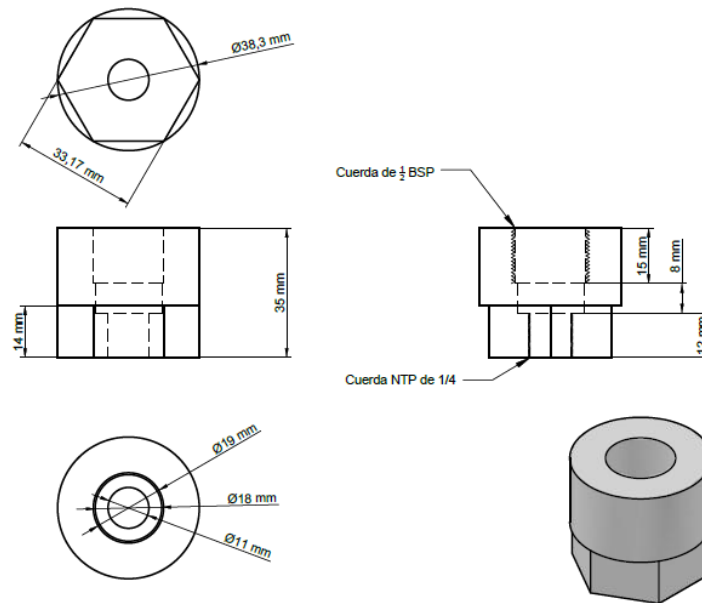


Figura 3.5 Conector del transductor de presión

3.3 Sensor de Flujo volumétrico

Los medidores de flujo seleccionados fueron de tipo turbina electromagnéticos, con señal de salida para el sistema de adquisición de datos. Los sensores de flujo volumétrico de turbina que se muestra en la figura 3.6, son instrumentos de medición indirecta ya que la señal de respuesta tiene que ser convertida antes de ser interpretada como variable de flujo volumétrico. Estos instrumentos basan su funcionamiento en el principio físico que se efectúa, cuando se tiene una turbina imantada y esta corta un campo magnético, generando una señal de frecuencia que es proporcional a la velocidad del fluido.



Figura 3.6 Sensores de flujo volumétrico de turbina electromagnéticos

Las características técnicas del medidor de flujo seleccionado se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3.4 Características del Sensor de Flujo

Flow Technology, Inc.	Modelo: FT4-8NEXW-LEG-5
Intervalo de operación	0.3 a 40 L/min
Incertidumbre	± 1% del rango
Otras Características	Fluido de trabajo: H ₂ O Tamaño conexión: ¾ in tipo BSP Tipo: Turbina Electromagnética Señal de salida: 4 a 20 mA. Alimentación: 4.5 a 24VCD

Para su calibración fue necesario maquinar una tubería para los medidores de flujo ya que la tubería utilizada no cumplía con el diámetro indicado por la literatura la cual dice que para obtener una buena medición se recomienda tener 10 diámetros de longitud antes de llegar al medidor de flujo esto para que el fluido se desarrolle por completo y para asegurar una medición confiable se decidió adecuar una tubería especial con las especificaciones requeridas (figura 3.7).

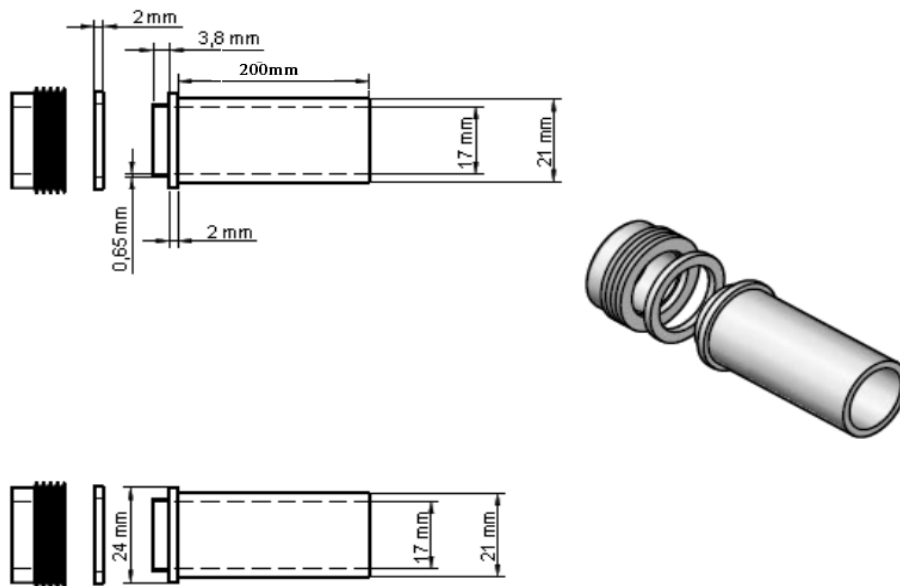


Figura 3.7 Tubería para el sensores de flujo

Este tipo de sensores deben de estar sujetos a una calibración para asegurar una buena medición y que nuestros datos sean confiables, para esto, los medidores de flujo utilizados fueron calibrados y el procedimiento que se llevó acabo es el que se presenta en el apéndice B.3, también se muestran las ecuaciones de calibración y ubicación de cada medidor de flujo.

3.4 Piranómetro

El instrumento más utilizado para la medición de la radiación solar es el piranómetro. Un piranómetro, también llamado solarímetro es un instrumento meteorológico utilizado para medir de manera muy precisa la radiación solar incidente sobre la superficie de la tierra. Se trata de un sensor diseñado para medir la densidad del flujo de radiación solar en kilovatios por metro cuadrado (kW/m^2) en un campo de 180 grados. Este mide radiación global, es decir la que llega de todas direcciones, matemáticamente esto se escribe como:

$$G = G_d + G_b \cos \theta_z$$

Donde G_d es la irradiancia solar directa, la que llega directamente del disco solar y G_b es la irradiancia solar difusa, la que viene de todas las demás direcciones en el cielo, θ_z es el ángulo cenital solar que se define como el ángulo entre la vertical y la línea para el sol, es decir, el ángulo de incidencia de los rayos del sol sobre una superficie horizontal.

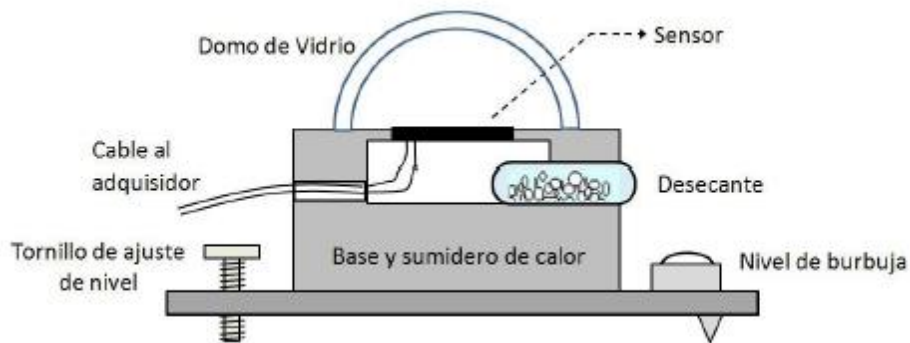


Figura 3.8 Partes de un piranómetro

Los piranómetros más comunes utilizan como sensor una batería de termopilas que presentan una excelente curva de respuesta a lo largo de todas las frecuencias que componen al espectro solar y se cubre con un domo de cristal de cuarzo para evitar que el intercambio convectivo con el ambiente figura 3.8. La diferencia de temperaturas entre las termopilas expuestas al Sol y las termopilas pegadas al cuerpo metálico del piranómetro producen una diferencia de voltaje entre las terminales de la termopila. Este voltaje es proporcional a la irradiancia medida y la constante de proporcionalidad C se conoce como constante de calibración del instrumento.

$$G = \frac{V}{C}$$

La constante de calibración se suele expresar en microvolts por metro cuadrado sobre Watt ($\mu\text{V m}^2/\text{W}$). Esta unidad equivale a la proporción de cada micrvolt por cada unidad de irradiancia W/m^2 .

La mayoría de las veces, los piranómetros se colocan horizontales, lo que permite medir la irradiación global que llega a la superficie terrestre. Sin embargo, la irradiación que incide sobre una superficie inclinada es diferente a la que se mide en una superficie horizontal. Por esta razón, cuando se está caracterizando colectores solares es conveniente colocar el piranómetro a la misma inclinación del colector, para conocer con mayor precisión la cantidad de energía que incide en éste.

3.5 Válvula Eliminadora de aire

Las válvulas eliminadoras de aire, son colocadas para que el sistema de bombeo trabaje a su máxima capacidad del flujo. Estas se encuentran instaladas en los puntos altos de la línea esto para que el aire acumulado sea expulsado. De no eliminar este aire se provoca una restricción en la línea como si tuviera una válvula de seccionamiento parcialmente cerrada, al ocurrir este fenómeno se presenta problemas tales como: mayor consumo de energía, un gasto menor al requerido y en ocasiones la obstrucción total del sistema.

Las válvulas eliminadoras de aire están provistas de un flotador interno y un orificio de venteo para expulsar y admitir las cantidades suficientes de aire al llenar o vaciar un sistema de bombeo (figura 3.9).

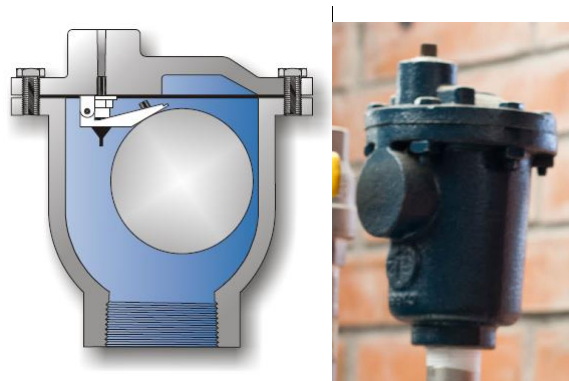


Figura 3.9 Válvula eliminadora de aire

Cuando el sistema está por ser llenado, el aire que está dentro es sustituido por el líquido a bombear, al irse llenando el sistema las válvulas colocadas en los puntos altos irán cerrando, cuando el nivel del líquido suba el flotador por quedar totalmente llena la línea sella éste en el asiento de la válvula y quedará totalmente cerrada. Estas podrán llenarse parcial o totalmente de aire, y no expulsarán dicho volumen en cuanto el sistema se encuentre en operación y bajo presión.

3.6 Válvulas de seguridad

La válvula de seguridad es un dispositivo automático para aliviar presión activado por la presión estática que ejerce el fluido contenido en un recipiente o tubería al cual esta comunicada la válvula.

Las válvulas de seguridad se caracterizan por su rápida acción de abertura (disparo) hasta que alcanza su carrera total (desplazamiento total del disco), es utilizada básicamente para servicio en vapor, aire o gases.

Su función es permitir que escape cualquier exceso de presión generado dentro del sistema, antes que dicha sobrepresión ponga en riesgo al operador, instalaciones y equipo.

Algunas características de la válvula de seguridad marca VAYREMEX figura 3.10 son:

- Descarga lateral de $\frac{3}{4}$ para servicio de vapor, aire o gas
- Presión máxima de disparo: 6.5 bar
- Temperatura máxima de operación: 208°C
- Conexión roscada macho a la entrada de $\frac{3}{4}$ NPT



Figura 3.10 Válvula de seguridad

3.7 Sistema de Adquisición de datos

El objetivo de un sistema de adquisición de datos es hacer más eficiente y confiable la lectura y registro de la información proporcionada por los distintos instrumentos utilizados en el SCSA.

Para el registro de los datos experimentales se cuenta con un sistema de adquisición de datos Agilent Technologies 38980A (figura 3,11), donde se monitorean de forma automática todos los componentes del sistema SCSA a través de tarjetas multiplexoras 3801A (figura 3.12 a) las cuales reciben la señal de los sensores conectados en el sistema, y también se cuenta con una tarjeta digital 3802A (figura 3.12 b) para poder manipular un circuito multiplexor (figura 3.12 c) este realizado en el IER-Coordinación de refrigeración y bombas de calor, este circuito multiplexor nos permite monitorear las temperaturas del tanque de almacenamiento y otros puntos del sistema.

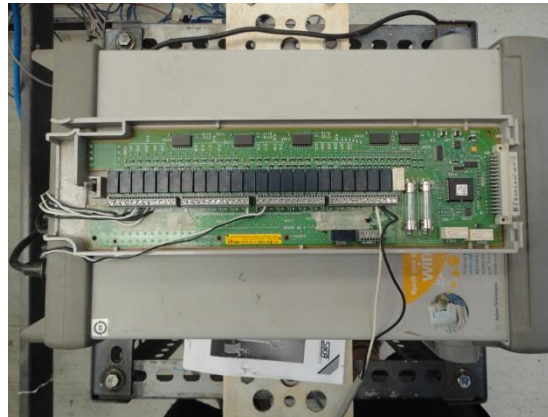


Figura 3.11 Adquisidor de datos

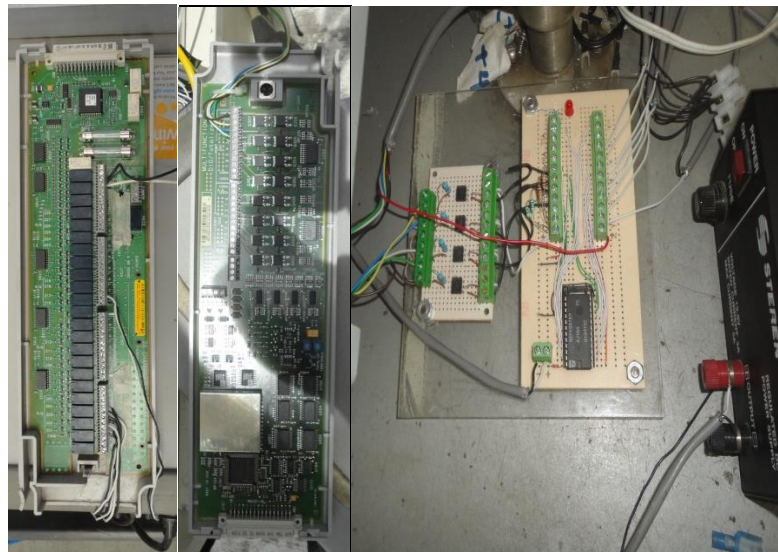


Figura 3.12 a) Tarjeta multiplexora b) Tarjeta digital c) Circuito multiplexor

Mediante el software HP-VEE (Visual Engineering Environment), que es compatible con los productos de Agilent, se realiza un programa de adquisición de datos donde se realiza el registro y almacenamiento de todos los datos de la instrumentación en un tiempo real cada 30 segundos, por medio de rutinas programadas para este fin y posteriormente realizar al final de cada prueba genera un archivo de datos. En la figura 3.13 se muestra la plataforma final del programa y se pueden observar todas las variables que se están registrando.

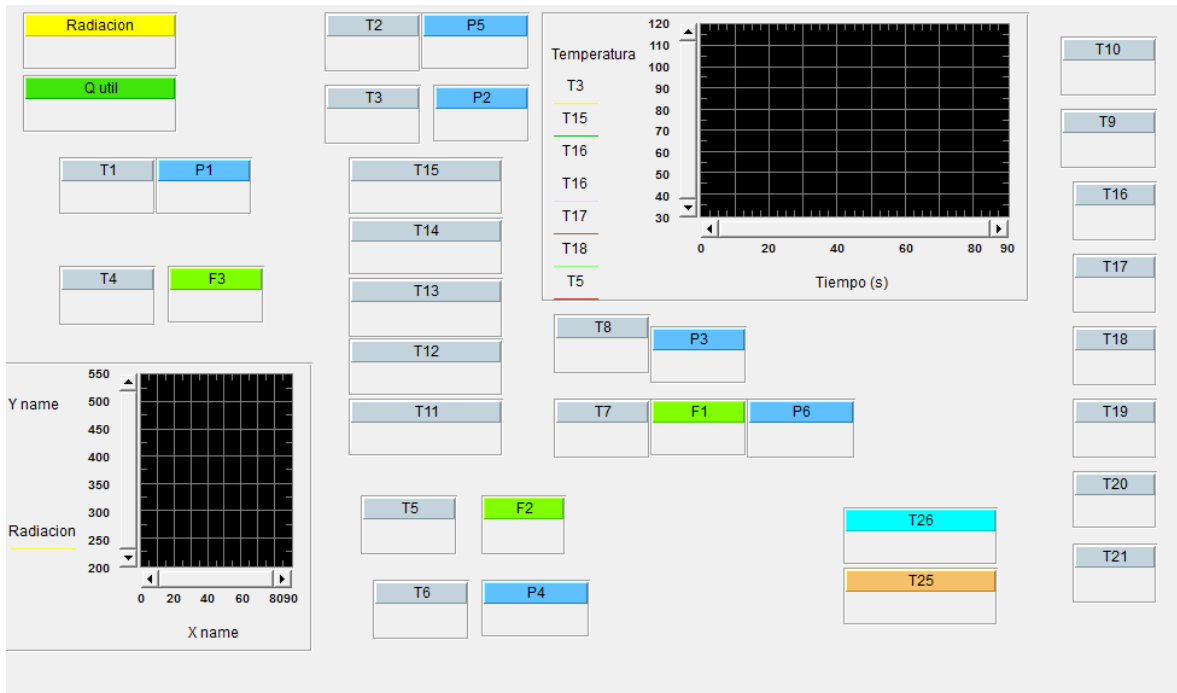


Figura 3.13 Programa para adquisición de datos

En las figuras 3.14 y 3.15 se pueden apreciar donde se encuentran instalados cada uno de los sensores mostrados en la figura 3.13. En los apéndices A, B, C, se encuentran los procedimientos de calibración así como su ecuación de calibración de cada sensor.

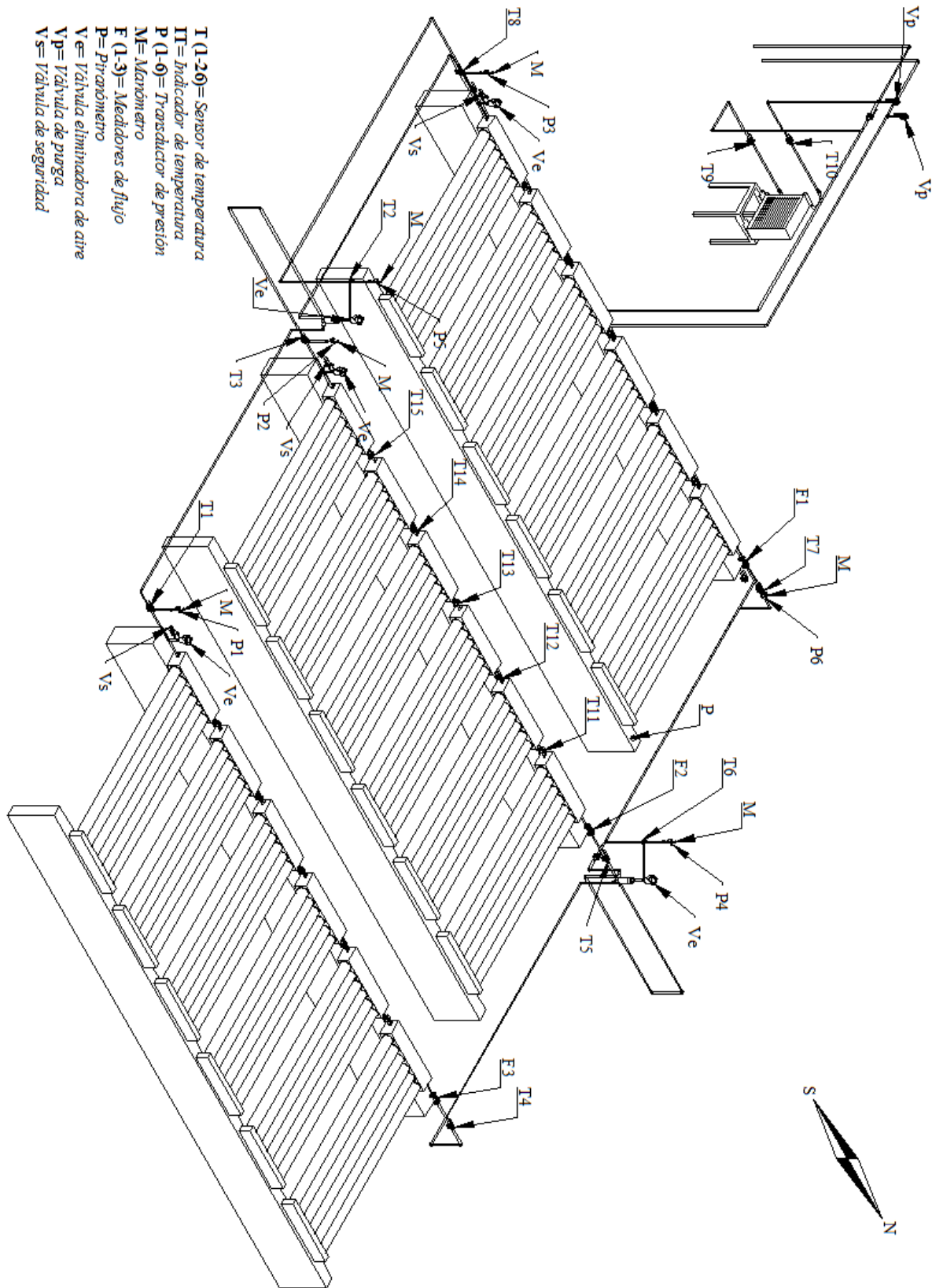


Figura 3.14 Localización de los sensores en la área de los colectores en el SCSA

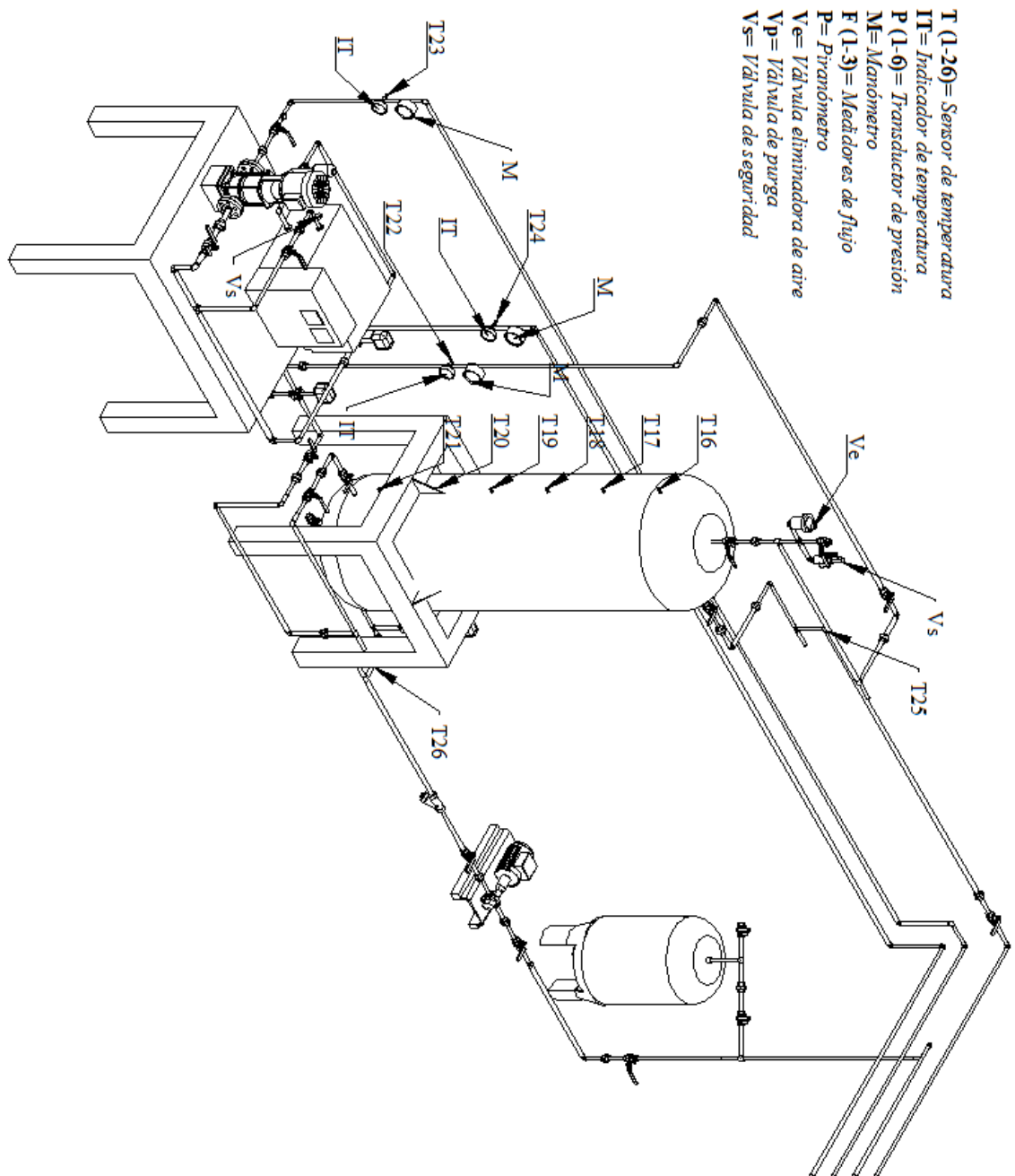


Figura 3.15 Localización de los sensores en la área del tanque de almacenamiento en el SCSA

Capítulo 4 Operación del SCSA

En este capítulo se describe el funcionamiento del SCSA así como el llenado del sistema, las condiciones de operación, arranque y paro de emergencia.

4.1 Funcionamiento del SCSA

A continuación se describe el funcionamiento del SCSA del IER-UNAM, en la figura 4.1 se muestra el tanque de almacenamiento, tanque de expansión, bombas de flujo y las tuberías que conecta a cada elemento.

Comenzando la explicación en la figura 4.1, y empezando en el número 1 que es el tanque de almacenamiento, se empieza en la parte inferior del tanque donde está la salida del fluido y siguiendo las flechas color azul esta pasa por la bomba de suministro de agua a los colectores (2), siguiendo por el tanque de expansión (3), el cual tiene como función absorber el exceso del volumen generado por el aumento de la temperatura. Pasando el tanque de expansión sigue la tubería hasta llegar al punto A1, esta tubería que llega al punto A2 en la figura 4.2, tiene una longitud aproximadamente de 75 metros, y siguiendo las líneas de flujo se llega al distribuidor de flujo (4), el cual se encarga de dividir el flujo mandado por la bomba en partes equitativas, resultando tres flujos (F1, F2, F3). Saliendo del divisor de flujo, se observa que la línea azul llega a la entrada de los colectores de tubos evacuados en serie (5), ahí entra al cabezal y entra en el tubo interior y regresa por el tubo exterior, tal como se puede apreciar en la figura a detalle del recorrido del fluido en los colectores, al salir del primer colector el proceso se repite, con los otros 5 colectores, aquí la temperatura del fluido se va elevando conforme va pasando por los colectores. Al final se encuentra la salida de los colectores (flechas color rojo), donde después los flujos de cada banco se juntan en el concentrador de flujos (6), saliendo del concentrador de flujos y siguiendo las flechas color rojo, se llega al punto B1, pero antes se encuentra el disipador de calor (7), el cual solo entra en funcionamiento cuando no se quiere elevar la temperatura del tanque de almacenamiento, de manera que al fluido en esta parte se le retira el calor ganado en los colectores. Del punto B1 al punto B2 de la figura 4.1 se tiene una longitud aproximadamente de 75 metros, y siguiendo la trayectoria de las flechas rojas se llega a la entrada del agua al tanque, esta proveniente de los colectores. El proceso que se ha venido mencionando se repite para el calentamiento del agua del tanque almacenamiento. Una vez que se ha calentado el agua, para suministrar energía térmica a un proceso, el agua sale de la parte superior del tanque, siguiendo la trayectoria verde se observa que llega hasta una válvula de tres vías (8) la cual es de tipo selectora, anteriormente en el capítulo 2, figura 2.14 se menciona las posiciones que puede tomar, siguiendo la secuencia del fluido este pasa por un centro de bombeo (9) el cual es bombeado al punto “P” el cual consiste en un proceso.

Después iniciando en el punto R que es el retorno del proceso y siguiendo la trayectoria de color morado se encuentra con una válvula de tres vías (10), la cual es del tipo mezcladora la cual tiene tres posiciones mencionados en el capítulo 2, después pasando la válvula el agua de retorno entra al tanque, y de ahí vuelve a comenzar el ciclo.

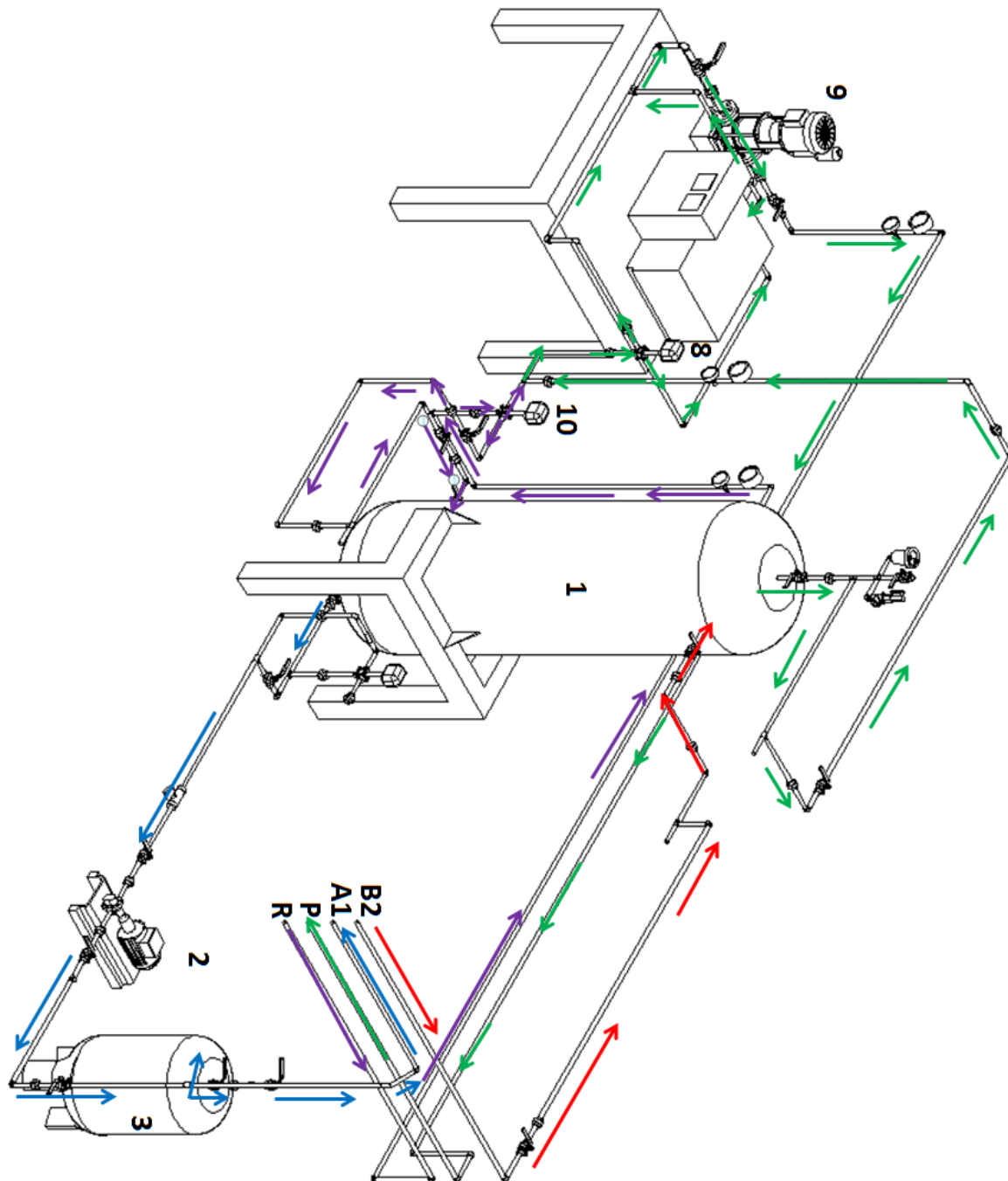


Figura 4.1 Secuencia de Flujo del SCSA, parte 1

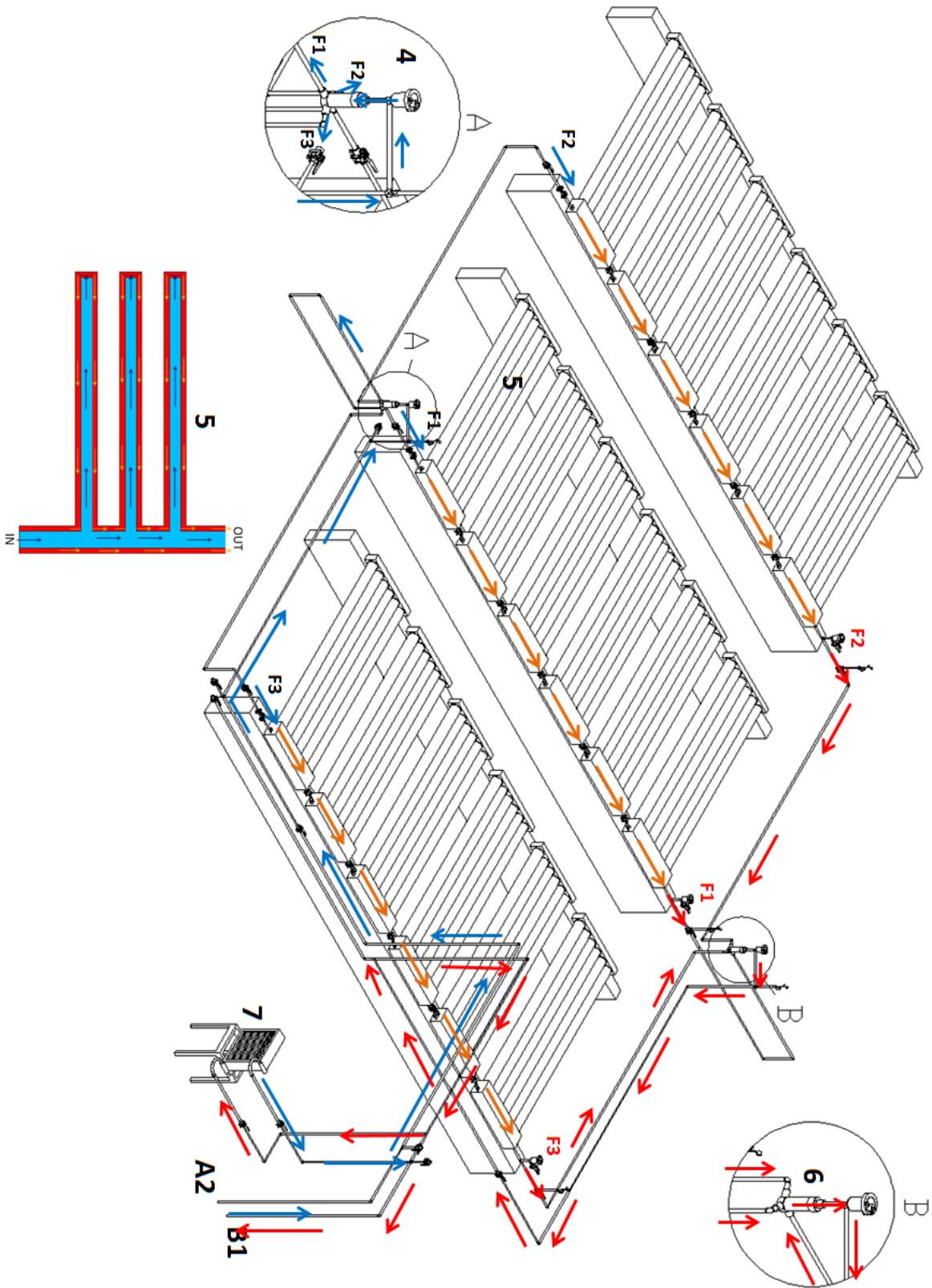


Figura 4.1 Secuencia de Flujo del SCSA, parte 2

4.2 Condiciones de operación

Las condiciones de operación del SCSA, se presentan en la tabla 4.1, donde se observan los componentes del sistema y los rangos de operación de cada uno. Los rangos que se aprecian son los valores que se deben respetar para un buen funcionamiento.

Tabla 4.1 Condiciones de operación del SCSA

Componente	Condición Inicial		Condición Final
BCTE	Flujo	Establecido de: 100 a 200 l/min	Establecido
	Presión	2 bar	6 bar
Tanque de expansión.	Temperatura	25 a 80 °C	80 a 120 °C
	Presión	2 bar	6 bar
Bomba de engranes.	Frecuencia	Establecido de 0.1 a 60 Hz	
	Flujo	Establecido de 0.1 a 20 l/min	
Bomba centrífuga.	Frecuencia	Establecido de 0.1 a 60 Hz	
	Flujo	Establecido de 0.1 a 16 l/min	
Tanque de almacenamiento	Temperatura	25 a 80 °C	80 a 135 °C
	Presión	2 bar	6 bar
Calentador Auxiliar	Calentamiento	Apagado	Requerimiento térmico de 80 a 120 °C
	Presión	2 bar	6 bar
SRA	Temperatura de Generación	85 a 120 °C	
	Flujo	Establecido de 0.1 a 16 l/min	

4.3 Llenado del SCSA

Para el llenado del SCSA se utilizó agua destilada como fluido de trabajo, se decidió esto por la razón de que se requería un fluido el cual no generara incrustaciones en las tuberías y al utilizar agua destilada se está eliminando una gran parte de las sales y otra razón es para reducir la corrosión. Para el llenado se dividió el sistema en tres partes las cuales son:

1. Tanque de almacenamiento.
2. Tuberías y CA-AUX.
3. Colectores Solares.

La primer parte se procedió a llenarla de la siguiente manera, primero se calculó el volumen del tanque dando como resultado 700 litros de agua destilada, los cuales se obtuvieron de la maquina destiladora con que cuenta el IER-UNAM. Para introducir el agua al tanque se utilizó un tanque

provisional y una bomba centrífuga de 1HP, bombeando el agua a una entrada ubicada en la parte inferior del tanque.

Una vez llenado el tanque se procedió a calcular el volumen de las tuberías conectadas al CA-AUX y el volumen del mismo resultando en 120 litros, esta agua se introdujo con la ayuda de la bomba utilizada anteriormente, para esta sección en particular se dejó un venteo provisional en la parte del CA-AUX para que saliera todo el aire contenido en la tubería y en el tanque. Una vez lleno se colocó un tapón al venteo.

Finalmente para el llenado de los colectores se utilizó la bomba de engranes la cual es para bombear agua a los colectores, lo que se realizó fue primero cerrar la válvula de entrada proveniente de los colectores, luego se encendió la bomba a un flujo de 10 kg/min, al estar cerrada la válvula de retorno obliga que el aire acumulado en los colectores sea expulsado por las válvulas eliminadoras de aire, cuando la presión aumenta esto visto en los manómetros quiere decir que los colectores están completamente llenos, ahora al tanque de almacenamiento que le falta agua esta es recuperada con la bomba provisional, y finalmente se abre la válvula de entrada proveniente de los colectores y el SCSA está listo para realizar pruebas.

4.4 Arranque del sistema

Es importante mencionar que durante el arranque del sistema se deben de tomar las precauciones necesarias debido a que el sistema opera a presión y temperatura relativamente altas. Se deben utilizar los elementos de seguridad pertinentes (guantes, goggles, bata, etc.) antes de efectuar cualquier actividad de arranque del sistema.

Para evitar el mal funcionamiento del SCSA e iniciar el arranque del sistema se deben de realizar algunas actividades previas al arranque las cuales se mencionan a continuación;

- Encender el sistema eléctrico, así como las fuentes de alimentación de los instrumentos de medición.
- Encender el sistema de adquisición de datos y corroborar que los instrumentos se encuentren funcionando correctamente.
- Verificar que el SCSA este purgado, corroborar que el equipo se encuentra sin aire, se realiza en dos partes. En la primer parte se observa el manómetro ubicado en el tanque de expansión, este debe estar a la presión de arranque, si este se encuentra en cero esto quiere decir que el tanque tiene aire, lo que se hace para recuperar la presión de trabajo es inyectarle agua hasta que el manómetro marque la presión de trabajo inicial. La segunda parte es en el área de los colectores estos deben estar a la misma presión del tanque, si

estos se encontraran por debajo de la presión lo que se procede hacer es presurizar y extraer el aire con ayuda de la bomba de engranes para esto se cierra la válvula de la entrada del tanque, una vez que la presión es la deseada se cierra la válvula de salida del tanque y se apaga la bomba. Antes de abrir las válvulas de entrada y salida del tanque se debe de repetir el primer paso, y continuar con el procedimiento ya descrito.

- Verificar que los componentes del sistema tenga las condiciones iniciales de operación establecidas en la tabla 4.1 antes de arrancar.
- Fijar el flujo de trabajo de la prueba, y empezar a circular fluido a los colectores, este flujo se debe de mantener durante toda la prueba, y al no contar con una regulación de flujo automático dependiendo la temperatura del fluido, esto se debe hacer manual.
- Destapar el BCTE, para que empiece a recibir radiación solar.
- Una vez destapado el BCTE, este empezara a calentar el fluido, exceptuando la revisión que se debe ir haciendo al variador de frecuencia por la variación de temperatura del fluido, el sistema seguirá estable hasta terminar la prueba experimental.
- Cuando este en operación el sistema, uno debe estar monitoreando que los sensores y los componentes estén trabajando normalmente.
- Para terminar la prueba lo que se debe realizar es; primero parar el programa de adquisición de datos y guardar los datos obtenidos, luego hay que apagar la bomba de suministro y tapar los colectores, para que el día siguiente se empiece de nuevo el proceso de encendido.

NOTA: En caso de no querer elevar la temperatura del tanque de almacenamiento se puede encender el disipador de calor, para encenderlo primero hay que abrir las válvulas de entrada y salida del radiador, y luego encender el ventilador del disipador. Al encender el disipador hay que regular el flujo de trabajo al flujo deseado

En caso de hacer pruebas con carga térmica, los pasos anteriores son los mismos, recalando que en cuanto se tenga la temperatura deseada a suministrar, se enciende la bomba de suministro, aquí en este caso se debe estar monitoreando el sistema térmico por cualquier complicación técnica y poder retirar el calor de suministro al sistema.

4.5 Paro de Emergencia

Cuando se presente un siniestro o situación inesperada que requiera suspender inmediatamente la operación del sistema, se recurre al paro de emergencia. Es importante guardar la calma e identificar el origen y determinar el riesgo.

En caso de presentarse una fuga en las líneas principales, del tanque de almacenamiento a los colectores.

1. Tapar el BCTE.
2. Detener la bomba de suministro a los colectores.
3. Hacer la reparación correspondiente
4. Realizar prueba de fugas.
5. Notificar al responsable

En caso de presentarse una fuga controlable en algún banco en específico.

1. Tapar la sección donde se localizó la fuga, y aislarla de los otros bancos.
2. Hacer la reparación correspondiente
3. Dejar pasar flujo de nuevo al banco afectado, verificando la desaparición de la fuga.
4. En caso de seguir la fuga parar el sistema por completo.
5. Notificar al responsable del área.

En caso de presentarse una pérdida de energía eléctrica prolongada o falla de la bomba de fluido.

1. Tapar el BCTE, ya que al no tener flujo, el líquido está en estancamiento y si existe radiación, la temperatura del fluido va a subir hasta la temperatura de estancamiento de los colectores, y esto puede ocasionar una sobrepresión en los colectores y dañar la tubería del colector
2. Hacer la reparación correspondiente o esperar la integración de la energía eléctrica para destapar el BCTE.
3. Notificar al responsable del área.

Capítulo 5 Metodología

En este capítulo se presenta la metodología de análisis de los datos experimentales obtenidos y algunas relaciones que se consideraron para este.

5.1 Estructura de los datos experimentales

Los datos obtenidos durante la experimentación fueron adquiridos por medio de un sistema de adquisición de datos, los datos se obtuvieron en intervalos de 30 segundos, estos se almacenan en un archivo de datos el cual nos presenta los datos puntuales durante la prueba, los datos tomados son los que se presentan en la tabla 5.1, los cuales se señalan en las figuras 3.14 y 3.15.

Tabla 5.1 Datos adquiridos por el adquisidor de datos.

Sensor	Medición	Unidades	Incertidumbre
T(1-26)	Temperatura	°C	±0.1°C
P(1-6)	Presión	bar	±1%
F(1-3)	Flujo másico	kg/min	±2%
P	Radiación	W/m ²	±1%

Para el análisis de los datos se realizó la metodología presentada a continuación.

5.2 Cálculo de la eficiencia y Calor útil Teórico en el SCSA

Una vez que se tiene el archivo de datos, estos son utilizados en una hoja de cálculo la cual contiene una serie de fórmulas, que a continuación se presentan. Los resultados presentados son cálculos realizados cada 10 minutos durante la prueba.

Se calcula la eficiencia de los colectores solares a partir de la ecuación 1, una ecuación obtenida por Hottel-Whillier [Duffie y Beckman, 1991]

$$\eta = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I} \quad (1)$$

Donde;

η = Eficiencia del colector [-]

T_i = Temperatura del fluido a la entrada del colector [°C]

T_a = Temperatura ambiente [°C]

I = la irradiación obtenida durante un intervalo de tiempo [W/m²]

F_R = Factor general de eficiencia de remoción de calor del colector [-]

$(\tau\alpha)_n$ = Producto de la transmitancia de cubierta y la absorptancia en incidencia normal

U_L = Coeficiente global de pérdida de calor del colector por unidad de superficie [**kJ/h m² K**]

El coeficiente de pérdidas U_L no es exactamente constante, por lo tanto una mejor expresión se obtiene teniendo en cuenta una dependencia lineal de U_L contra $(T_i - T_a)$: dando la ecuación 2.

$$\eta = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I} - F_R U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I} \quad (2)$$

La ecuación 2, se puede escribir como

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I} \quad (3)$$

Donde;

$U_{L/T}$ = Coeficiente de pérdida de calor del colector dependiente de T [**kJ/h m² K²**]

ΔT = Diferencia de temperatura $(T_i - T_a)$ ó $(T_m - T_a)$ ó $(T_o - T_a)$ [**°C**]

η_0 = Eficiencia del máxima del colector [-]

a_1 = coeficiente de pérdidas de calor en $(T_m - T_a) = 0$ [**Wm⁻²K⁻¹**]

a_2 = Dependencia de la temperatura del coeficiente de pérdida de calor [**Wm⁻²K⁻²**]

T_o = Temperatura del fluido a la salida del colector [**°C**]

T_m = Temperatura promedio del fluido $((T_i + T_o) / 2)$ [**°C**]

La eficiencia térmica se define por 3 parámetros, a_0 , a_1 y a_2 . Estos 3 parámetros están disponibles para la evaluación de colectores, los cuales siguen los estándares de ASHRAE y valorados por SRCC [ASHRAE, 2003; SRCC, 1995], así como para las pruebas en colectores, de acuerdo con los últimos estándares europeos en los colectores solares [CEN, 2001]. Hay muchos ejemplos de parámetros de evaluación para colectores, los cuales se pueden encontrar en Internet [SPF, 2004].

Cuando se cuenta con estos 3 parámetros por lo general son proporcionados en la ficha técnica del colector, es importante asegurarse de que la superficie de colector entró como parámetro, y que coincida con el área utilizada para determinar los valores de a_0 , a_1 y a_2 . Por lo general, se proporcionan curvas de eficiencia de área bruta en los EE.UU. y el área de apertura en Europa. En la ecuación 3, ΔT es igual a $(T_m - T_a)$, pero en ocasiones en los informes de las pruebas del colector proporcionan la curva de eficiencia utilizando diferencias de temperaturas distintas, que a continuación se presentan:

$$\Delta T \begin{cases} \Delta T_i = T_i - T_a \\ \Delta T_m = T_m - T_a \\ \Delta T_o = T_o - T_a \end{cases}$$

La primera formulación se prefiere normalmente en los EE.UU., mientras que el segundo es utilizado en la mayoría de los documentos europeos. La ecuación 3 se puede utilizar en cualquiera de esas definiciones de la diferencia de temperatura y el usuario puede especificar los coeficientes de a_0 , a_1 y a_2 , usando cualquiera de las definiciones anteriores.

Una vez calculada la eficiencia con la ecuación 3 se puede determinar el calor útil, esto se hace con la ecuación 4

$$Q_u = \eta A I \quad (4)$$

5.3 Cálculo de la eficiencia y calor útil medido en el SCSA

Para calcular el calor útil medido se utiliza la ecuación 5, y para calcular la eficiencia medida se utilizó la ecuación 6

$$Q_u = \dot{m} C_p \Delta T \quad (5)$$

$$\eta = \frac{Q_u}{A I} \quad (6)$$

Donde;

Q_u = Calor útil [MJ/hr]

\dot{m} = Flujo másico [kg/s]

C_p = Calor específico del fluido [J/kg K]

ΔT = Diferencia de temperatura ($T_m - T_a$) [°C]

η = Eficiencia del colector [-]

I = la irradiación obtenida durante un intervalo de tiempo [W/m^2]

A = Área de captación a evaluar (área de absorción o apertura o total del colector) [m^2]

5.4 Factores de Corrección para la curva de eficiencia teórica

Si los coeficientes se dan en términos de la media o de la temperatura de salida, se aplican factores de corrección. Estos factores de corrección se derivan de las curvas de eficiencia lineales (Ecuación

2), por lo que la ecuación 3, primero debe ser convertida a esta forma mediante la realización de algunas manipulaciones. Una primera modificación al coeficiente de eficiencia de primer orden del colector está definida por la ecuación 7.

$$U'_L = U_L + U_{L/T}(T_i - T_a) \quad (7)$$

Lo que resulta es:

$$\eta = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U'_L \frac{(T_i - T_a)}{I} \quad (8)$$

Los factores de corrección están dados por [Duffie y Beckman, 1991], cuando los coeficientes están en función de T_m

$$F_R(\tau\alpha) = F_m(\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{test} C_p}{\dot{m}_{test} C_p + \frac{F_m U'_L}{2}} \right) \quad (9)$$

$$F_R U'_L = F_m U'_L \left(\frac{\dot{m}_{test} C_p}{\dot{m}_{test} C_p + \frac{F_m U'_L}{2}} \right) \quad (10)$$

Y cuando son en función de T_o ;

$$F_R(\tau\alpha) = F_o(\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{test} C_p}{\dot{m}_{test} C_p + F_o U'_L} \right) \quad (11)$$

$$F_R U'_L = F_o U'_L \left(\frac{\dot{m}_{test} C_p}{\dot{m}_{test} C_p + F_o U'_L} \right) \quad (12)$$

Donde;

U_L = Coeficiente global de pérdida de calor del colector por unidad de superficie [$\text{kJ/h m}^2 \text{K}$]

F_R = Factor general de eficiencia de remoción de calor del colector [-]

F_m = Valor Modificado de F_R cuando se da la eficiencia en términos de T_m , y no en T_i [-]

F_o = Valor Modificado de F_R cuando se da la eficiencia en términos de T_o , y no en T_i [-]

$(\tau\alpha)_n$ = Producto de la transmitancia de la cubierta y la absorptancia del absorbedor en incidencia normal

$(\tau\alpha)$ = Producto de la transmitancia de la cubierta y la absorptancia del absorbedor

\dot{m}_{test} = Flujo másico en condiciones de prueba [kg/s]

Debido a que las curvas de eficiencia son obtenidas bajo ciertas condiciones, es necesario aplicar correcciones a los parámetros del colector para cuando se tenga:

- Diferentes valores de flujo másico, a que el valor en condiciones de prueba.
- Colectores idénticos montados en serie
- Incidencia solar no normal

Estas modificaciones se describen en [Duffie y Beckman, 1991] y se resumen a continuación.

5.4.1 Corrección de Flujo

Idealmente los datos de prueba deben ser medidos a una velocidad de flujo correspondiente a la aplicación, sin embargo, en la práctica se opera a una velocidad de flujo que no es el valor en el que se puso a prueba el colector, tanto $F_R(\tau\alpha)_n$ y $F_R U'_L$ son corregidos para tener en cuenta los cambios en F_R .

La relación de, r_1 , por la cual se corrige el flujo está dada por:

$$r_1 = \frac{F_R U'_L|_{use}}{F_R U'_L|_{test}} = \frac{F_R(\tau\alpha)_n|_{use}}{F_R(\tau\alpha)_n|_{test}} = \frac{\frac{\dot{m}C_p}{A F' U_L} \left(1 - e^{-\frac{A F' U_L}{\dot{m}C_p}} \right) \Big|_{use}}{\frac{\dot{m}_{test}C_p}{A F' U_L} \left(1 - e^{-\frac{A F' U_L}{\dot{m}_{test}C_p}} \right) \Big|_{test}} \quad (13)$$

Para utilizar esta ecuación 13, es necesario estimar $F'U_L$. Esa cantidad se puede calcular a partir de las condiciones de prueba con la ecuación 14.

$$F'U_L = -\frac{\dot{m}C_p}{A} \ln \left(1 - \frac{F_R U'_L A}{\dot{m}C_p} \right) \quad (14)$$

Para el caso, el $F'U_L$ calculada a partir de las condiciones de prueba es aproximadamente igual a $F'U_L$ a las condiciones de uso y se puede utilizar tanto en el numerador como en el denominador de la ecuación 13

5.4.2 Corrección de número de colectores en serie

Cuando se colocan un número de colectores en serie, tanto $F_R(\tau\alpha)_n$ y $F_R U'_L$ son analíticamente modificados, para tener en cuenta los colectores idénticos montados en serie la ecuación 15, nos da la corrección de esta consideración.

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A F_R U'_L}{\dot{m} C_p}\right)^{N_s}}{N_s \frac{A F_R U'_L}{\dot{m} C_p}} \quad (15)$$

N_s = Número de colectores en serie [-]

5.4.3 Corrección del Angulo Modificador

Otra corrección necesaria es la del ángulo de incidencia, debido a que las pruebas del colector se realizan generalmente en días claros en incidencia normal de manera que el producto de la transmitancia-absortancia ($\tau\alpha$) es casi el valor normal de incidencia de la radiación del haz, $(\tau\alpha)_n$.

La eficiencia de intercepción, $F_R(\tau\alpha)_n$, se corrige la incidencia solar no normal por el factor $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$. Por definición, $(\tau\alpha)$ es la relación de la radiación absorbida total de la radiación incidente. Por lo tanto, una expresión general para $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ es:

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right) \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right) \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad (16)$$

Algunas pruebas de colectores sólo proporcionan el valor del ángulo de incidencia modificado (IAM, por sus siglas en inglés), por lo general a 50 °. En tal caso, se recomienda usar el modo óptico, el cual se supone que $b_1 = 0$ y calcular b_0 usando la ecuación 17, esto es lo que ocurre en la mayoría de los colectores de placa plana.

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1\right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1\right)^2 \quad (17)$$

Para el caso aquí estudiado, se cuenta con colectores biaxiales, los cuales responden de manera diferente a la radiación paralela al eje longitudinal o paralela al eje transversal. Sin embargo, tienen simetría con respecto a planos transversales y longitudinales. Los ejemplos más comunes de los coleccionistas biaxiales son los colectores tubulares de vacío, colectores CPC y los colectores cilindro-parabólicos.

En la figura 5.1 se muestra un sistema de coordenadas, formado por dos direcciones en el plano del colector y por su dirección normal. El eje longitudinal en la dirección norte-sur y el eje transversal en la dirección este-oeste. Los planos longitudinal y transversal están definidos por la dirección correspondiente y son perpendiculares al colector. El ángulo longitudinal de incidencia es el ángulo entre la dirección normal al colector y la proyección de la posición del sol en el plano longitudinal. De la misma manera, el ángulo de incidencia transversal se obtiene por la proyección en el plano transversal (T. Osorio, 2011).

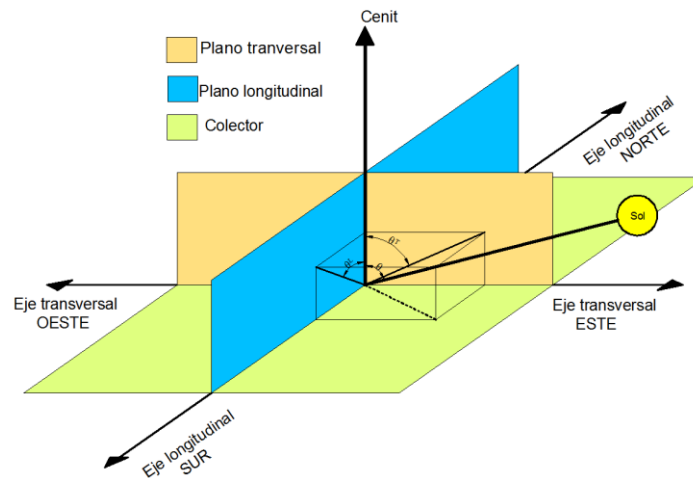


Figura 5.1 Direcciones transversal y longitudinal y planos del colector (NEGST, 2007)

En la mayoría de los casos, los informes de ensayo de colectores proporcionan el IAM transversal (IAMT), para diferentes valores del ángulo de incidencia y el IAM longitudinal (IAML) para diferentes ángulos de incidencia. Para obtener el IAM para cualquier IAML y IAMT se puede aproximar multiplicando IAML y IAMT, como se discute en (McIntire, 1982) y (Theunissen y Beckman, 1985).

Para los colectores evacuados, **modelos DF120-6**, utilizados, en la ficha técnica se proporcionan las curvas de los ángulos transversal y longitudinal, como se puede apreciar en la gráfica 5.1 y para obtener el valor para cada ángulo de incidencia, se extrajeron los valores de la gráfica y se realizó un polinomio de 5^{to} orden, para IAMT y IAML, esto para tener una aproximación de los valores proporcionados por el fabricante

$$\text{IAMT} = 2\text{E-}09 \theta^5 - 3\text{E-}07 \theta^4 + 2\text{E-}05 \theta^3 - 0.0005 \theta^2 + 0.0051 \theta + 1 \quad (18)$$

$$\text{IAML} = -5\text{E-}10 \theta^5 + 7\text{E-}08 \theta^4 - 4\text{E-}06 \theta^3 + 1\text{E-}04 \theta^2 - 0.0008 \theta + 1 \quad (19)$$

Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 5.2

θ	IAML	IAMT
0	1	1
10	0.9982	1.0106
20	0.9980	1.0255
30	0.9891	1.0544
40	0.9682	1.0723
50	0.9278	1.0542
60	0.8491	0.9893
70	0.7080	0.7695
80	0.4502	0.4172
90	0	0

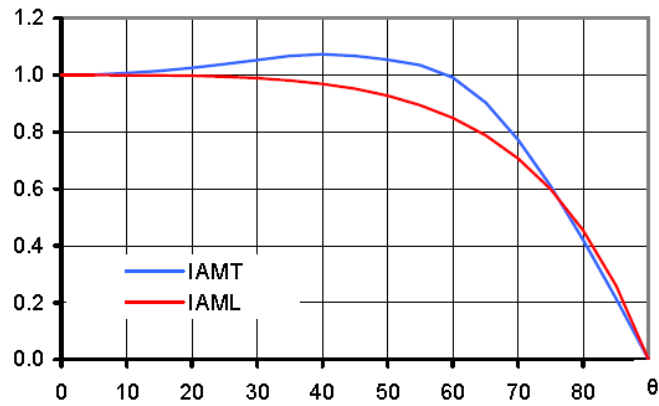


Tabla 5.2 y Grafica 5.1 Valores del Ángulo Longitudinal (IAML) y Transversal (IAMT)

Para obtener el ángulo de incidencia durante el día se utilizaron las siguientes relaciones;
 En primer lugar calcula el día juliano (n) el cual se calcula con la tabla 5.3, donde i es el número del día dependiendo el mes.

Tabla 5.3 Día Juliano

Mes	n Día del mes
Enero	i
Febrero	31+i
Marzo	59+i
Abril	90+i
Mayo	120+i
Junio	151+i
Julio	181+n
Agosto	212+i
Septiembre	243+i
Octubre	273+i
Noviembre	304+i
Diciembre	334+i

Una vez calculando el numero juliano se calcula la declinación con la siguiente formula

$$\delta = 23.45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (20)$$

A su vez se calcula el tiempo Solar el cual está dado por:

$$t_{sol} = t_{est} + 4(L_{est} - L_{local}) + V + E \quad (21)$$

Se debe tener en cuenta que la corrección de la ecuación del tiempo es en minutos y que hay una diferencia de 60 minutos entre el horario de verano y la hora estándar, V es -60 en el horario de verano y 0 en el de invierno, y E está dado por:

$$E = 229.2(0.000075 + 0.001868 \cos(B) - 0.032077 \sin(B) - 0.014615 \cos(2B) - 0.04089 \sin(2B)) \quad (22)$$

Y B es;

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (23)$$

Una vez obtenido t_{sol} se puede calcular el ángulo horario que está dado por:

$$\omega = 0.25 (t_{sol} - 720) \quad (24)$$

Teniendo: la declinación (δ), la pendiente (β), latitud (ϕ), ángulo horario (ω) y ángulo de la superficie acimutal (γ) podemos calcular el ángulo de incidencia (θ) el cual es calculado por:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (25)$$

Una vez que se calculó el ángulo de incidencia se utilizan las ecuaciones 18 y 19 y los resultados de estas se multiplican para obtener el factor del ángulo modificador (K_θ).

Cabe mencionar que utilizando el modo óptico en la ecuación 17, este nos sirve solo para calcular el IAML.

5.5 Propagación de errores

La propagación de errores nos permite asignar un error al valor calculado, esto si se conocen las incertidumbres de las variables involucradas.

En este caso se aplicó la propagación de errores a las ecuaciones 5 y 6, la cuales describen el calor útil y la eficiencia medida de los colectores, para esto se aplicaron las siguientes reglas para la propagación de errores.

- El error absoluto de la suma y de la diferencia de dos o más magnitudes es la suma de los errores absolutos de dichas magnitudes: si $a \pm \epsilon_a$ y $b \pm \epsilon_b$ son sumados el error de z es :

$$z = (a + b) \pm (\epsilon_a + \epsilon_b)$$

- El error relativo del producto o el cociente es la suma de los errores relativos si $a \pm \epsilon_a$ y $b \pm \epsilon_b$ son multiplicados el error de z es :

$$z = ab$$

$$\frac{\epsilon z}{|z|} = \frac{\epsilon a}{|a|} + \frac{\epsilon b}{|b|}$$

$$z \pm \epsilon z$$

- El error absoluto del producto de una constante por una magnitud es igual al producto de la constante por el error absoluto de la magnitud. Si $a \pm \epsilon a$ y C una constante y son multiplicados, $z = a C$, entonces su error de z es:

$$z = a C$$

$$\epsilon z = |A| * \epsilon a$$

$$z \pm \epsilon z$$

Para la aplicación de la propagación de errores se requiere saber cuál es la incertidumbre de los instrumentos utilizados, en la tabla 5.1 se presenta los tipos de instrumentos así como su incertidumbre.

5.6 Análisis del sistema de refrigeración solar

Para el análisis del sistema de refrigeración se determina el coeficiente de rendimiento térmico (COP) esto con la siguiente relación:

$$COP_{t\acute{e}rmico} = \frac{\textit{Capacidad de enfriamiento}}{\textit{Energía recibida por el sistema solar}} \tag{26}$$

Siendo igual a:

$$COP_{t\acute{e}rmico} = \frac{\dot{m}_{ev}(T_{oev} - T_{iev})C_{pev}}{\dot{m}_{ge}(T_{oge} - T_{ige})C_{pge}} \tag{27}$$

Dónde:

\dot{m}_{ev} = Flujo másico al evaporador [kg/s]

\dot{m}_{ge} = Flujo másico al generador [kg/s]

T_{oev} = Temperatura de salida del evaporador [°C]

T_{iev} = Temperatura de entrada del evaporador [°C]

T_{oge} = Temperatura de salida del generador [°C]

T_{ige} = Temperatura de entrada del generador [°C]

C_{pev} = Calor específico del fluido del evaporador [J/kg K]

C_{pge} = Calor específico del fluido del generador [J/kg K]

5.7 Consideraciones

A continuación se presentan algunas consideraciones que se tomaron en cuenta para el análisis de los colectores.

El análisis se realiza con respecto a $\Delta T_m = T_m - T_a$, y como se mencionó anteriormente que la eficiencia teórica es afectada por 3 factores de corrección, (flujo másico (r_1), colectores montados en serie (r_2) y el ángulo modificador (K_θ)), aplicando estas 3 correcciones la ecuación 3 queda;

$$\eta = r_1 r_2 K_\theta \eta_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{I} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{I} \quad (28)$$

De la ficha técnica de los colectores, se tomaron los valores de η_0 , a_1 , a_2 , asignados a la área de absorción del colector, los cuales corresponden a;

- $A = 1.609 \text{ m}^2$
- $\eta_0 = 0.841$
- $a_1 = 1.42 \text{ W/m}^2\text{K}$
- $a_2 = 0.0023 \text{ W/m}^2\text{K}^2$

Para el cálculo del ángulo modificador se consideró;

- Para el año 2013, el horario de verano empezará a las 2 am del domingo 7 de abril, y terminará el domingo 27 de octubre, esto por los 60 minutos que hay que considerar para algunas de las pruebas.
- Para superficies fijas inclinadas hacia el sur o hacia el norte, es decir, con un ángulo de superficie acimutal corresponde a 0 o 180.

Para determinar el C_p del agua se consideró una ecuación de sexto orden, ecuación 29, esta se sacó a partir de una tabla de los Coeficientes de calor a diferentes temperaturas, las unidades de esta fórmula son kJ/kg K

$$C_p = 1.68126 \times 10^{-14} T^6 - 1.26461 \times 10^{-11} T^5 + 3.99071 \times 10^{-9} T^4 - 6.28725 \times 10^{-7} T^3 + 6.04836 \times 10^{-5} T^2 - 2.65455 \times 10^{-3} T + 4.2181 \quad (29)$$

En la presentación de resultados se grafica la eficiencia en el eje “Y” y la diferencia de temperatura reducida en “X” esta es $T_m^* = (T_m - T_a)/I$, ya que esta es la forma común de reportar los datos de eficiencia.

Capítulo 6 Pruebas Experimentales del SCSA

En este capítulo se presentan las pruebas experimentales realizadas durante tres meses aproximadamente, por ser un equipo experimental que era operado por primera vez se obtuvieron 42 pruebas las de las cuales se depuraron los datos que no cumplían las expectativas y se seleccionaron las pruebas experimentales más relevantes para el objetivo de la tesis quedando 30, en las que se incluyen pruebas sin aislamiento térmico, con aislamiento térmico en tuberías y pruebas del equipo suministrando una carga térmica. Aquí solo se presentan algunas pruebas pero en el Apéndice D se presentan tablas resumen de todas las pruebas realizadas.

6.1 Pruebas Experimentales a diferentes flujos de trabajo

A continuación se presentan diferentes pruebas experimentales a distintos flujos de trabajo, las cuales abarcaron de 100 a 200 kg/hr (1.6 a 3.33 kg/min), de este rango se toman 3 flujos denominados como flujo máximo, nominal y mínimo. Utilizando la metodología del capítulo 5 se realiza el análisis de las pruebas. En general en las pruebas realizadas se trató de mantener el flujo seleccionado para cada prueba, pero esto fue complicado por el tipo de bomba utilizada, sin embargo al final se obtuvieron buenos resultados.

6.1.1 Flujo Máximo de Operación

Aquí se presentan la prueba a flujo máximo de operación, el cual corresponde a 200 kg/hr o 3.33 kg/min. A continuación se presentan las gráficas comparativas de las eficiencias y calores obtenidos de los tres bancos y el total, y también se presenta una tabla resumen de los datos obtenidos.

La prueba realizada el día 30 de Junio del 2013, es oficialmente la primera prueba en el SCSA, aquí como era la primera vez que se operaba el equipo se realizó tomando precauciones, una de ellas fue utilizar el flujo máximo para evitar una diferencia de temperatura alta, entre la entrada y salida del fluido de los colectores. Siguiendo el procedimiento de encendido presentado en el capítulo 4. A continuación se presentan los resultados obtenidos en esta primera prueba.

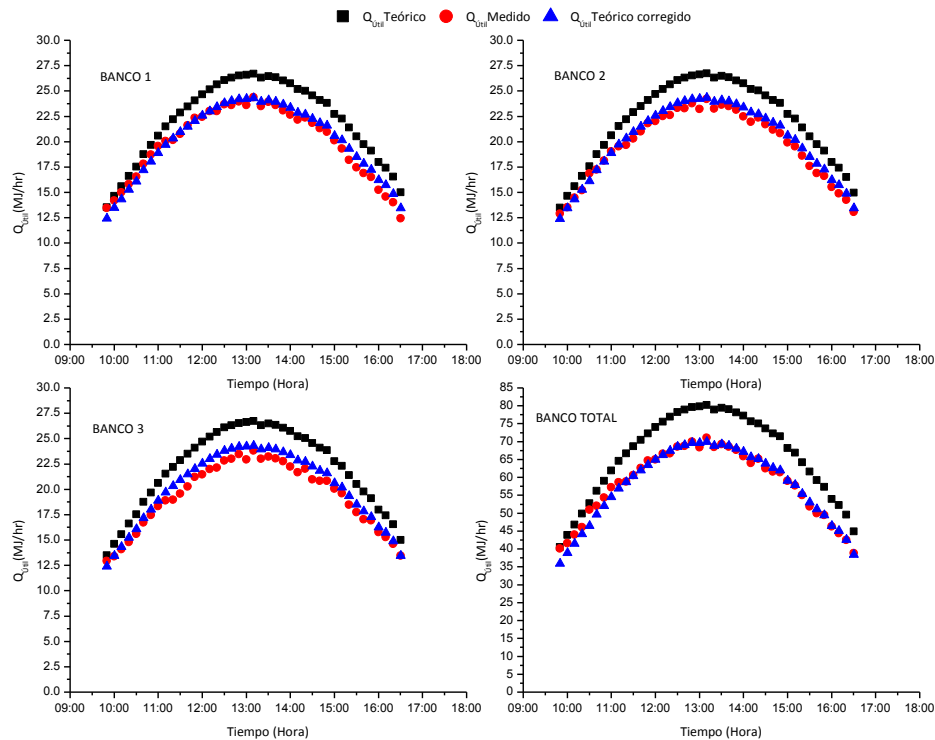
Cabe mencionar que en esta prueba se inició a un flujo de 3.4 ± 0.1 kg/min, pero conforme fue transcurriendo el día este flujo se fue disminuyendo, esto debido al cambio de la viscosidad del fluido de trabajo conforme la temperatura sube, y cómo era la primera vez que se operaba el equipo, el variador de frecuencia de la bomba que suministra el flujo a los colectores se dejó fijo y por esta razón se fue perdiendo el flujo hasta llegar a 3.09 ± 0.1 kg/min, el valor promedio obtenido para cada hora se pueden observar en la tabla 6.1, además en esta tabla se muestra la radiación global en el plano de los colectores, temperatura ambiente, temperatura de entrada y salida de los colectores y

el tanque de almacenamiento, así como la eficiencia teórica corregida y la eficiencia medida correspondiente. Estos datos son representativos para el análisis de cada banco y para el banco total.

Tabla 6.1 Resumen de los datos adquiridos el día 30 de julio

HORA	Flujo kg/min	Radiación W/m ²	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica MJ/hr	Medido MJ/hr	Teórica η	Medida η
09:00	3.34	478.81	24.76	27.26	42.06	43.40	27.33	12.44	13.47 ± 0.46	0.748	0.809 ± 0.036
10:00	3.38	617.22	24.60	34.24	52.41	49.36	35.86	15.74	16.35 ± 0.52	0.735	0.764 ± 0.032
11:00	3.41	822.16	25.12	46.96	70.24	66.51	50.42	20.58	20.76 ± 0.61	0.720	0.727 ± 0.029
12:00	3.38	955.28	25.68	60.26	86.58	81.43	65.84	23.51	23.28 ± 0.67	0.708	0.701 ± 0.027
13:00	3.26	995.29	26.91	72.68	100.38	94.30	80.13	24.03	23.69 ± 0.67	0.695	0.685 ± 0.026
14:00	3.22	949.72	28.03	83.38	109.19	102.02	92.28	22.45	21.89 ± 0.63	0.680	0.663 ± 0.026
15:00	3.16	824.98	29.41	90.17	112.02	105.02	100.06	18.95	18.09 ± 0.55	0.661	0.630 ± 0.025
16:00	3.15	679.46	30.30	92.86	110.13	103.52	102.94	15.08	14.07 ± 0.46	0.638	0.595 ± 0.025

En la gráfica 6.1 se presenta la potencia obtenida en los tres bancos y la potencia total durante el día. A simple vista se puede observar que el comportamiento de los tres bancos es similar y el global de la misma forma.



Gráfica 6.1 Comparación del Calor útil de los tres bancos y el total a flujo máximo de operación

Observando la gráfica 6.1, se observa que la potencia del Banco 3 es menor que la del Banco 1 y 2, esto es debido a que la temperatura de salida del banco 3 es menor con respecto al Banco 1 y 2. Observando la gráfica 6.2, se puede apreciar esta diferencia que existe la cual va de 0.5 a 2.5 °C.

Esto se explica por el efecto de sombreado ocasionado por los arboles colocados al Este, Sur y Oeste y esto combinado con la inclinación del sol por eso existe la sombra en el banco 3, en la figura 6.1 se muestra de forma esquemática que inclinación tendría el sol el 30 de julio

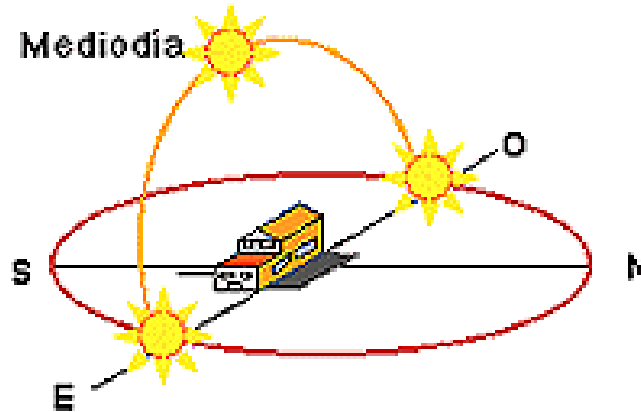
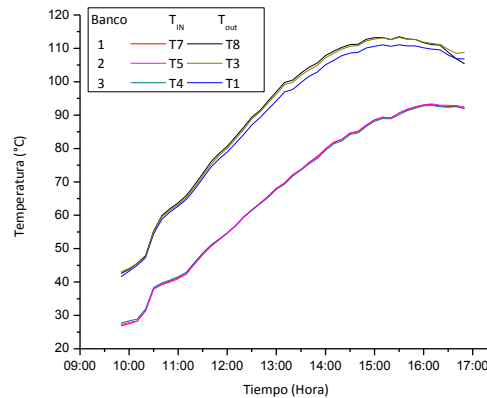
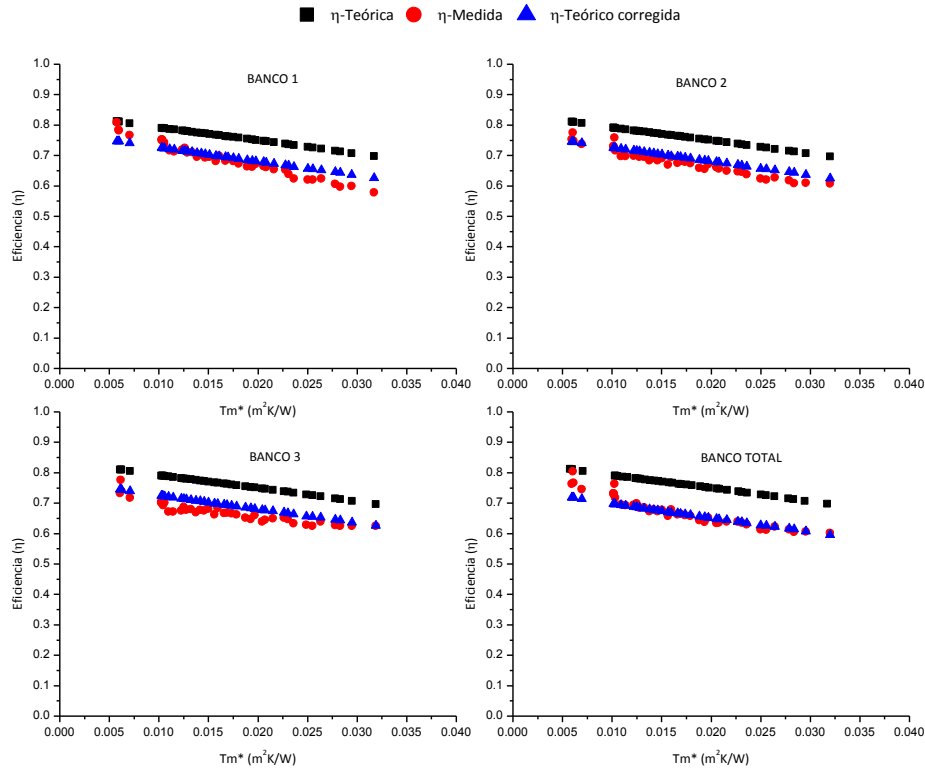


Figura 6.1 Inclinación del sol en Julio



Grafica 6.2 Temperaturas de entrada y salida de los bancos de colectores

En la gráfica 6.2 se observa que las temperaturas de entrada de los 3 bancos prácticamente son iguales, en la salida se esperaría que todas salieran a la misma temperatura, pero solo sucede con el Banco 1 y 2, mientras que el Banco 3 está por debajo, esto es debido a un sombra producida por arboles situados alrededor del BCTE, y esta solo afecta al Banco 3. También esto se refleja al calcular las eficiencias medidas, mostradas en la gráfica 6.3.



Grafica 6.3 Comparación de la eficiencia de los tres bancos y el total a flujo máximo de operación

Se puede observar en la gráfica 6.3 y 6.1 que los datos medidos se aproximan bastante a los datos teóricos corregidos, esto gracias a los factores de corrección aplicados a los valores teóricos, con excepción del banco 3 el cual está sujeto a él sombreado de los arboles

En la gráfica 6.3 ahí se puede observar una disminución de la eficiencia medida a partir de 0.0225, estos valores son afectados por la disminución del flujo cuando este es menor de 3.20 kg/min.

A continuación se analizan los bancos por separado y el global. Para el Banco 1 se puede observar que tiene un buen comportamiento dando que se acerca bastante a los datos teóricos, en los datos presentados en la tabla 6.2 del Banco 1, muestra la eficiencia obtenida máxima, media y mínima con su respectiva potencia. Los datos de $Q_{\text{Útil}}$ y η tienen su incertidumbre la cual fue calculada como se menciona en el capítulo 5, y dando un 3% de error en cada uno de estos datos.

Tabla 6.2 Valores del Banco 1, del 30 de Junio 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m^2]	T_{amb} [$^{\circ}C$]	Flujo [kg/min]	T_{IN} [$^{\circ}C$]	T_{OUT} [$^{\circ}C$]	$Q_{\text{Útil}}$ Medido [kJ/hr]		η Medida [-]	
Mínima	16:20	672.24	30.58	3.04	92.76	110.94	14008.57	±	448.29	0.599 ± 0.025
Media	13:10	1002.64	26.77	3.22	69.68	99.75	24378.19	±	674.08	0.699 ± 0.026
Máxima	10:00	519.18	24.57	3.47	29.49	43.79	14182.52	±	496.19	0.785 ± 0.035

Para el banco 2 se presenta el mismo comportamiento que el del banco 1 haciendo una comparación de la tabla 6.2 con 6.3 se podrá observar que no existe gran diferencia entre los datos.

Tabla 6.3 Valores del Banco 2, del 30 de Junio 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{Útil} Medido [kJ/hr]			η Medida [-]		
Mínima	16:20	672.24	30.58	3.04	92.76	110.94	14008.57	±	448.29	0.599	±	0.025
Media	13:10	1002.64	26.77	3.25	69.31	98.79	24192.13	±	672.16	0.699	±	0.026
Máxima	10:00	519.18	24.57	3.39	27.91	43.19	13521.34	±	460.93	0.785	±	0.035

En el banco 3 como ya se mencionó anteriormente está sujeto a un sombreado el cual va aumentando conforme va transcurriendo el día, en la tabla 6.4 comparada con la tabla 6.2 se encontrara una diferencia en la temperatura de salida de los colectores, haciendo que la potencia disminuya junto con la eficiencia.

Tabla 6.4 Valores del Banco 3, del 30 de Junio 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{Útil} Medido [kJ/hr]			η Medida [-]		
Mínima	16:20	672.24	30.58	3.09	92.53	109.52	13296.48	±	435.75	0.569	±	0.024
Media	13:10	1002.64	26.77	3.16	69.31	96.91	22021.73	±	622.03	0.632	±	0.024
Máxima	10:00	519.18	24.57	3.39	28.35	43.24	12669.15	±	436.22	0.701	±	0.031

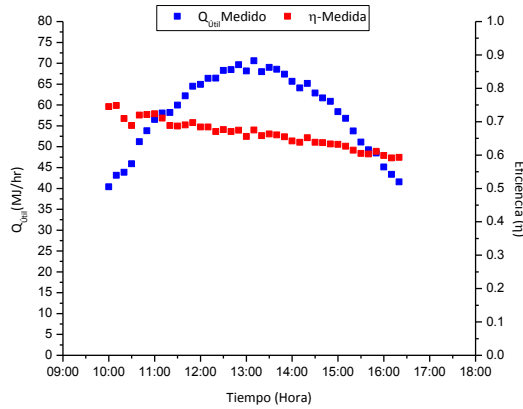
Para la potencia del banco total, que es la suma de los tres bancos y que la eficiencia se mantiene con respecto a los bancos individuales, en la tabla 6.5, se obtiene los valores del Banco total con la cual se puede concluir que a pesar que el análisis está sujeto al banco 3 este no se ve reflejado en el resultado final, debido a la diferencia de temperatura que existe en la salida de los colectores disminuye al promediar las tres salidas de los bancos. Otro punto es la incertidumbre del Q_{Útil} y la η, la cual aumenta esto debido a que se toman en cuenta los tres flujos y luego se suman para sacar el flujo total, y en consecuencia el error en vez que sea del 3% ahora es del 7 %.

Tabla 6.5 Valores del Banco Total, del 30 de Junio 2013

Punto	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{Útil} Medido [kJ/hr]			η Medida [-]		
Mínima	16:20	672.24	30.58	9.17	92.68	110.47	41313.62	±	3067.39	0.589	±	0.050
Media	13:10	1002.64	26.77	9.63	69.43	98.483	70592.05	±	4933.30	0.677	±	0.054
Máxima	10:00	519.18	24.57	10.3	28.58	43.407	40373.01	±	3088.22	0.757	±	0.065

A continuación en la gráfica 6.4 se presenta la potencia y la eficiencia medida correspondiente todo el día, en esta gráfica aparecen 2 puntos más bajos de la eficiencia propios a las horas de 10:20 y 10.30 estos puntos son ocasionados por nubosidad que estuvo presente en este lapso de tiempo, pero la razón de porqué no afecta a la potencia es debido a que la nubosidad no fue constante y los colectores tienen una inercia térmica por lo la cual a las temperatura de salida no la afecta

considerablemente, sin embargo sí afecta a la medición de la radiación, esto es si en un instante pasa una nube, el piranómetro registra una lectura baja.



Gráfica 6.4 Calor útil y la eficiencia medida del sistema durante el día 30 de junio

6.1.2 Flujo Nominal de Operación

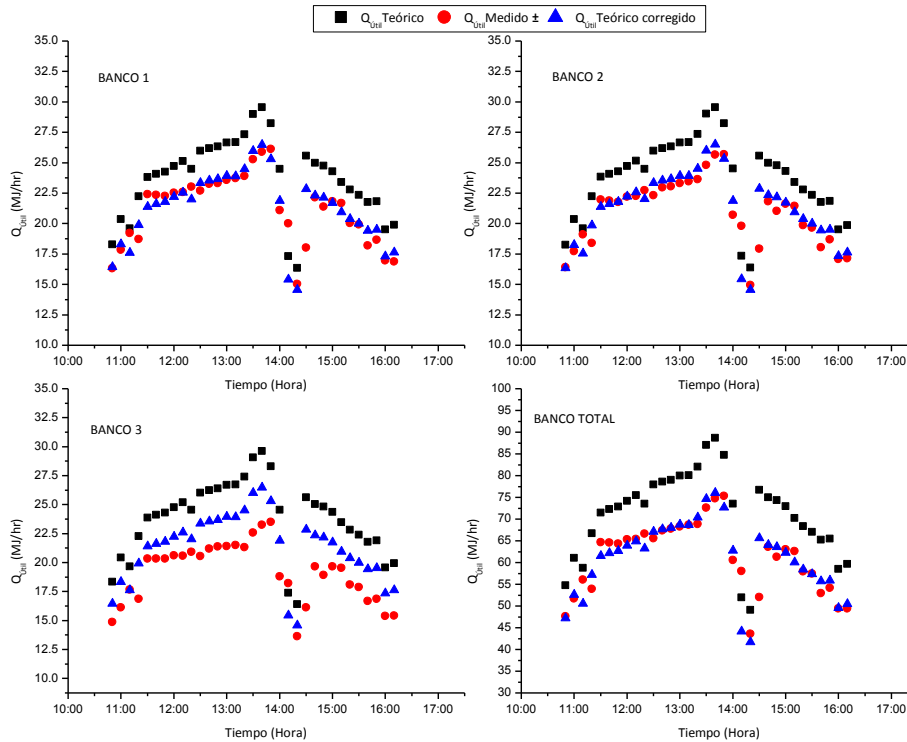
A continuación se presentan los datos obtenidos para el flujo nominal el cual corresponde a 150 kg/hr o 2.5 kg/min. Se eligió este flujo por la razón de tener un valor intermedio representativo, aunque la ficha técnica marca un flujo nominal más bajo, de 120 kg/hr. Se optó por presentar el flujo de 150 kg/hr, debido a que se está operando el banco de colectores a temperaturas relativamente altas y el valor de 120°C registra temperatura por arriba de las requeridas para activar los sistemas de absorción. Sin embargo en el Apéndice D se presentan pruebas realizadas al flujo de 120 kg/hr. Esta prueba fue realizada el día 5 de Agosto del 2013, a continuación se presentan los resultados obtenidos en esta prueba. En esta prueba se trató de mantener constante el flujo de trabajo durante toda la prueba, teniendo como resultado un flujo constante de 2.5±0.1 kg/min, los valores promedios obtenidos cada hora se pueden observar en la tabla 6.6.

Tabla 6.6 Resumen de los datos adquiridos el día 5 de Agosto

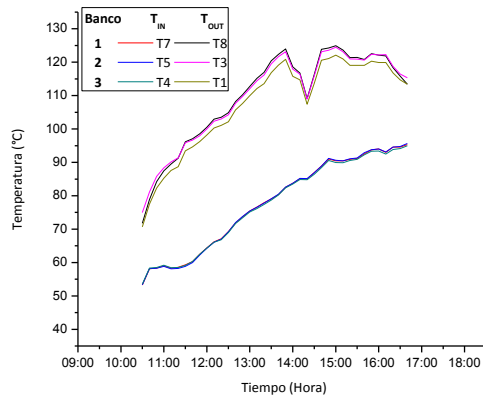
HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
10:00	2.45	701.02	22.93	58.39	83.38	72.06	64.17	16.43	16.33 ± 0.47	0.675	0.670 ± 0.026
11:00	2.38	847.37	23.99	59.58	92.09	83.18	65.62	20.10	20.47 ± 0.56	0.682	0.695 ± 0.026
12:00	2.48	964.68	25.72	68.67	103.70	94.21	76.55	22.89	22.91 ± 0.61	0.683	0.684 ± 0.025
13:00	2.43	1062.01	26.80	78.54	116.88	105.88	88.51	25.01	24.75 ± 0.65	0.678	0.671 ± 0.024
14:00	2.44	872.40	27.54	86.69	116.76	106.45	98.82	19.87	19.61 ± 0.54	0.653	0.655 ± 0.025
15:00	2.54	894.16	28.07	91.46	121.20	110.78	103.76	20.33	20.06 ± 0.56	0.654	0.645 ± 0.024
16:00	2.32	790.89	28.33	93.33	120.78	109.35	107.41	17.48	16.93 ± 0.48	0.636	0.616 ± 0.024

En particular en esta prueba durante el día hubo nubosidad, la cual afectó el rendimiento de los colectores esto se puede ver en la figura 6.5 en la cual se pueden ver irregularidades durante el día,

donde es notorio que alrededor de las 14:00 horas, bajando la radiación hasta 450 W/m^2 , lo cual se ve reflejado en las temperaturas de los tres bancos. Esta caída de potencia se puede ver reflejada en las temperaturas de salida de los colectores las cuales se presentan en la gráfica 6.6, se puede ver que aún sigue siendo afectado el banco 3 por la sombra producida por los árboles, también se puede observar que cuando baja la radiación existe aún un ΔT considerable de 20°C . Esta nubosidad permitió confirmar en la evaluación experimental que se puede obtener buenos resultados aun en días nublados, y se puede afirmar e el BCTE tiene un ΔT de 25°C con radiación de 450 W/m^2



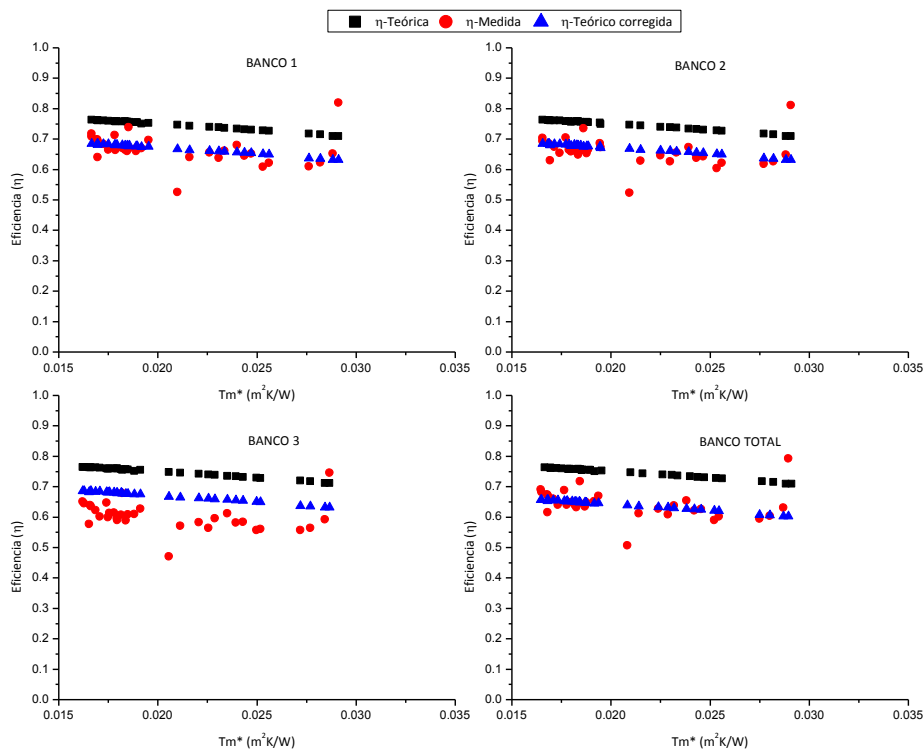
Grafica 6.5 Comparación del Calor útil de los tres bancos y el total a flujo nominal de operación



Grafica 6.6 Temperaturas de entrada y salida de los bancos de colectores a flujo nominal de operación

Para el caso de las eficiencias presentada en la gráfica 6.7 el comportamiento que presenta es la agrupación de las e eficiencias a diferencia de la prueba anterior mostrada en la gráfica 6.3, donde se muestra una dispersión durante el día.

En la eficiencia reportada se pueden tener tres situaciones que pueden afectar la medición, un primer caso es al tener una caída de radiación y temperatura esto va ser que las eficiencias sean bajas y se localicen en puntos intermedios , el segundo caso sería el cual existiera un sombreado en los colectores lo cual daría un temperatura menor a la correspondiente y una radiación correspondiente a la temperatura real esto nos va dar una eficiencia baja localizada más cercana al cero, el tercer caso sería que al tener una medición de temperatura alta y el piranómetro registre una radiación baja esto haría que se tuviera una eficiencia alta esta pudiera ser superior a la del valor teórico y localizada lejana del cero. De los casos mencionados en la gráfica 6.7 se ven reflejados, particularmente en el Banco 3, el cual está sujeto al sombreado. Para los bancos 1, 2 son notorios los 3 puntos que están por debajo de la eficiencia teórica corregida, estos correspondientes cuando existió nubosidad, otro punto notable es uno que está por encima de eficiencia teórica, este punto correspondería al caso tres, esto ocasionado por una nube que paso en ese instante, tomando una lectura baja.



Grafica 6.7 Comparación de la eficiencia de los tres bancos y el total a flujo nominal de operación

Presentando los valores representativos de los bancos por separado, para el Banco 1 se puede observar que tiene un buen comportamiento a pesar de la nubosidad aparecida durante el día, exceptuando lo anterior, los valores medidos se acerca bastante a los datos teóricos corregidos, los datos presentados en la tabla 6.7 del primer banco a flujo nominal, se muestra la eficiencia obtenida máxima, media y mínima con su respectiva potencia.

Tabla 6.7 Valores del Banco 1, del 5 de Agosto 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{útil} Medido [kJ/hr]			η Medida [-]		
Mínima	16:20	797.02	28.22	2.32	92.99	121.88	16890.28	±	471.62	0.609	±	0.023
Media	13:50	1078.27	27.44	2.48	82.53	123.99	26119.47	±	674.51	0.696	±	0.025
Máxima	11:10	748.46	24	2.45	58.31	89.47	19232.44	±	527.32	0.739	±	0.028

El banco 2 se presenta el mismo comportamiento que el del banco 1 como se vio en la prueba de flujo máximo, de nueva cuenta haciendo una comparación de la tabla 6.7 con 6.8 se podrá observar que no existe gran diferencia entre estos dos bancos.

Tabla 6.8 Valores del Banco 2, del 5 de Agosto 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{útil} Medido [kJ/hr]			η Medida [-]		
Mínima	16:20	797.02	28.22	2.34	93.09	122.28	17141.34	±	477.41	0.618	±	0.023
Media	13:50	1078.27	27.44	2.5	82.62	123.15	25699.14	±	666.50	0.685	±	0.025
Máxima	11:10	748.46	24	2.38	58.14	90.13	19117.19	±	520.98	0.734	±	0.027

En el banco 3 como ya se mencionó anteriormente está sujeto al sombreado, causando que la potencia disminuya junto con la eficiencia, en la siguiente prueba esta sombra ya no influye de la misma manera en el comportamiento del banco, en la tabla 6.9 se presentan los datos representativos de este banco

Tabla 6.9 Valores del Banco 3, del 5 de Agosto 2013

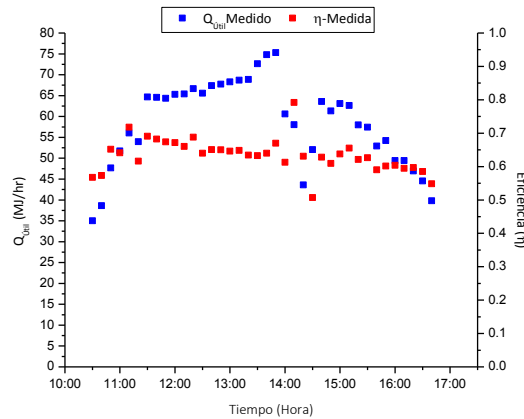
	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{útil} Medido [kJ/hr]			η Medida [-]		
Mínima	16:20	797.02	28.22	2.33	92.48	119.93	15426.98	±	436.37	0.557	±	0.021
Media	13:50	1078.27	27.44	2.4	82.34	120.89	23504.97	±	615.55	0.627	±	0.023
Máxima	11:10	748.46	24	2.41	58.47	87.57	17664.91	±	492.37	0.679	±	0.026

Para el banco total para el flujo nominal se observa que la potencia y la eficiencia aumentan con respecto al banco total del flujo máximo, en la tabla 6.10, se presentan los valores de nuestro banco a flujo nominal, haciendo una comparación con los de la tabla 6.5 se observara que los puntos representativos de ambas pruebas las eficiencias son muy similares, más adelante se hará una comparación de las pruebas a diferentes flujos.

Tabla 6.10 Valores del Banco Total, del 5 de Agosto 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{útil} Medido [kJ/hr]		η Medida [-]			
Mínima	16:20	797.02	28.22	6.99	92.85	121.36	49458.6	±	3462.85	0.595	±	0.048
Media	13:50	1078.27	27.44	7.38	82.5	122.68	75323.58	±	5120.32	0.669	±	0.052
Máxima	11:10	748.46	24	7.24	58.31	89.057	56014.54	±	3893.24	0.717	±	0.057

En seguida en la gráfica 6.8, se presenta la potencia y eficiencia medida durante el día 5 de agosto.



Grafica 6.8 Calor útil y la eficiencia medida del sistema durante el día 5 de Agosto

En la gráfica 6.8 se observa el momento donde aparece nubosidad, que tiene una duración de 30 minutos aproximadamente a partir de las 14:00 horas. Al inicio de este tiempo se aprecia que la eficiencia aumenta y disminuye la potencia, esto por la inercia térmica del colector.

Si se sigue la operación durante el resto del día se observa que conforme pasa el tiempo estas mediciones se van ajustando esto se observa en el intermedio del nublado, donde la potencia baja y corresponde a una baja en la eficiencia.

6.1.3 Flujo Mínimo de Operación

A continuación se presentan los datos obtenidos para el flujo mínimo de operación el cual corresponde a 100 kg/hr o 1.6 kg/min. Esta prueba fue realizada el día 3 de octubre del 2013, cabe mencionar que para este flujo por cuestiones de seguridad se implementó el disipador a la salida de los colectores el cual se puede apreciar en la figura 3.14, quería tener por el momento temperaturas de agua caliente por arriba de los 120 °C, en el tanque de almacenamiento ya que en esta prueba se esperaba un incremento de temperatura alto.

A continuación se presentan los resultados obtenidos. En esta prueba. En esta prueba el flujo de trabajo se mantuvo constante en 1.66±0.1 kg/min, los valores promedios obtenidos para cada hora se

pueden observar en la tabla 6.11, donde se puede apreciar en qué momento se encendió el disipador de calor, esto si observamos la T_{IN} de los colectores se aprecia que a las 13:00 horas la $T_{IN}=62.64$ y en la siguiente hora esta temperatura disminuye, esto causado por el disipador.

Tabla 6.11 Resumen de los datos adquiridos el día 3 de octubre

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T_a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T_{IN} <i>°C</i>	T_{OUT} <i>°C</i>	T_{IN} <i>°C</i>	T_{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica η	Medida
10:00	1.74	619.36	21.97	40.73	71.80	70.27	42.30	14.48	14.08 ± 0.39	0.672	0.651 ± 0.024
11:00	1.70	810.69	23.53	46.31	89.00	82.18	50.50	18.99	18.73 ± 0.48	0.674	0.668 ± 0.024
12:00	1.71	916.69	24.78	64.52	113.95	53.32	67.53	20.91	21.41 ± 0.54	0.656	0.672 ± 0.024
13:00	1.72	986.14	25.80	62.64	119.29	56.72	64.35	22.71	24.37 ± 0.60	0.662	0.711 ± 0.025
14:00	1.71	946.57	26.36	59.10	114.60	56.11	60.80	21.87	23.46 ± 0.58	0.665	0.713 ± 0.025
15:00	1.70	810.09	27.19	56.83	104.85	53.59	58.50	18.63	19.87 ± 0.50	0.662	0.705 ± 0.025
16:00	1.71	601.75	27.73	54.33	86.95	49.09	55.83	13.76	11.97 ± 0.32	0.658	0.564 ± 0.021
17:00	1.71	348.77	27.27	50.06	66.81	42.19	51.79	7.65	5.83 ± 0.19	0.628	0.486 ± 0.021

A continuación se presenta la gráfica 6.9 la cual muestra la potencia de cada banco, en este conjunto de gráficas comparada con las anteriores se observan grandes diferencias, la primera es que el banco 3 ya no es afectado por el sombreado de los arboles durante todo el día esto debido a que se apodaron los árboles que están ubicados al “Oeste” los que ocasionaban esta sombra, ahora solo afecta en la tarde, esto por el motivo de la altura solar como se puede apreciar en la figura 6.2 ahora el sol está inclinado al sur, y como solo se despuntaron sigue habiendo una influencia en los datos.

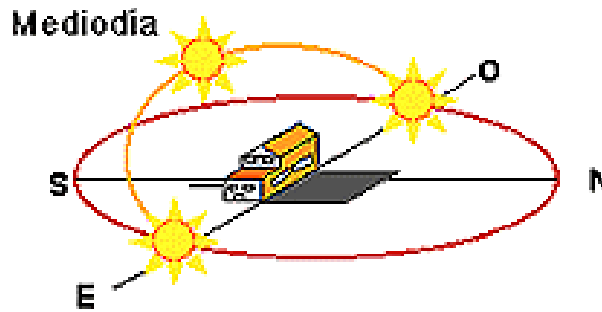
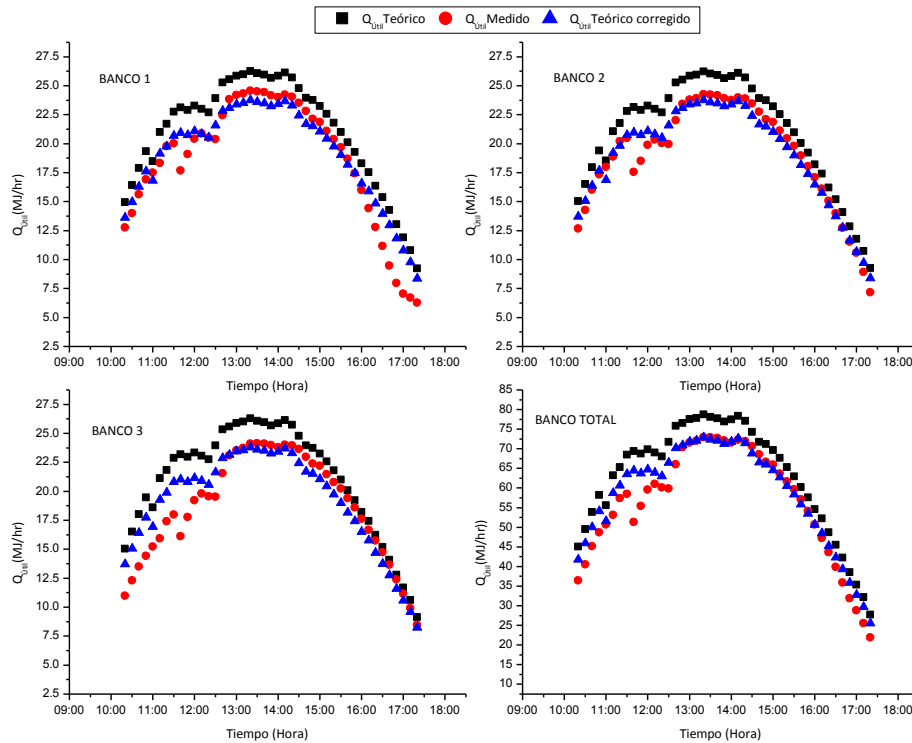


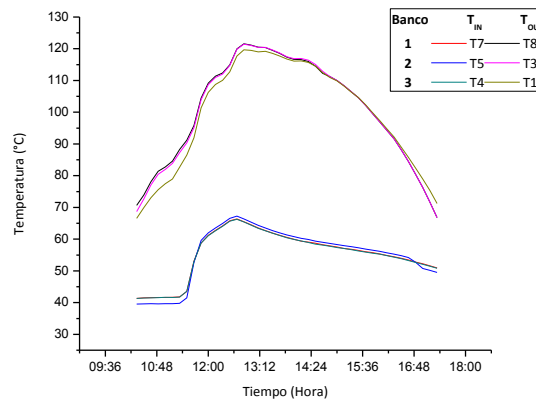
Figura 6.2 Inclinación del sol en Octubre

En la figura 6.10 se pueden ver las temperaturas de entrada y salida de cada banco, observando que efectivamente el banco 3 ya no es afectado por el sombreado durante todo el día, solo está siendo afectado por la sombra después antes de las 15:00 horas.



Grafica 6.9 Comparación del Calor útil de los tres bancos y el total a flujo mínimo de operación

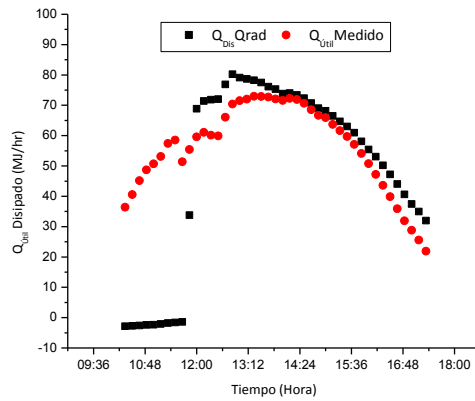
Otra cosa que es notable es que el factor de corrección es más pequeño respecto a las demás pruebas esto por la corrección de flujo ya que se está utilizando el flujo de prueba utilizado para calcular los parámetros del colector.



Grafica 6.10 Temperaturas de entrada y salida de los bancos de colectores, flujo mínimo

En esta prueba se mencionó que se implementó un disipador de calores por el motivo de que en ese momento no se requería tener almacenada agua tan caliente, ya que al flujo mínimo se esperaban altos ΔT , y por cuestiones de seguridad también se decidió implementar el disipador. A continuación en la gráfica 6.11 se presenta el calor medido del banco y el calor disipado por de

disipador. Y se puede observar que prácticamente el $Q_{\text{Útil}}$ medido es disipado por el disipador, cumpliendo su función, la cual es no aumentar la temperatura del tanque de almacenamiento.

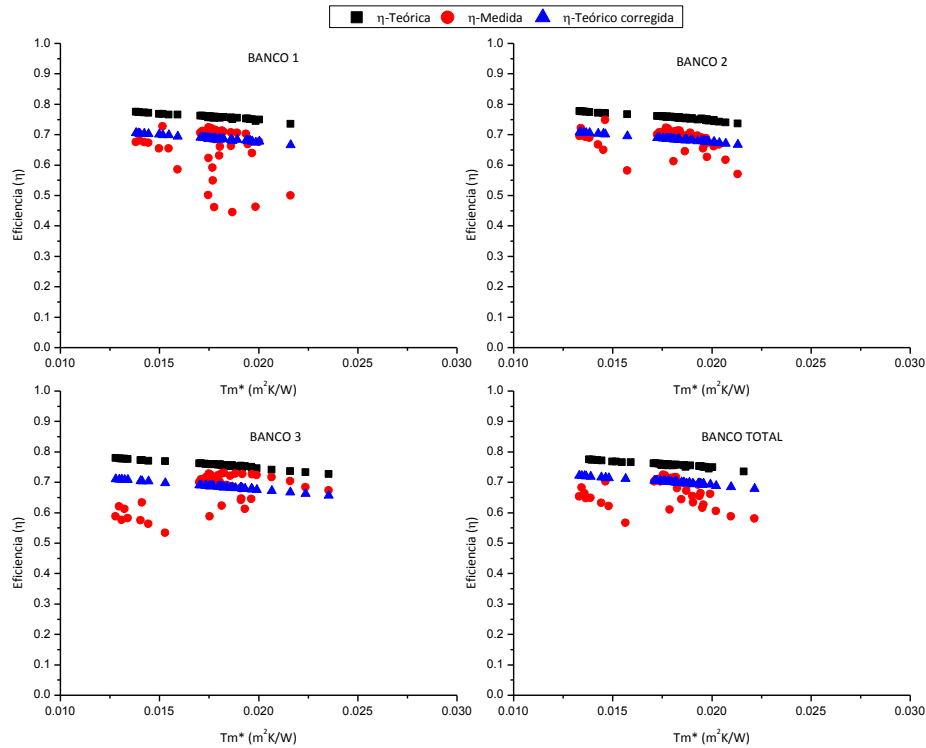


Grafica 6.11 Calor disipado por el Radiador

Un fenómeno que se observó es el efecto que ocasiona el disipador de calor al encenderlo, lo cual afecta al comportamiento de las eficiencias, esto se puede observar en la gráfica 6.12, donde se puede apreciar un comportamiento irregular en los tres bancos y en el banco total, haciendo que las eficiencias medidas superen la eficiencia teórica.

Al encender el radiador el flujo medido se altera y dado que el flujo utilizado es muy pequeño y con cualquier perturbación se desajusta, por lo tanto se debe estar ajustando constantemente y esto ocasiona ruido en las lecturas, haciendo algo parecido como cuando existe nublado y el piranómetro toma una lectura desviada del comportamiento general

El efecto ocasionado por la sombra en el banco 1 se puede observar en los puntos que están por debajo de 0.5 a diferencia de los otros dos bancos que no tienen valores menores de 0.5



Grafica 6.12 Comparación de la eficiencia de los tres bancos y el total, a flujo mínimo de operación

Mostrando los valores representativos de los bancos por separado, para el Banco 1 se puede observar que tiene un buen comportamiento a pesar de las complicaciones en el control del flujo, los datos presentados en la tabla 6.12 del primer banco a flujo mínimo, se muestra la eficiencia obtenida máxima, media y mínima con su respectiva potencia. En estos datos tienen una mayor incertidumbre la cual es provocada por la del flujo de trabajo. También se puede apreciar un incremento de temperatura de 54°C siendo uno de los más altos obtenidos en las pruebas experimentales. En las pruebas completas incluidas en el apéndice D se reporta una prueba en la cual el incremento de temperatura fue de 60 °C.

Tabla 6.12 Valores del Banco 1, del 3 de octubre 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{util} Medido [kJ/hr]	η Medida [-]
Mínima	11:40	868.14	24.71	1.64	53.07	95.8	17675.55 ± 453.92	0.585 ± 0.021
Media	10:20	561.28	24.76	1.73	41.31	70.65	12760.73 ± 354.96	0.654 ± 0.025
Máxima	14:40	906.66	28.21	1.67	58.25	112.26	22814.63 ± 563.59	0.724 ± 0.025

El banco 2 se presenta en la tabla 6.13, a pesar de las diferencias graficas que se observan al sacar los valores representativos se puede observar una similitud en los datos de la tabla 6.12 y 6.13.

Tabla 6.13 Valores del Banco 2, del 3 de octubre 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{útil} Medido [kJ/hr]		η Medida [-]			
Mínima	11:40	868.14	24.71	1.66	52.63	95.07	17555.61	±	451.40	0.581	±	0.021
Media	10:20	561.28	24.76	1.7	39.52	68.67	12675.26	±	353.15	0.649	±	0.025
Máxima	14:40	906.66	28.21	1.69	59.01	112.89	22760.55	±	562.46	0.722	±	0.025

El banco 3 como ya se mencionó anteriormente está sujeto a una sobra pero aún sigue habiendo una diferencia considerable en el comportamiento del banco en las primeras horas del día, observando un cambio después de las 15:00 horas ya que a partir de esa hora ya no experimenta la sombra, en la tabla 6.14 se presentan los datos representativos de este banco, y comparando el dato de máxima eficiencia para este banco con los datos de los otros dos bancos ya no se presenta una diferencia notable.

Tabla 6.14 Valores del Banco 3, del 3 de octubre 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{útil} Medido [kJ/hr]		η Medida [-]			
Mínima	11:40	868.14	24.71	1.63	52.97	91.94	16115.69	±	421.14	0.534	±	0.019
Media	10:20	561.28	24.76	1.72	41.29	66.55	10989.35	±	317.79	0.569	±	0.022
Máxima	14:40	906.66	28.21	1.65	58.13	112.49	22963.32	±	566.72	0.728	±	0.025

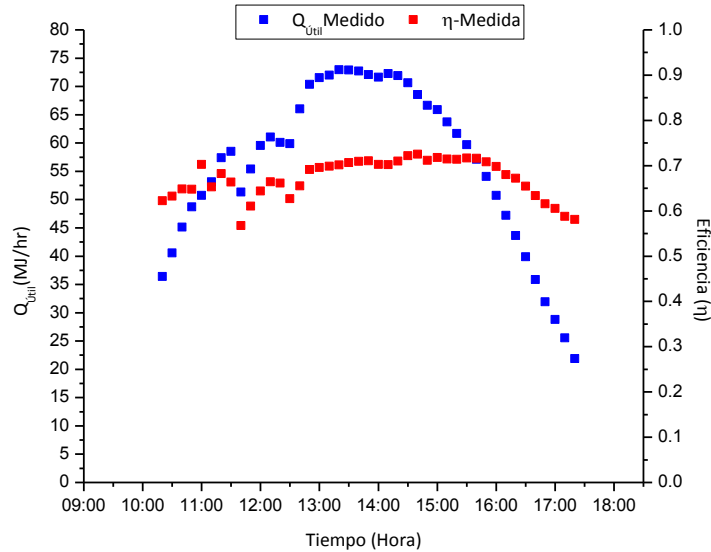
En la tabla 6.15 se presentan los datos para el banco total con el flujo mínimo presentado los valores representativos, haciendo una comparación con los de la tabla 6.5 se observa que los valores representativos de ambas pruebas las eficiencias son muy similares, más adelante se hará una comparación de las pruebas a diferentes flujos.

Tabla 6.15 Valores del Banco Total, del 3 de octubre 2013

	Tiempo [Hora]	Radiación [W/m ²]	T _{amb} [°C]	Flujo [kg/min]	T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	Q _{útil} Medido [kJ/hr]		η Medida [-]			
Mínima	11:40	868.14	24.71	4.93	52.89	94.27	51346.85	±	3483.02	0.567	±	0.044
Media	10:20	561.28	24.76	5.15	40.71	68.623	36425.34	±	2555.75	0.624	±	0.050
Máxima	14:40	906.66	28.21	5.01	58.46	112.55	68538.5	±	4571.38	0.725	±	0.056

En la gráfica 6.13 se puede ver que en este día también existió algo de nubosidad la cual se aprecia en el momento en el cual empieza y el fin de esta, lo que corresponde entre las 11:00 a las 12:30 horas. En ese lapso de tiempo se pueden observar algo similar a lo que sucedió en la prueba de flujo nominal.

Analizando el resto del día se observa que conforme pasa el tiempo el día estuvo exento de nubosidad dando como resultado buenas mediciones con excepción del efecto que ocasiona el encendido del dissipador de calor.



Grafica 6.13 Calor útil y la eficiencia medida del sistema durante el día 3 de octubre

6.2 Comparación de las Pruebas a diferentes flujos de trabajo

En esta sección se hace una comparación de los 3 flujos de trabajo, analizando los datos del banco total de cada flujo y estos a su vez se dividen en tres tablas en las cuales en la tabla 6.16 se muestran los valores mínimos de cada prueba, en la tabla 6.17 se muestran los valores medios y finalmente en la tabla 6.18 se muestran los valores máximos para cada prueba.

En la tabla 6.16 podemos ver que el flujo que presenta mayor eficiencia es el del flujo nominal, sin embargo da la potencia más baja, en cambio el flujo mínimo presenta una menor eficiencia pero nos da una mayor potencia, esto se debe a la combinación del ΔT , la radiación y flujo, si se observa para el flujo nominal su $\Delta T=28.5^{\circ}\text{C}$ a una radiación de casi 800 W/m^2 y a un flujo de casi 7 kg/min , y el flujo mínimo este tiene un $\Delta T=41.4^{\circ}\text{C}$ a una radiación de 868 W/m^2 a un flujo de 5 kg/min . Comparando los datos se tiene que para los datos del flujo mínimo, el $\Delta T = 1.45$ mayor, la radiación es 1.05 mayor, y el flujo 0.71 menor que el flujo nominal, viendo estos cocientes podemos inferir que lo que tiene un mayor efecto en los valores de la potencia y la eficiencia es el incremento de temperaturas.

Tabla 6.16 Valores mínimos de los tres flujos

Flujo	Radiación [W/m ²]	Flujo [kg/min]	ΔT [°C]	Q _{útil} Medido [kJ/hr]	η Medida [-]
-------	----------------------------------	-------------------	--------------------	-------------------------------------	-----------------

Máximo	672.24	9.17	17.79	41313.62	±	3067.39	0.589	±	0.050
Nominal	797.02	6.99	28.51	49458.6	±	3462.85	0.595	±	0.048
Mínimo	868.14	4.93	41.38	68538.5	±	4571.38	0.725	±	0.056

En la tabla 6.17 se muestran los valores medios de las tres pruebas, observando los datos se puede ver que las eficiencias del flujo máximo y nominal prácticamente son iguales, las cuales son mayores comparadas con la del flujo mínimo. Es importante ver que la radiación del flujo mínimo es prácticamente la mitad que la de los otros flujos, por lo que la comparación solo es real para los flujos máximo y nominal. Se vuelve a comprobar observando que el valor de la potencia del flujo nominal es el mayor de los tres, y es el que cuenta con un mayor $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$.

Tabla 6.17 Valores medios de los tres flujos

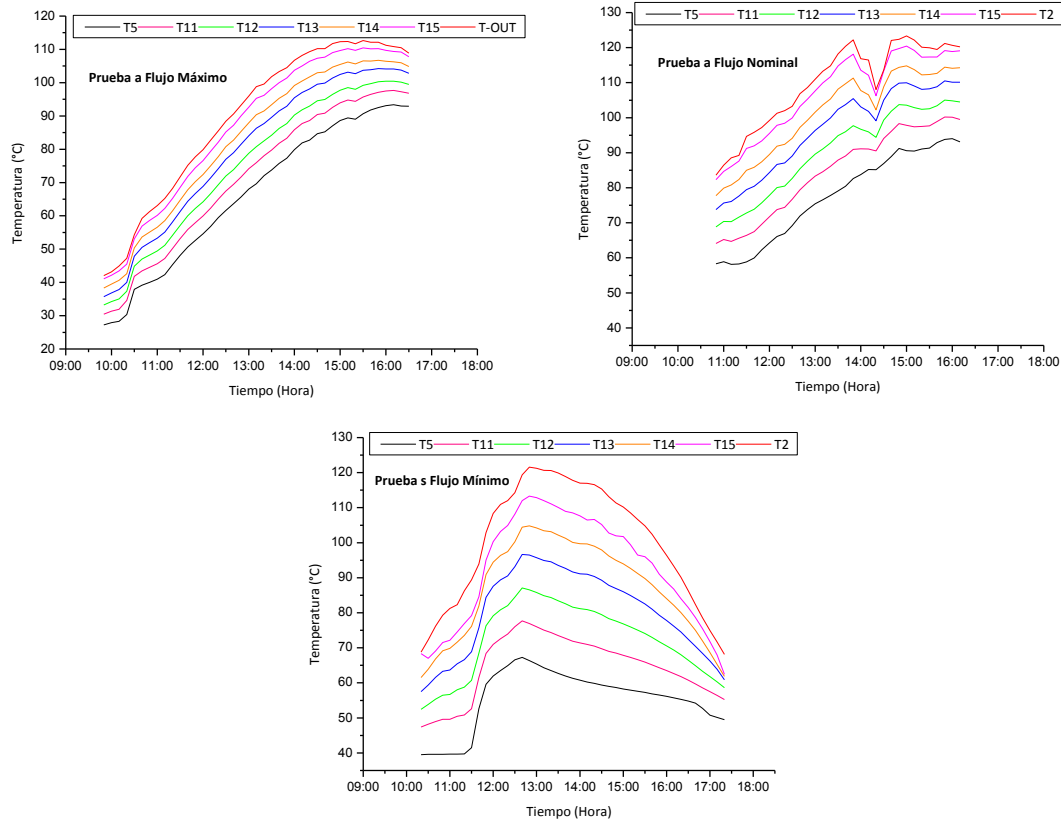
Flujo	Radiación [W/m ²]	Flujo [kg/min]	ΔT [°C]	Q _{Útil} Medido [kJ/hr]		η Medida [-]			
Máximo	1002.64	9.63	29.05	70592.05	±	4933.30	0.677	±	0.054
Nominal	1078.27	7.38	40.18	75323.58	±	5120.32	0.669	±	0.052
Mínimo	561.28	5.15	27.91	36425.34	±	2555.75	0.624	±	0.050

La tabla 6.18 contiene los valores máximos de eficiencia se tiene al flujo mínimo con el $\Delta T=54^{\circ}\text{C}$, esto por defecto nos da que sea el de mayor potencia pero una eficiencia menor comparada con la del flujo máximo. Se hace notar también que los valores de radiación son menores para los flujos nominal y mínimo.

Tabla 6.18 Valores máximos de los tres flujos

Flujo	Radiación [W/m ²]	Flujo [kg/min]	ΔT [°C]	Q _{Útil} Medido [kJ/hr]		η Medida [-]			
Máximo	519.18	10.3	14.83	40373.01	±	3088.22	0.757	±	0.065
Nominal	748.46	7.24	30.75	56014.54	±	3893.24	0.717	±	0.057
Mínimo	906.66	5.01	54.09	68538.5	±	4571.38	0.725	±	0.056

Para terminar esta sección de análisis se presentan tres figuras en la gráfica 6.14 los cuales representan las temperaturas de entrada y salida de cada uno de los 6 colectores del banco 2 a diferentes flujos de trabajo, para ver donde se localiza cada sensor de temperatura se puede observar en la figura 3.14 del capítulo 3



Grafica 6.14 Temperatura entre colectores a diferentes flujos de trabajo

En la gráfica 6.14a se muestra una prueba a flujo máximo donde se puede observar un $\Delta T=16^{\circ}\text{C}$ como mínimo hasta un $\Delta T=30^{\circ}\text{C}$ como máximo. Para el flujo nominal se pueden apreciar en la gráfica 6.14b un $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ como mínimo hasta $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$ como máximo. Finalmente para el flujo mínimo en la gráfica 6.14c se aprecian un $\Delta T=30^{\circ}\text{C}$ como mínimo hasta un $\Delta T=56^{\circ}\text{C}$ como máximo. En esta figura se puede observar el efecto de la operación del dissipador que reduce la temperatura de entrada del agua al campo de colectores proveniente del tanque de almacenamiento.

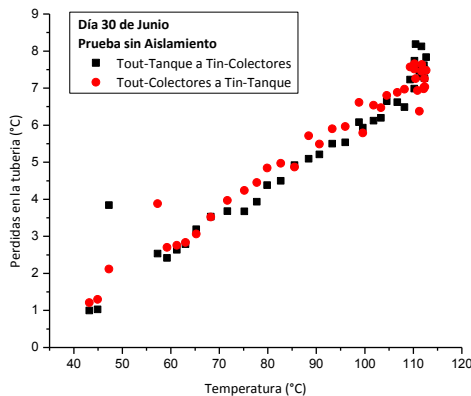
6.3 Comparación de pruebas experimentales con y sin aislamiento térmico.

En esta sección se presenta una comparación de cuando el sistema de calentamiento solar no contaba con el aislamiento térmico de las tuberías, y cuando se le colocó el aislamiento, aquí se menciona el comportamiento del tanque de almacenamiento y las pérdidas en la tubería.

6.3.1 Perdidas en la Tubería

En el inicio que se empezaron las pruebas experimentales el equipo no contaba con aislamiento térmico, a causa de ello se tenía unas pérdidas térmicas considerables en la tuberías En la gráfica

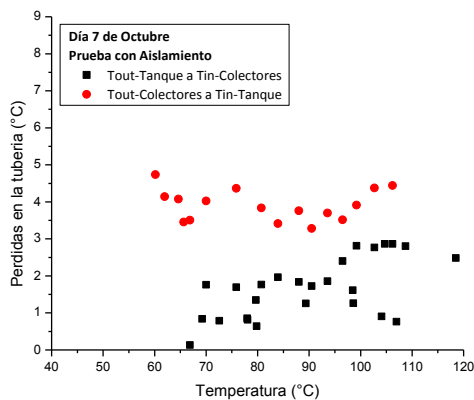
6.15 se presenta las pérdidas a lo largo de la tubería de salida del tanque de almacenamiento a la entrada a los colectores y salida de los colectores a la entrada al tanque de almacenamiento, estas tuberías tienen una longitud aproximada de 85 metros en cada sección. En la gráfica 6.15 se muestran pérdidas de 1°C cuando la temperatura es de 45°C en la tubería, hasta pérdidas de 9°C cuando la temperatura es de 115°C en la tubería, estas pérdidas son por cada sección de 85 metros.



Gráfica 6.15 Pérdidas de Temperatura en la tubería sin aislamiento

Una vez que se colocó el aislamiento en las pruebas realizadas se observó una disminución en las pérdidas térmicas de la tubería, donde se nota más esa mejora es a temperatura altas de operación. En la gráfica 6.16 se muestran esas pérdidas en la tubería con aislamiento las cuales son de 2 °C cuando la temperatura está a 70°C, mientras que sin aislamiento se tenía una pérdida de 3°C. Otra comparación a mayor temperatura es cuando está operando a 110°C la pérdida con aislamiento es de alrededor de 4.5°C, mientras que sin aislamiento está en 6.5°C.

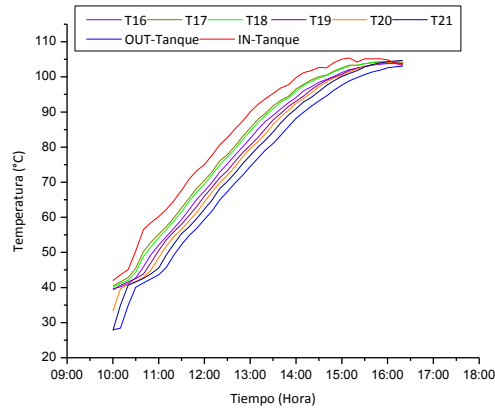
Con la colocación del aislamiento se redujeron las pérdidas en un 30% a temperaturas menores de 50°C, y en un 40% a temperaturas mayores de 50°C.



Gráfica 6.16 Pérdidas de Temperatura en la tubería con aislamiento

6.3.2 Tanque de almacenamiento

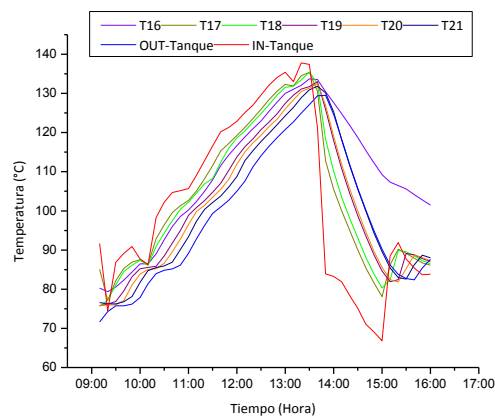
El tanque de almacenamiento tuvo un comportamiento diferente, cuando se colocó el aislamiento en tuberías a cuando se utilizó el tanque sin aislamiento en las tuberías. El comportamiento que se tuvo cuando no se tenían aisladas las tuberías se presenta en la gráfica 6.17, para observar la ubicación de los sensores de temperatura se puede ver la figura 3.15 del capítulo 3.



Gráfica 6.17 Comportamiento del tanque de almacenamiento sin aislamiento en la tubería

En esta grafica se puede observar la estratificación que ocurre dentro del tanque, la diferencia entre sensor va de los 3 a 6 °C, se puede observar que al final la estratificación se va perdiendo hasta uniformarse la temperatura a 105°C en todo el tanque, esto fue efecto por las pérdidas de temperatura en la tubería, porque llego un momento que la temperatura de salida del tanque era igual a la temperatura de entrada del tanque, y como resultado la temperatura del tanque se estancó en la temperatura mencionada.

A diferencia de cuando ya se tenía aisladas las tuberías, permitió que la temperatura de almacenamiento pudiera ser mayor, como se presenta en la gráfica 6.18, donde se observa la estratificación de 3 a 6 °C entre sensor, pero aquí nos permite elevar la temperatura más de 105°C.



Gráfica 6.18 Comportamiento del tanque de almacenamiento con aislamiento en la tubería

A diferencia del sistema sin aislamiento aquí se tuvo que activar el radiador para que la temperatura del tanque de almacenamiento no siguiera subiendo. Aquí se confirma la importancia de aislar los sistemas térmicos en nuestro caso permite ampliar el rango de la temperatura de almacenamiento.

6.4 Pruebas Experimentales suministrando una carga Térmica

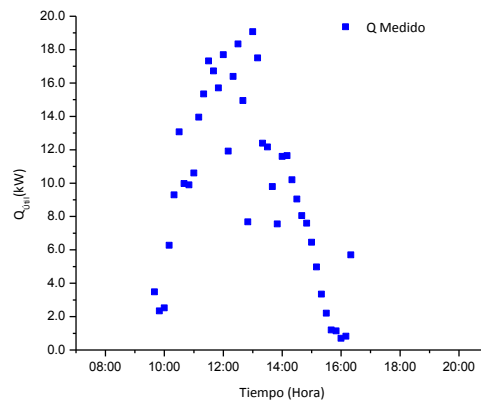
Una vez que ya se ha visto el comportamiento del SCSA, se tuvo la oportunidad de realizar pruebas agregando una carga térmica la cual fue la carga térmica de generación de un equipo de refrigeración por absorción el cual cumple con las características presentadas en la tabla 2.4 en el capítulo 2. Las pruebas que se realizaron fueron prácticamente para evaluar el comportamiento del SCSA, sin embargo, estas pruebas también sirvieron para la evaluación preliminar del sistema de refrigeración solar para ver el comportamiento que se tenía operando solamente con energía solar.

Aquí se presentan los dos tipos de experimentos realizados, uno fue calentar el fluido de trabajo durante el día y ya que no hubiese radiación solar empezar a suministrar carga al refrigerador por absorción. Otro fue precalentar el fluido de trabajo un día antes de la prueba y empezar a suministrar carga a una hora determinada de la mañana. A continuación se presentan los dos experimentos más a detalle.

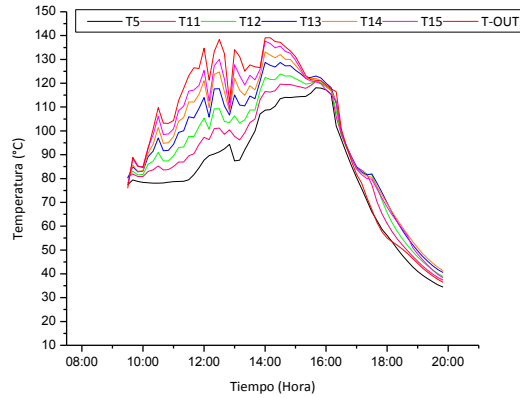
6.4.1 Experimento 1

En este primer experimento lo que se hizo fue calentar el agua durante el día hasta que llegar a una temperatura de 115°C y una vez que ya no hubiese una radiación solar adecuada para seguir con el calentamiento, se empezó a suministrar el calor de generación al generador, a continuación se presentan los resultados de esta prueba.

En la gráfica 6.19 se presenta el calor útil durante el día de la prueba, para calentar el agua en este día se utilizó un flujo de 2 kg/min. En la gráfica 6.20 se muestra el comportamiento de las temperaturas del agua entre los colectores.



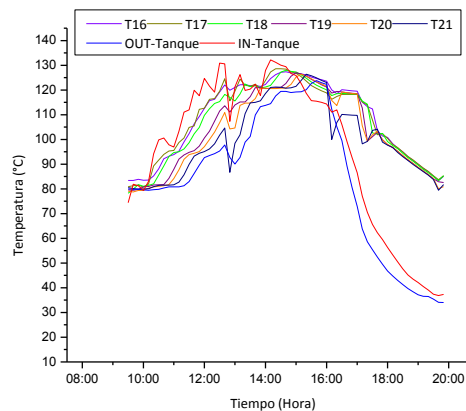
Gráfica 6.19 Calor útil generado durante el día 5 de noviembre



Grafica 6.20 Temperatura entre colectores del día 5 de noviembre

En el comportamiento de las temperaturas entre colectores se puede observar que existió nubosidad durante el día, eso explica las caídas de temperatura. Obteniendo la temperatura estipulada se comenzó a suministrar energía térmica al generador alrededor de las 17 horas lo que explica la caída de temperatura después de esa hora en la gráfica 6.19.

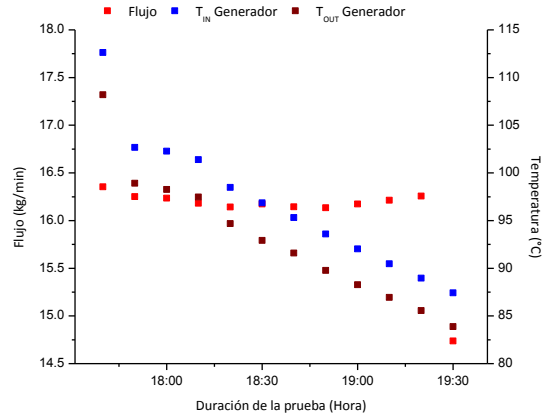
En la gráfica 6.21 se presenta la temperatura del tanque de almacenamiento observando una estratificación cuando hay un calentamiento pero en cuanto se deja de calentar y se empieza a suministrar calor al generador las temperaturas del tanque empiezan a homogenizarse.



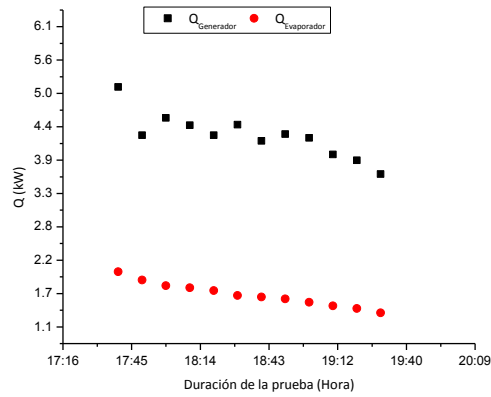
Grafica 6.21 Temperatura del tanque de almacenamiento del día 5 de noviembre

Haciendo un acercamiento en la parte donde se empieza a suministrar calor al generador se puede ver a detalle la temperatura de entrada y la salida del generador, en la gráfica 6.22 se muestran las temperaturas anteriores y además el flujo a la cual se está suministrando. Algo que hay que destacar es el flujo constante de suministro que mantiene la bomba.

En la gráfica 6.23 se muestra la potencia generada en el evaporador y en el generador obteniendo los valores máximos que para el Q_{EV} , y Q_{GE} fueron de, 1.97 kW, y 5.1 kW, respectivamente, por su parte, los valores mínimos que se obtuvieron para el Q_{EV} , y Q_{GE} fueron de 1.29 kW, y 3.9 kW.

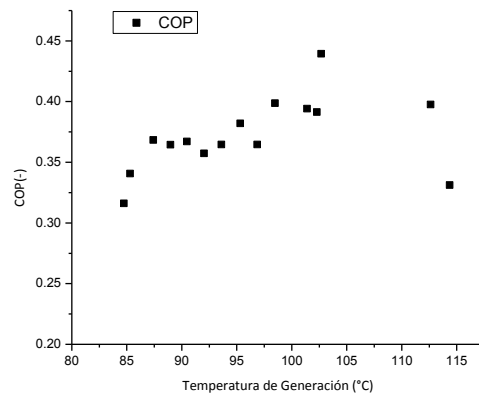


Gráfica 6.22 Temperatura de entrada y salida del generador del día 5 de noviembre



Gráfica 6.23 Potencia del generador y el evaporador del día 5 de noviembre

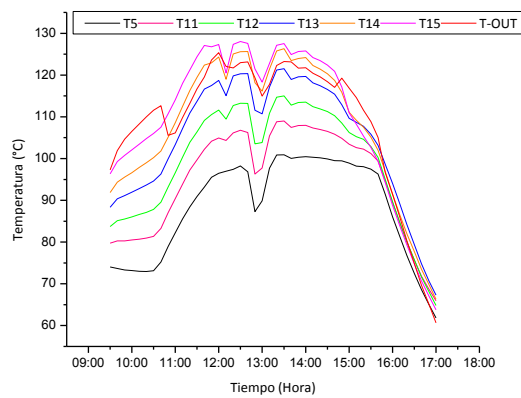
Finalmente en la gráfica 6.24 se presenta el COP del sistema de refrigeración dando como resultado un COP máximo de 0.43 a una temperatura de generación de 103°C y un COP mínimo de 0.32 a una temperatura de generación de 85°C.



Gráfica 6.24 COP del sistema de Refrigeración del día 5 de noviembre

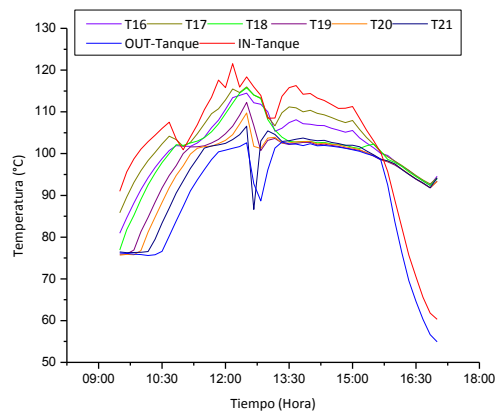
6.4.1 Experimento 2

El experimento dos consistió en precalentar el agua un día anterior a la prueba para que al día siguiente se realizara una prueba lo más temprano posible. En seguida se muestran los resultados correspondientes al segundo experimento. Debo mencionar que en esta prueba se tuvo que precalentar el agua un día antes la cual se precalentó a 90°C, lo cual al día siguiente se empezó a una temperatura de 75 °C ya que en la noche de ese día llovió lo que el tanque de almacenamiento pierdo alrededor de 15°C por día, y por lo regular pierde 10°C, lo cual a esa temperatura no era suficiente para iniciar la prueba y lo que se hizo fue entonces calentar el agua, en la figura 6.25 se muestra la temperatura entre colectores al utilizar un flujo de trabajo de 2.2 kg/min. Observándose que a partir de las 13:00 horas se tenía una temperatura a la salida de los colectores más de 120°C.



Grafica 6.25 Temperatura entre colectores del día 8 de noviembre

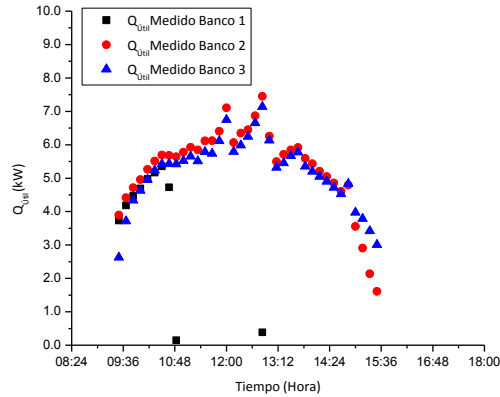
En la gráfica 6.26 se muestra la temperatura del tanque de almacenamiento en la cual se observa que alrededor de las 13:00 horas la temperatura de salida del tanque se encuentra a una temperatura de 110°C la cual es adecuada para empezar a mandar un flujo de agua caliente al generador.



Grafica 6.26 Temperatura del tanque de almacenamiento del día 8 de noviembre

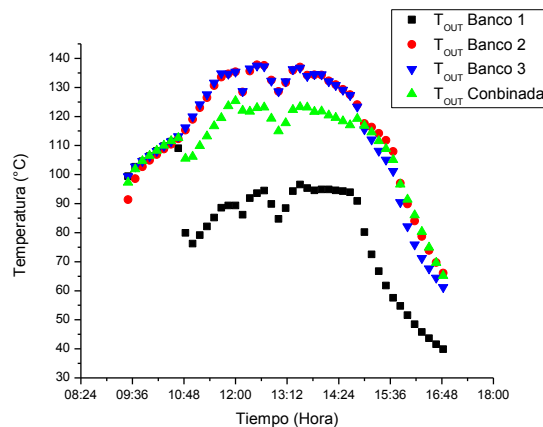
Cabe mencionar que el calentamiento de agua se realizó con todo el banco de colectores pero en el momento de que se empezó a suministrar calor al generador se cubrió intencionalmente el banco 1,

ya que si se dejaba toda la potencia del banco de colectores, la temperatura del tanque de almacenamiento iba subir a más de los 110°C y lo que se quería era mantener esa temperatura, en la gráfica 6.27 se muestra la potencia generada por cada banco, en la cual se puede observar que solo estaban en funcionamiento el banco 2 y 3.



Gráfica 6.27 Calor útil generado por cada banco durante el día 8 de noviembre

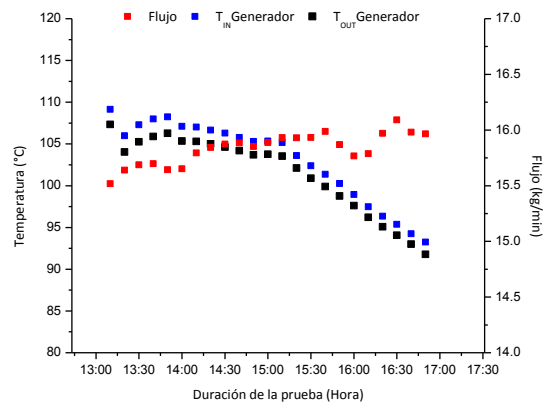
Debo mencionar que el banco 1 solo se tapó en ningún momento se dejó de circular fluido, utilizándolo prácticamente como un disipador de calor, esto se decidió así por la bomba ya que no iba dar el mínimo flujo que se necesita si se hubiese cerrado la alimentación al banco 1, se planeó que siguiera circulando y al momento de llegar al concentrador de flujo los tres flujos se combinarían y como resultado nos daría una temperatura menor la cual es la que se mandaría al tanque de almacenamiento, en la gráfica 6.28 se muestra el comportamiento de las temperaturas de salida de los 3 bancos. Viendo que el banco 1 solo está circulando el agua que le llega del tanque, y en cambio el banco 2 y 3 siguen operando a su potencia máxima de acuerdo a la radiación solar recibida.



Gráfica 6.28 Temperaturas de salida de los bancos y combinada

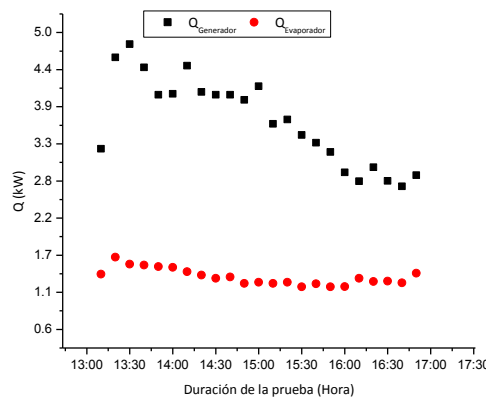
En la gráfica 6.29 se puede observar la temperatura de entrada al generador haciendo la observación que para fines prácticos la temperatura de entrada al generador se mantuvo 105±1 °C a partir de las

13:00 a las 15:00 horas, después esta temperatura empieza a decaer gradualmente, esto por motivo de que la radiación ya no era suficiente para satisfacer la temperatura deseada para la prueba. Observando el flujo suministrando al generador tiene una pequeña variación de 15.0 ± 0.5 kg/min.



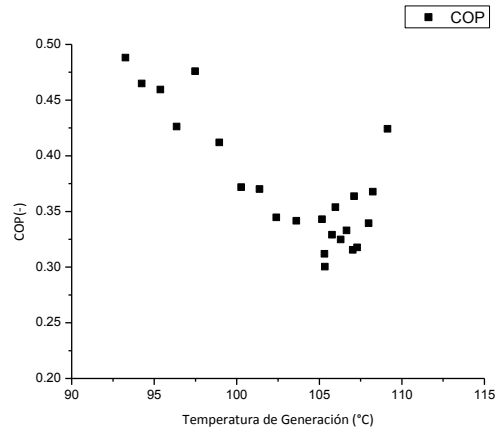
Gráfica 6.29 Temperatura de entrada y salida del generador del día 8 de noviembre

En la gráfica 6.30 se muestra la potencia generada en el evaporador y en el generador obteniendo los valores máximos que para el Q_{EV} , y Q_{GE} fueron de, 1.7 kW, y 4.46 kW, respectivamente, por su parte, los valores mínimos que se obtuvieron para el Q_{EV} , y Q_{GE} fueron de 1.2 kW, y 2.9 kW.



Gráfica 6.30 Potencia del generador y el evaporador del día 8 de noviembre

Posteriormente en la gráfica 6.31 se presenta el COP del sistema de refrigeración dando como resultado un COP máximo de 0.48 a una temperatura de generación de 92°C y un COP mínimo de 0.32 a una temperatura de generación de 105°C .



Grafica 6.31 COP del sistema de Refrigeración del día 8 de noviembre

En esta última gráfica se puede observar una nube de puntos alrededor de la temperatura de generación de 105°C esto fue el tiempo que se mantuvo en cierta manera constante el suministro de calor al generador.

Conclusiones

Durante la elaboración de este trabajo, se adquirió la experiencia en el armado de este tipo de sistemas de calentamiento con energía solar, así como el conocimiento de los componentes esenciales del sistema, igualmente se aprendió sobre las técnicas de calibración de instrumentos de medición como lo son los medidores de flujo, sensores de temperatura, transductores de presión, piranómetros entre otros. Finalmente se obtuvo el conocimiento de cómo operan este tipo de sistemas, mediante su operación y el análisis de resultados.

Después de analizar los resultados de las diferentes etapas del proyecto se puede concluir lo siguiente:

- Se realizó la revisión bibliográfica de los trabajos que se han realizado acerca de los sistemas de calentamiento solar de agua aplicados a sistemas de refrigeración por absorción, donde se constata la importancia del desarrollo de esta tecnología ya que en la refrigeración y climatización se consumen grandes cantidades de energía no renovable.
- Se realizó el armado completo del SCSA, en su totalidad, dejando un sistema de calentamiento funcional.
- Se pudo determinar experimentalmente las pérdidas de calor en tuberías, teniendo que sin aislamiento térmico se pierde alrededor de 1°C, cuando la temperatura es de 45°C, hasta de 9°C cuando la temperatura es de 115°C en la tubería, estas pérdidas son por cada sección de 85 metros. Con aislamiento térmico se encuentra que se pierde 2 °C cuando la temperatura está a 70°C, y para temperaturas de 110°C la pérdida es de 4.5°C, mientras que sin aislamiento estas son de 3°C y 6.5°C respectivamente.
- Con la colocación del aislamiento se redujeron las pérdidas en un 30% a temperaturas menores de 50°C, y en un 40% a temperaturas mayores de 50°C.
- Se analizó el tanque de almacenamiento donde se observó que con las tuberías sin aislante térmico la temperatura de almacenamiento no superaba los 105 °C, y con aislante en la tubería permitió elevar la temperatura a más de 105°C. La estratificación observada fue de 3 a 6 °C entre cada sensor.
- Se logró realizar una serie de pruebas con el SCSA, con las cuales se pudo cuantificar la máxima potencia que puede obtenerse a las condiciones de operación fijadas.
- Se observó un $\Delta T=16^{\circ}\text{C}$ como mínimo hasta un $\Delta T=30^{\circ}\text{C}$ como máximo, esto para un flujo nominal. Para un flujo máximo se obtuvo un $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ como mínimo hasta un valor de $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$. Finalmente para el flujo mínimo se obtuvo un $\Delta T=30^{\circ}\text{C}$ como mínimo hasta un $\Delta T=56^{\circ}\text{C}$ como máximo.

- Se determinó la potencia entregada (MJ/h) y eficiencias obtenidas en cada uno de los bancos, para días soleados a flujo máximo se obtiene una potencia de 19.0 ± 0.5 MJ/h (5.2 ± 0.15 kW) con una eficiencia del 0.697 ± 0.028 . Para días con nubosidad intermitente se obtiene una potencia de 15.8 ± 0.5 MJ/h (4.3 ± 0.15 kW) con una eficiencia del 0.60 ± 0.003 .
- Para días soleados a flujo mínimo se obtiene una potencia de 17.50 ± 0.48 MJ/h (4.8 ± 0.12 kW) con una eficiencia del 0.65 ± 0.02 . Para días con nubosidad intermitente se obtiene una potencia de 13.81 ± 0.37 MJ/h (3.8 ± 0.11 kW) con una eficiencia del 0.70 ± 0.03 .
- Se comprobó que los datos medidos se aproximan adecuadamente a los datos teóricos corregidos, esto gracias a los factores de corrección aplicados, teniendo una diferencia del 1.5 al 5.5 %.
- Realizando la propagación de errores los resultados obtenidos de la potencia y la eficiencia la diferencia se encuentra entre 3 al 5 %, pero cuando esto se aplica al banco total este error aumenta de 4 a 7%, esto debido al flujo másico ya que al utilizar los 3 flujos de cada banco, la incertidumbre del flujo aumenta.
- Se pudo ver que el flujo que presenta mayor eficiencia es el del flujo nominal, sin embargo da la potencia más baja, en cambio el flujo mínimo presenta una menor eficiencia pero nos da una mayor potencia, esto se debe a la combinación del ΔT , la radiación y flujo, si se observa para el flujo nominal su $\Delta T = 28.5^\circ\text{C}$ a una radiación de casi 800 W/m^2 y a un flujo de casi 7 kg/min , y el flujo mínimo este tiene un $\Delta T = 41.4^\circ\text{C}$ a una radiación de 868 W/m^2 a un flujo de 5 kg/min . Comparando los datos se tiene que para los datos del flujo mínimo, el $\Delta T = 1.45$ mayor, la radiación es 1.05 mayor, y el flujo 0.71 menor que el flujo nominal, viendo estos cocientes podemos inferir que lo que tiene un mayor efecto en los valores de la potencia y la eficiencia es el incremento de temperaturas.
- Se obtuvieron pruebas con un sistema de refrigeración, solo con la energía térmica almacenada durante el día, obteniendo los valores máximos que para el Q_{EV} , y Q_{GE} fueron de, 1.97 kW , y 5.1 kW , respectivamente, por su parte, los valores mínimos que se obtuvieron para el Q_{EV} , y Q_{GE} fueron de 1.29 kW , y 3.9 kW . Teniendo un COP máximo de 0.43 a una temperatura de generación de 103°C y un COP mínimo de 0.32 a una temperatura de generación de 85°C . La temperatura del tanque fue descendiendo 5°C cada hora.
- También se pudo observar el comportamiento de las temperaturas entre colectores, viendo que la diferencia de temperatura va disminuyendo, como la teoría lo indica, pero haciendo una inspección más detallada se observa que en algunos colectores no se cumple el fenómeno.

- Se realizó una prueba con un sistema de refrigeración, funcionando con los colectores y el tanque de almacenamiento, obteniendo valores máximos para el Q_{EV} , y Q_{GE} fueron de, 1.7 kW, y 4.46 kW, respectivamente, por su parte, los valores mínimos que se obtuvieron para el Q_{EV} , y Q_{GE} fueron de 1.2 kW, y 2.9 kW. Teniendo un COP máximo del sistema de refrigeración de 0.48 a una temperatura de generación de 92°C y un COP mínimo de 0.32 a una temperatura de generación de 105°C. Aquí la temperatura de suministro se pudo mantener constante durante las primeras dos horas, teniendo una variación de ± 2 °C, después de las primeras dos horas esta va descendiendo 5°C cada hora.

Con base a los resultados anteriores se concluye que los objetivos planteados al inicio de este trabajo fueron cumplidos satisfactoriamente, dejando el SCSA funcionando, para seguir monitoreando el sistema y poderlo utilizar acoplado a sistemas de refrigeración.

Trabajo Futuro

El trabajo futuro que se puede realizar en este equipo es el siguiente

- Analizar los colectores individualmente, para su eficiencia. También hacer un análisis de pérdidas de presión en los bancos de colectores
- Realizar pruebas durante un año completo y comparar los resultados con una simulación en TRNSYS o programación mediante volumen finito.
- Automatizar las válvulas selectoras y los variadores de frecuencia del sistema.
- Realizar un análisis de la energía térmica suministrada a los sistemas de refrigeración, para obtener un mejor control sobre la temperatura de suministro a los sistemas.
- Hacer un portal interactivo del SCSA, para que usuarios vean el funcionamiento en tiempo real.
- Buscar otras aplicaciones para el SCSA, las cuales sean tema de investigación.

Apéndice A

Calibración de los sensores de temperatura (PT-1000)

La calibración de los instrumentos de medición desempeña un papel importante en la caracterización y evaluación experimental de cualquier prototipo, ya que si no se obtienen datos confiables, todo el trabajo experimental puede resultar inútil, por la falsedad de la información obtenida. El objetivo de la calibración es validar las mediciones de los instrumentos y establecer la ecuación de calibración, que permita obtener el valor de la variable medida en las unidades deseadas. Para su calibración fue necesario contar con un adquirente de datos, tarjeta multiplexora, una computadora y un termo pozo el cual tiene un sensor de con una incertidumbre de $\pm 0.01\text{ }^{\circ}\text{C}$ el cual sirvió para utilizarlo como referencia ya que la incertidumbre de este es diez veces menor que la de los RTD- tipo PT-1000. Teniendo lo necesario para la calibración se siguieron los siguientes pasos.

1. Realizar programa de adquisición de datos en este caso se utilizó la instrucción para que lea la resistencia ver la figura A.1

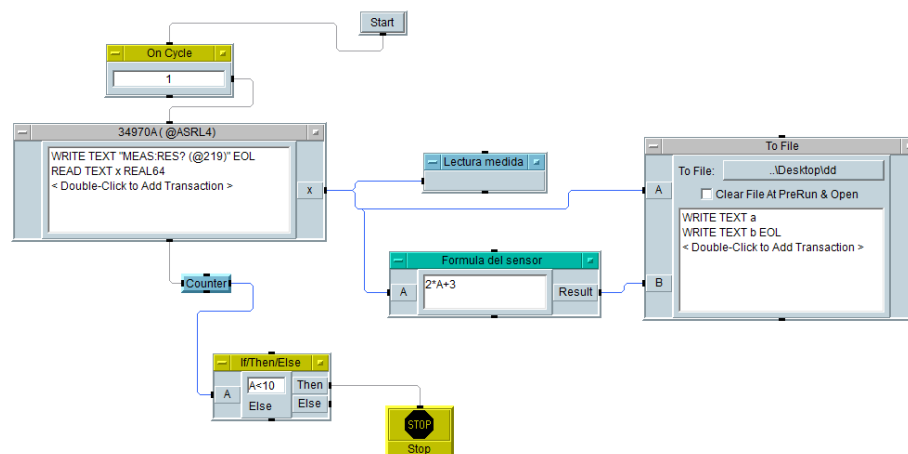


Figura A.1 Programa para la adquisición de datos de un sensor de temperatura (PT-1000)

2. Colocar el sensor en la tarjeta como se muestra en la figura A.2, en este caso no importa la polaridad ya que se mide la resistencia, pero es recomendable seguir el código de colores.

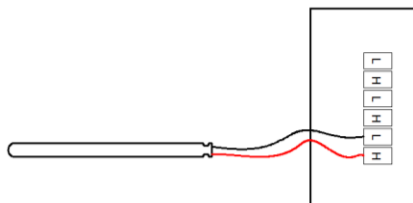
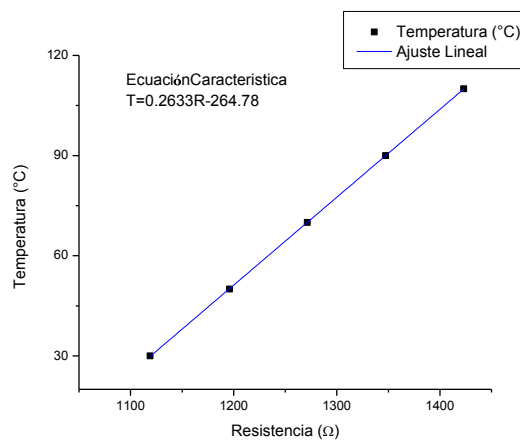


Figura A.2 Conexión del PT-1000 a la tarjeta

3. Después es colocar la tarjeta multiplexora al adquisidor y probar que la interfaz de la computadora y el adquisidor sea correcta. Aquí los errores comunes son el 800 y 801 que se debe a un problema de comunicación causado por el puerto serial o por que el adquisidor está apagado.
4. Una vez verificado la adquisición de datos, se procede a insertar el PT-1000 en la probeta del termoposo este necesita un tiempo para estabilizar la temperatura deseada, aproximadamente 5 minutos, se escuchara un “bip” cuando esté lista la temperatura se corre el programa para capturar los datos se recomienda tomar 30 para tener una muestra estadística.
5. Para estos sensores se establecieron 5 temperaturas de 30 ° C a 110 ° C, luego de haber obtenido los datos se les aplica una regresión lineal. En la tabla B.1 se presentan los datos obtenidos de un PT-1000 y en la gráfica A.1 se muestran los datos graficados y su ecuación característica.

Tabla A.1 Datos de Calibración para un sensor de temperatura (PT-1000)

Temperatura (°C)	Resistencia (Ω)
30	1119.031477
50	1196.005140
70	1271.453423
90	1347.385233
110	1423.104373



Grafica A.1 Datos de Calibración para un sensor de temperatura (PT-1000)

6. Ya que se tiene la ecuación característica se comprueba introduciendo la ecuación al programa y se realiza el barrido de las temperaturas para su comprobación.
7. Finalmente si es correcta la comprobación la calibración está completa.

El procedimiento anterior se repitió para los 26 sensores de temperatura utilizados en el sistema. Las ecuaciones de calibración para los PT-1000 instalados en el SCSA son la que se enlistan a continuación.

Algunas ecuaciones tienen una descompensación por ejemplo la T16, la cual se les agrega a los sensores que están conectados al multiplexor, esta descompensación sale midiendo la resistencia del canal en el cual se conectara el sensor.

T1. $T = 0.2637 * R - 265.13$

T2. $T = 0.2634 * R - 265.27$

T3. $T = 0.2622 * R - 263.62$

T4. $T = 0.2635 * R - 264.93$

T5. $T = 0.2643 * R - 265.85$

T6. $T = 0.2634 * R - 265.27$

T7. $T = 0.2634 * R - 265.27$

T8. $T = 0.2637 * R - 265.27$

T9. $T = 0.2641 * R - 265.58$

T10. $T = 0.2636 * R - 265.07$

T11. $T = 0.2625 * R - 263.37$

T12. $T = 0.2636 * R - 264.57$

T13. $T = 0.2619 * R - 262.65$

T14. $T = 0.262 * R - 262.88$

T15. $T = 0.2619 * R - 262.75$

T16. $T = 0.2624 * (R - 74.0848) - 263.72$

T17. $T = 0.2614 * (R - 71.4505) - 262.21$

T18. $T = 0.2621 * (R - 67.1087) - 263.18$

T19. $T = 0.2604 * (R - 64.8204) - 261.03$

T20. $T = 0.2618 * (R - 62.4481) - 262.87$

T21. $T = 0.2626 * (R - 59.9472) - 263.61$

T22. $T = 0.263 * (R - 58.96) - 265.1$

T23. $T = 0.2638 * (R - 58.47) - 265.27$

T24. $T = 0.264 * (R - 60.3) - 265.7$

T25. $T = 0.261 * (R - 55.62137) - 261.3$

T26. $T = 0.261 * (R - 53.376284) - 261.$

La distribución de cada uno de los sensores se puede apreciar en las Figuras 3.14 y 3.15

Apéndice B

Calibración de los transductores de presión

Una vez que se adquirió el conector especial para el transductor se procedió a la calibración, utilizando el banco de calibración de presión, un adquisidor de datos, tarjeta multiplexora, patrón de calibración de presión, computadora y un programa de adquisición de datos. Teniendo esto para la calibración se siguieron los siguientes pasos.

1. Realizar programa de adquisición de datos en este caso se utilizó la instrucción para leer corriente y voltaje, aunque los sensores mandan una corriente se utilizó también leer el voltaje, esto porque no se puede monitorear los 6 ya que la tarjeta solo cuenta con un canal para medir corriente, y para hacer la conversión se les agrego una resistencia de 220 Ω ver programa en la figura B.1

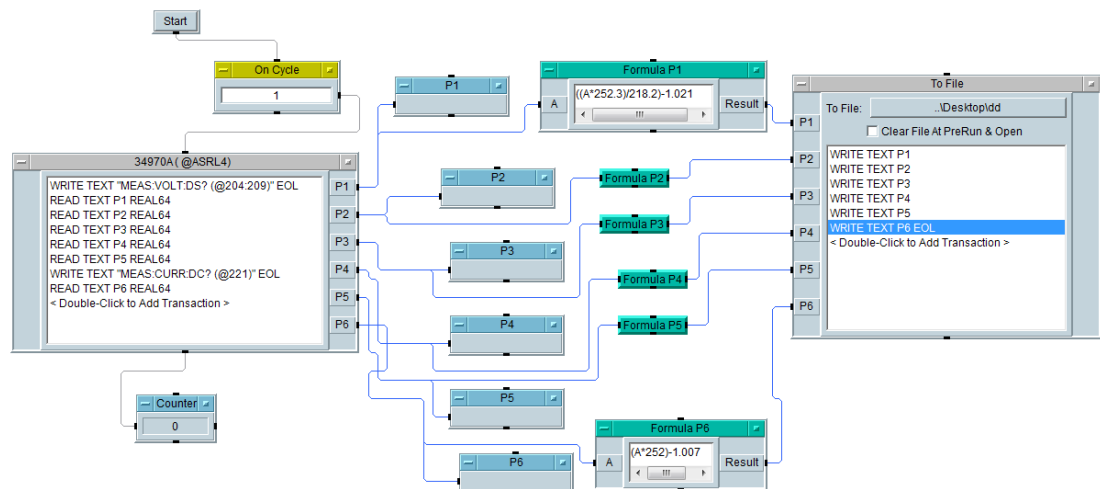


Figura B.1 Programa para la adquisición de datos de los transductores de presión

2. Montar los transductores de presión en el banco.
3. Conectar los transductores de presión como se muestra en la figura B.2, repetir el procedimiento para cada transductor. Aquí en este caso sí importa la polaridad del sensor también hay que agregarle una resistencia de 220 Ω y esta va dividir al voltaje medido y con esto se hace la conversión a la corriente. El valor de la resistencia se debe medir ya que el 220 Ω es el valor teórico y es mejor utilizar el valor real de cada resistencia.

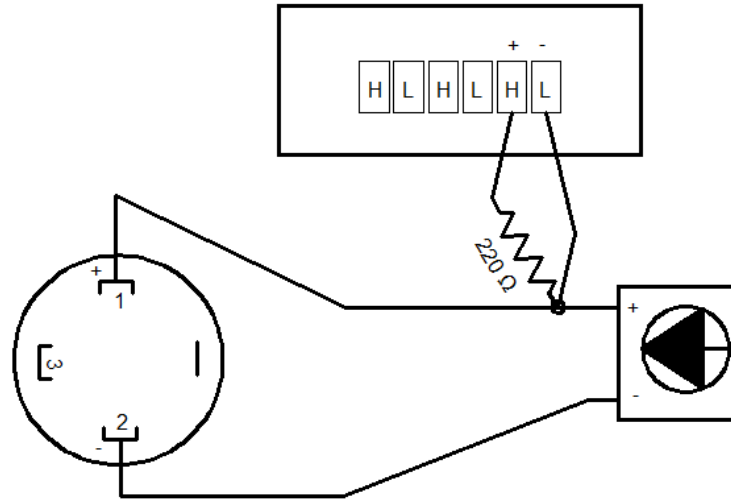
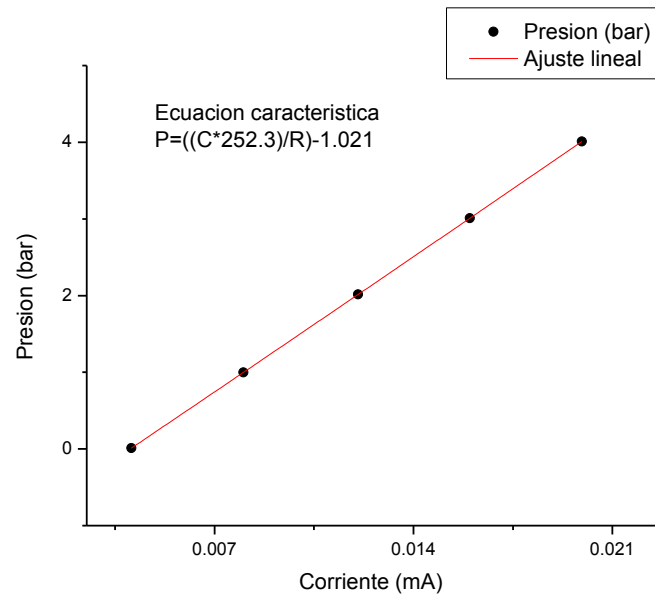


Figura B.2 Conexión de los transductores de presión

4. Después es colocar la tarjeta multiplexora al adquisidor y probar que la interfaz de la computadora y el adquisidor sea correcta. Aquí los errores comunes son el 800 y 801 que se debe a un problema de comunicación causado por el puerto serial o por que el adquisidor está apagado, también se debe verificar que la fuente de alimentación este encendida ya que esto no lo marca como error pero si da mediciones erróneas.
5. Una vez verificado la adquisición de datos, se procede a la calibración en este transductor en especial la evaluación va de 0 a 10 bar, para elevar la presión del banco de calibración se realiza con la ayuda de nitrógeno y para ver la presión en el momento se utiliza el medidor de presión patrón, una vez que se tenga la presión requerida se corre el programa para la adquisición de los datos.
6. En este caso se establecieron 5 presiones de 0 a 5 bares, luego de haber obtenido los datos se les aplica una regresión lineal. En la tabla B.1 se presentan los datos obtenidos de un transductor y en la gráfica B.1 se muestran los datos graficados y su ecuación característica.

Tabla C.1 Datos de Calibración para un transductor de presión

Corriente (mA)	Presión (bar)
0.00407	0.00994
0.00801	0.99819
0.01205	2.01481
0.01599	3.00937
0.01992	4.01056



Grafica B.1 Datos de Calibración para el transductor de presión

7. Ya que se tiene la ecuación característica se comprueba introduciendo la ecuación al programa y se realiza el barrido de las presiones para su comprobación.
8. Finalmente si es correcta la comprobación la calibración está completa.

Las ecuaciones de calibración para los transductores de presión instalados en el BCTE son la que se enlistan a continuación y en la Figura 3.14 se puede observar la ubicación de cada uno de ellos.

P1. $\frac{(A \cdot 252.3)}{218.2} - 1.021$

P2. $\frac{(A \cdot 252.4)}{217.8} - 1.082$

P3. $\frac{(A \cdot 251.7)}{216.3} - 1.014$

P4. $\frac{(A \cdot 251)}{217.9} - 1$

P5. $\frac{(A \cdot 252.3)}{220.1} - 1.003$

P6. $(A \cdot 252) - 1.007$

Apéndice C

Calibración de los medidores de flujo

Para su calibración fue necesario contar con un adquisidor de datos, tarjeta multiplexora, un coriolis para utilizarlo como referencia, una computadora, y un circuito cerrado que contiene una bomba y un tanque de agua con calentamiento, como se muestra en la figura C.1.

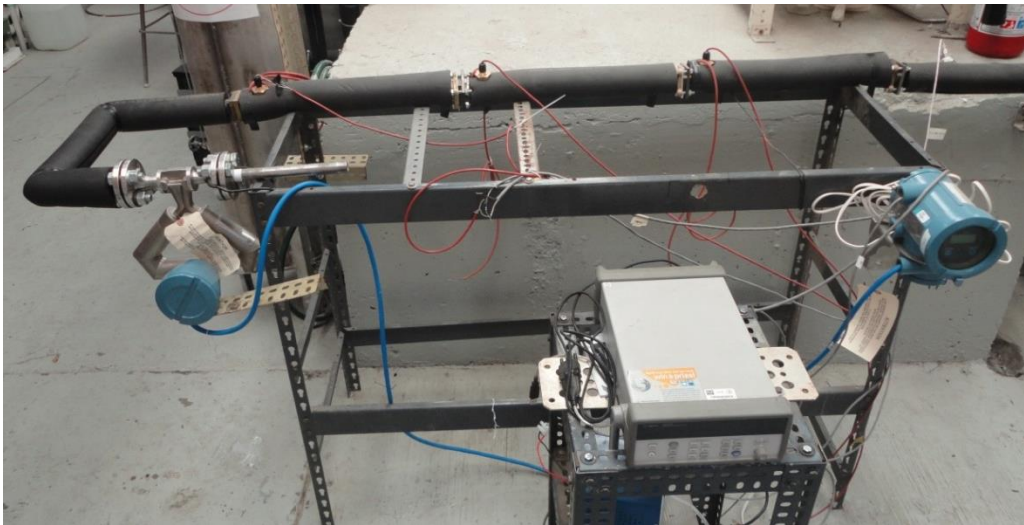


Figura C.1 Sistema para la calibración del Sensores de flujo

EL Medidor de Flujo y Densidad de tipo Coriolis el cual se utilizó como referencia es un medidor de alta tecnología que trabaja de forma inteligente procesando los datos capturados de manera digital y así reduciendo dramáticamente el ruido en la señal, dando en menos tiempo la señal de respuesta en comparación con dispositivos analógicos.

Para la calibración primero antes que nada se definió el procedimiento el cual consiste en dejar pasar fluido con ayuda de la bomba al coriolis en cual manda los datos a la tarjeta y son almacenados en el programa y esos datos son nuestra referencia al mismo tiempo el medidor de flujo también manda datos (frecuencia) del flujo que está pasando por la tubería y así se obtienen los datos para la calibración. Lo anterior se debe repetir 6 veces pero con diferentes temperaturas del agua, esto para ver el comportamiento de los sensores de flujo a diferentes temperaturas.

Habiendo definido lo anterior se siguió los siguientes pasos para la calibración;

8. Realizar programa de adquisición de datos en este caso se utilizó la instrucción para que lea la frecuencia de los sensores de flujo y se agregó la de voltaje para el coriolis, además se agregó un sensor de temperatura, ver la figura C.2

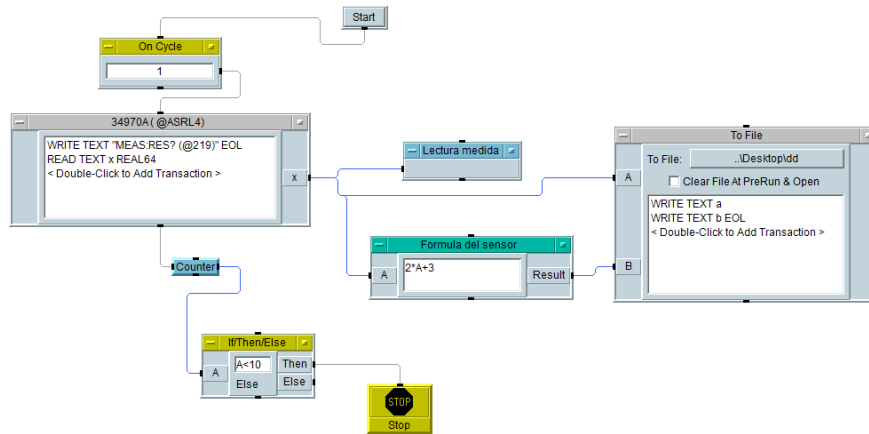


Figura C.2 Programa para la adquisición de datos del medidor de flujo

9. Colocar el medidor de flujo en la tarjeta como se muestra en la figura C.3, en este caso se utilizó el diagrama que proporciona el fabricante, en este existen dos formas de conectarlo ya sea con dos hilos o tres hilos, en este caso se utilizó la conexión de dos hilos con una resistencia de 100 Ω.

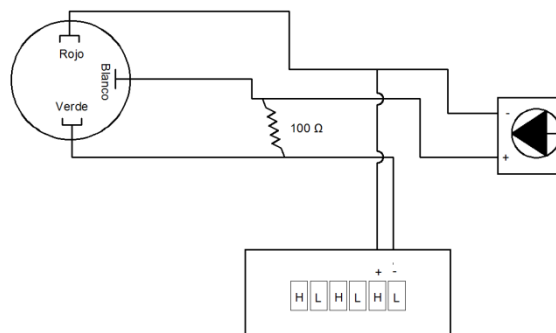


Figura C.3 Conexión del medidor de flujo

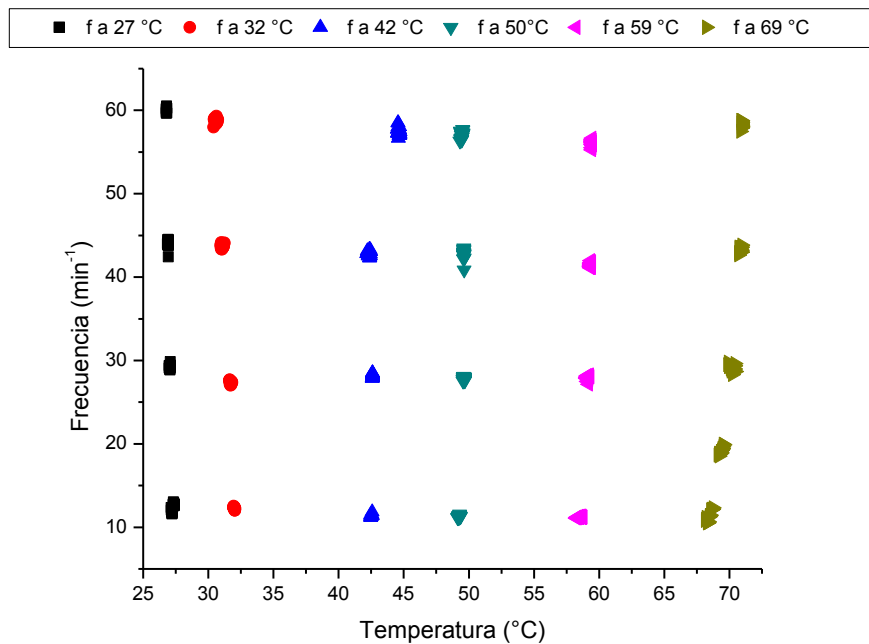
10. Después colocar la tarjeta multiplexora al adquisidor y probar que la interfaz de la computadora y el adquisidor sea correcta. Aquí los errores comunes son el 800 y 801 que se debe a un problema de comunicación causado por el puerto serial o por que el adquisidor está apagado, también hay que verificar que la fuente de alimentación este encendida.
11. Una vez verificado la adquisición de datos, se procede a circular el agua cuando la temperatura sea la deseada, se recomienda circular un minuto antes de empezar a tomar datos esto para que se homogenice la temperatura en el circuito. Cuando esté lista la temperatura se corre el programa para capturar los datos durante 10 minutos cada 5 segundos.
12. Los flujos y temperaturas utilizados fueron los que a continuación se muestran en la tabla C.1. El flujo másico es el obtenido del coriolis, la temperatura es la medida a la entrada del

circuito y la frecuencia es la obtenida del sensor de flujo a calibrar. Los valores representados son el promedio de cada una de nuestras obtenidas.

Tabla C.1 Datos de Calibración para el medidor de flujo

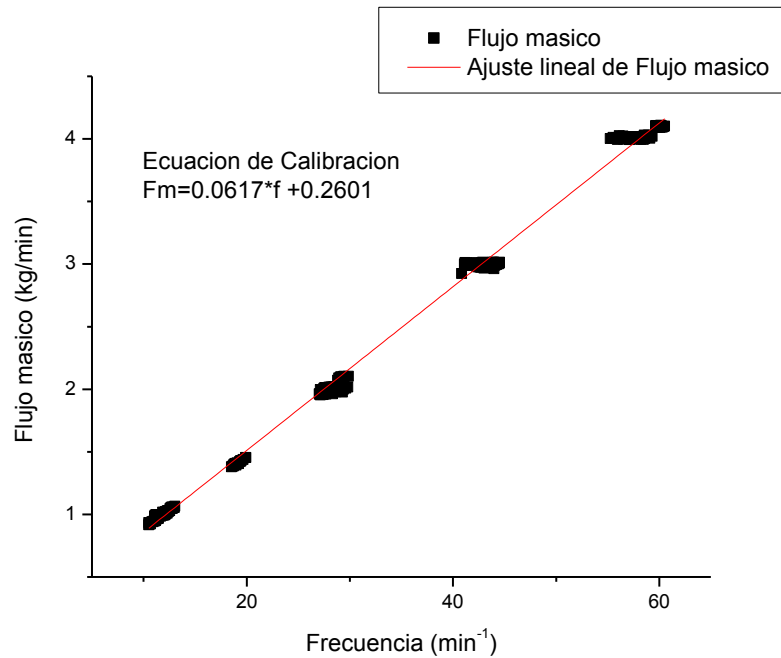
Flujo másico (kg/min)	0.99	2.01	3.00	4.02
Temperatura (°C)	Frecuencia (min ⁻¹)			
27	11.928	29.228	44.019	60.035
32	11.882	27.371	43.743	58.787
42	11.421	28.190	42.855	57.528
50	11.300	27.817	42.773	57.032
59	11.198	27.914	41.458	56.034
69	11.371	29.136	43.260	58.261

13. Para estos sensores como se pudo observar se utilizaron seis temperaturas diferentes, el objetivo de realizar este ejercicio es para ver si la temperatura afecta la medición del sensor a continuación en la gráfica C.1 se muestran graficados los datos obtenidos en cada temperatura y se puede observar que no existe una diferencia notable en la medición de la frecuencia en cada una de las temperaturas, realizando el cálculo del error se obtuvo un error máximo del 2.5%, este error es aceptable ya que las mediciones no requieren de una gran precisión.



Gráfica C.1 Datos de temperatura vs frecuencia

14. Una vez verificado lo anterior, se procede a graficar la frecuencia vs flujo másico, y se obtiene la ecuación de calibración. (grafica C.2).



Grafica C.1 Datos de calibración para el medidor de flujo

15. Ya que se tiene la ecuación característica se comprueba introduciendo la ecuación al programa y se realiza el barrido de los flujos a las diferentes temperaturas para su comprobación.

16. Finalmente si es correcta la comprobación la calibración está completa.

Las ecuaciones de calibración para los sensores de flujo instalados en el BCTE son la que se enlistan a continuación y en la figura 3.14 se puede observar la ubicación de cada uno de ellos.

F1. $0.0617 \cdot A + 0.2601$

F2. $0.0616 \cdot A + 0.2616$

F3. $0.0615 \cdot A + 0.2624$

Apéndice D

Pruebas Experimentales

En este apéndice se agregan todas las pruebas que se realizaron durante los tres meses de operación del sistema de calentamiento de agua. A continuación se muestra en la tabla D1, las pruebas realizadas sin aislamiento térmico en tuberías, en esta tabla se presenta el día, la hora de inicio y fin de la prueba, también se muestra que flujo fue utilizado durante la prueba, y finalmente se agrega una columna en la cual indica la hora del encendido del disipador de calor (E.D.C), en caso que se allá utilizado. Y en la tabla D2, se muestran las pruebas realizadas con aislamiento térmico en las tuberías, aquí en esta tabla se agregan las pruebas con el sistema de refrigeración solar (P.c.SRS).

Tabla D1. Pruebas realizadas sin aislamiento térmico en tuberías.

Prueba	Día	Hora		E.D.C	Flujo
		Inicio	Fin		
1	30-jul-13	09:28	17:24	-	Máximo
2	31-jul-13	09:38	17:21	-	Máximo
3	01-ago-13	09:20	17:45	-	Máximo
4	02-ago-13	09:58	17:16	-	Nominal
5	05-ago-13	10:14	17:35	-	Nominal
6	06-ago-13	09:29	18:00	-	Nominal
7	07-ago-13	09:37	16:44	-	Nominal
8	08-ago-13	09:30	17:02	-	Nominal
9	29-ago-13	09:56	17:57	12:30	Mínimo
10	04-sep-13	09:55	17:05	13:00	Mínimo
11	05-sep-13	09:38	17:05	11:30	Mínimo

Tabla D2. Pruebas realizadas con aislamiento térmico en tuberías.

Prueba	Día	Hora		E.D.C	Flujo
		Inicio	Fin		
12	01-oct-13	09:43	18:16	-	Mínimo
13	02-oct-13	09:25	17:54	12:30	Mínimo
14	03-oct-13	09:57	17:53	12:00	Mínimo
15	04-oct-13	10:13	17:34	-	Mínimo
16	08-oct-13	09:40	17:24	13:00	Nominal
17	09-oct-13	09:21	17:33	14:00	Nominal
18	10-oct-13	09:34	17:08	-	Nominal
19	14-oct-13	10:02	18:12	14:00	Nominal
20	15-oct-13	09:47	16:55	-	Máximo
21	29-oct-13	09:17	16:13	13:00	Nominal
22	30-oct-13	09:05	17:06	-	Nominal
23	04-nov-13	09:57	15:47	-	Nominal
24	05-nov-13	09:17	16:25	16:27	P.c.SRS
25	06-nov-13	09:17	16:07	13:30	Máximo
26	07-nov-13	09:12	18:56	-	Máximo
27	08-nov-13	09:14	17:18	-	P.c.SRS
28	14-nov-13	09:37	16:54	-	P.c.SRS

Tabla D3. Prueba del 30 de julio del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
09:00	3.34	478.81	24.76	27.26	42.06	43.40	27.33	12.44	13.47 ± 0.46	0.748	0.809 ± 0.036
10:00	3.38	617.22	24.60	34.24	52.41	49.36	35.86	15.74	16.35 ± 0.52	0.735	0.764 ± 0.032
11:00	3.41	822.16	25.12	46.96	70.24	66.51	50.42	20.58	20.76 ± 0.61	0.720	0.727 ± 0.029
12:00	3.38	955.28	25.68	60.26	86.58	81.43	65.84	23.51	23.28 ± 0.67	0.708	0.701 ± 0.027
13:00	3.26	995.29	26.91	72.68	100.38	94.30	80.13	24.03	23.69 ± 0.67	0.695	0.685 ± 0.026
14:00	3.22	949.72	28.03	83.38	109.19	102.02	92.28	22.45	21.89 ± 0.63	0.680	0.663 ± 0.026
15:00	3.16	824.98	29.41	90.17	112.02	105.02	100.06	18.95	18.09 ± 0.55	0.661	0.630 ± 0.025
16:00	3.15	679.46	30.30	92.86	110.13	103.52	102.94	15.08	14.07 ± 0.46	0.638	0.595 ± 0.025

Tabla D4. Prueba del 31 de julio del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
10:00	3.38	617.22	24.60	34.24	52.41	49.36	35.86	15.74	16.35 ± 0.52	0.735	0.764 ± 0.032
11:00	3.41	822.16	25.12	46.96	70.24	66.51	50.42	20.58	20.76 ± 0.61	0.720	0.727 ± 0.029
12:00	3.38	955.28	25.68	60.26	86.58	81.43	65.84	23.51	23.28 ± 0.67	0.708	0.701 ± 0.027
13:00	3.26	995.29	26.91	72.68	100.38	94.30	80.13	24.03	23.69 ± 0.67	0.695	0.685 ± 0.026
14:00	3.22	949.72	28.03	83.38	109.19	102.02	92.28	22.45	21.89 ± 0.63	0.680	0.663 ± 0.026
15:00	3.16	824.98	29.41	90.17	112.02	105.02	100.06	18.95	18.09 ± 0.55	0.661	0.630 ± 0.025
16:00	3.15	679.46	30.30	92.86	110.13	103.52	102.94	15.08	14.07 ± 0.46	0.638	0.595 ± 0.025

Tabla D5. Prueba del 1 de agosto del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
09:00	3.25	451.97	21.58	59.94	66.65	57.52	63.20	10.09	9.07 ± 0.46	0.643	0.594 ± 0.036
10:00	3.17	629.92	23.25	72.16	88.58	84.24	79.50	14.33	13.78 ± 0.46	0.653	0.629 ± 0.027
11:00	3.21	801.06	24.66	75.71	97.46	92.24	84.00	18.73	18.22 ± 0.55	0.672	0.654 ± 0.026
12:00	3.10	942.45	25.75	80.57	107.21	100.52	90.09	22.22	21.77 ± 0.62	0.678	0.664 ± 0.026
13:00	3.30	779.49	26.77	87.59	108.10	102.17	97.43	17.80	17.87 ± 0.55	0.617	0.700 ± 0.029
14:00	3.44	865.32	27.36	89.73	111.05	103.85	98.80	20.06	19.28 ± 0.59	0.662	0.640 ± 0.026
15:00	3.38	906.27	27.96	93.45	116.32	108.75	103.53	20.99	20.29 ± 0.60	0.666	0.644 ± 0.026
16:00	3.31	740.16	28.56	95.74	113.39	106.48	106.36	16.57	14.97 ± 0.48	0.643	0.578 ± 0.024
17:00	3.31	608.08	29.07	94.98	106.18	100.94	105.34	13.27	6.94 ± 0.27	0.628	0.328 ± 0.016

Tabla D6. Prueba del 2 de agosto del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida
10:00	2.48	440.72	20.35	62.82	77.16	67.71	74.07	9.41	10.27 ± 0.36	0.599	0.658 ± 0.030
11:00	2.53	817.93	22.28	68.43	96.84	88.89	76.67	19.02	18.90 ± 0.53	0.669	0.665 ± 0.025
12:00	2.51	864.40	23.84	75.50	105.82	97.02	85.20	19.97	20.19 ± 0.56	0.663	0.678 ± 0.026
13:00	2.44	961.82	25.10	80.24	114.05	103.17	91.04	22.31	21.92 ± 0.59	0.667	0.657 ± 0.024
14:00	2.49	953.07	26.05	86.56	119.59	108.66	98.64	21.91	21.92 ± 0.59	0.661	0.662 ± 0.025
15:00	2.49	771.84	26.39	91.14	117.55	107.33	104.19	17.08	17.43 ± 0.50	0.631	0.665 ± 0.026
16:00	2.49	588.75	26.67	90.29	107.27	98.21	102.99	12.48	10.84 ± 0.36	0.608	0.526 ± 0.023
17:00	2.45	236.71	27.05	87.89	93.79	92.40	100.46	3.54	1.02 ± 0.06	0.430	0.124 ± 0.008

Tabla D7. Prueba del 5 de agosto del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida
10:00	2.45	701.02	22.93	58.39	83.38	72.06	64.17	16.43	16.33 ± 0.47	0.675	0.670 ± 0.026
11:00	2.38	847.37	23.99	59.58	92.09	83.18	65.62	20.10	20.47 ± 0.56	0.682	0.695 ± 0.026
12:00	2.48	964.68	25.72	68.67	103.70	94.21	76.55	22.89	22.91 ± 0.61	0.683	0.684 ± 0.025
13:00	2.43	1062.01	26.80	78.54	116.88	105.88	88.51	25.01	24.75 ± 0.65	0.678	0.671 ± 0.024
14:00	2.44	872.40	27.54	86.69	116.76	106.45	98.82	19.87	19.61 ± 0.54	0.653	0.655 ± 0.025
15:00	2.54	894.16	28.07	91.46	121.20	110.78	103.76	20.33	20.06 ± 0.56	0.654	0.645 ± 0.024
16:00	2.32	790.89	28.33	93.33	120.78	109.35	107.41	17.48	16.93 ± 0.48	0.636	0.616 ± 0.024

Tabla D8. Prueba del 6 de agosto del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida
09:00	2.29	418.27	21.87	56.61	72.04	69.98	70.93	9.11	9.91 ± 0.34	0.630	0.721 ± 0.032
10:00	2.52	591.40	22.78	70.13	89.81	82.76	78.40	13.15	12.98 ± 0.40	0.639	0.631 ± 0.026
11:00	2.46	781.05	24.22	71.82	98.91	90.69	81.19	17.99	17.64 ± 0.50	0.662	0.649 ± 0.025
12:00	2.58	754.92	25.08	76.90	102.32	94.65	87.35	17.20	17.34 ± 0.50	0.651	0.664 ± 0.026
13:00	2.53	1034.37	25.75	80.70	115.17	104.07	91.03	24.30	22.99 ± 0.62	0.676	0.633 ± 0.023
14:00	2.45	922.70	26.57	85.13	116.47	105.80	97.47	21.21	20.33 ± 0.56	0.661	0.638 ± 0.024
15:00	2.29	912.40	27.87	89.27	122.22	110.69	102.94	20.71	20.10 ± 0.54	0.653	0.633 ± 0.023
16:00	2.56	788.99	28.60	93.76	117.99	108.54	107.29	17.61	16.15 ± 0.47	0.641	0.587 ± 0.023
17:00	2.72	152.23	29.71	91.82	99.33	94.40	104.19	1.26	1.50 ± 0.07	0.055	0.064 ± 0.004

Tabla D9. Prueba del 7 de agosto del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida
09:00	2.47	447.24	21.72	47.07	62.25	50.85	48.80	10.29	9.72 ± 0.33	0.662	0.613 ± 0.027
10:00	2.52	572.94	22.46	70.31	88.04	79.69	78.84	12.66	11.71 ± 0.38	0.633	0.577 ± 0.024
11:00	2.49	737.68	24.04	70.87	98.00	89.85	79.76	16.88	17.61 ± 0.50	0.656	0.700 ± 0.027
12:00	2.54	894.94	25.39	76.07	105.27	95.97	85.84	20.87	19.54 ± 0.54	0.670	0.626 ± 0.024
13:00	2.54	983.99	26.39	81.25	115.08	104.85	92.19	22.98	22.64 ± 0.61	0.671	0.662 ± 0.024
14:00	2.55	963.19	27.04	87.41	119.71	108.73	100.04	22.24	21.79 ± 0.59	0.664	0.651 ± 0.024
15:00	2.57	824.63	27.97	91.83	118.11	107.93	105.10	18.56	17.76 ± 0.51	0.646	0.618 ± 0.024
16:00	2.61	667.89	28.38	92.47	115.14	106.41	105.47	14.48	15.29 ± 0.46	0.587	0.758 ± 0.030

Tabla D10. Prueba del 8 de agosto del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida
10:00	2.13	599.87	24.72	70.68	93.89	83.19	79.56	13.19	12.96 ± 0.38	0.632	0.618 ± 0.024
11:00	1.92	784.39	25.09	69.51	104.54	91.41	80.29	17.75	17.81 ± 0.48	0.651	0.653 ± 0.024
12:00	1.79	920.98	25.86	72.88	118.31	102.24	85.47	20.89	21.85 ± 0.56	0.653	0.682 ± 0.024
13:00	1.82	916.92	27.46	77.62	124.93	109.17	91.04	20.66	23.19 ± 0.59	0.645	0.753 ± 0.027
14:00	1.95	865.74	27.81	84.10	118.75	104.95	99.28	19.44	18.16 ± 0.49	0.641	0.634 ± 0.023
15:00	2.01	829.98	28.66	87.80	122.04	108.89	102.68	18.45	18.38 ± 0.49	0.639	0.638 ± 0.023
16:00	2.08	630.46	29.07	89.25	112.50	101.76	104.56	13.44	12.59 ± 0.37	0.612	0.573 ± 0.023
17:00	2.08	308.59	29.61	87.36	98.40	91.68	101.78	5.35	5.32 ± 0.21	0.448	0.478 ± 0.023

Tabla D11. Prueba del 29 de agosto del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida
10:00	1.64	610.16	22.80	31.47	63.51	40.56	31.81	14.63	13.46 ± 0.37	0.690	0.633 ± 0.024
11:00	1.65	840.86	23.34	32.72	80.85	68.95	33.52	20.21	19.90 ± 0.50	0.692	0.681 ± 0.024
12:00	1.65	990.25	24.32	43.76	97.76	58.83	48.49	23.46	22.37 ± 0.55	0.682	0.652 ± 0.023
13:00	1.67	971.50	25.38	53.17	106.40	47.66	58.33	22.64	22.27 ± 0.55	0.670	0.665 ± 0.023
14:00	1.65	898.50	26.09	49.79	101.99	47.05	53.81	20.97	21.28 ± 0.53	0.671	0.689 ± 0.024
15:00	1.67	771.25	26.86	47.67	93.53	46.19	50.89	17.96	18.62 ± 0.47	0.667	0.714 ± 0.025
16:00	1.67	627.73	27.39	45.34	82.01	43.50	48.32	14.62	14.43 ± 0.38	0.669	0.666 ± 0.024
17:00	1.67	210.29	26.77	41.77	59.38	37.81	45.36	4.42	5.26 ± 0.17	0.605	0.717 ± 0.030

Tabla D12. Prueba del 4 de septiembre del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido <i>MJ/hr</i>	Teórica <i>η</i>	Medida <i>η</i>
10:00	1.67	588.62	22.67	29.06	61.66	51.76	30.08	14.17	13.24 ± 0.36	0.692	0.641 ± 0.024
11:00	1.68	709.60	24.05	31.50	75.17	66.01	33.73	17.01	17.94 ± 0.46	0.688	0.745 ± 0.027
12:00	1.70	570.91	24.55	43.77	72.78	63.62	50.79	13.21	11.88 ± 0.33	0.657	0.632 ± 0.024
13:00	1.68	848.22	25.54	52.15	99.14	46.69	58.61	19.65	19.45 ± 0.49	0.664	0.671 ± 0.024
14:00	1.69	639.41	26.12	48.61	88.98	44.32	53.77	14.58	16.40 ± 0.43	0.641	0.823 ± 0.030
15:00	1.68	704.71	27.89	45.58	86.08	45.26	49.50	16.49	16.33 ± 0.42	0.665	0.732 ± 0.026
16:00	1.70	522.13	26.29	42.59	72.52	40.87	46.75	12.11	11.54 ± 0.32	0.661	0.662 ± 0.025
17:00	1.71	160.30	26.79	40.91	52.78	37.03	44.88	3.23	3.73 ± 0.14	0.579	0.666 ± 0.032

Tabla D13. Prueba del 5 de septiembre del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido <i>MJ/hr</i>	Teórica <i>η</i>	Medida <i>η</i>
09:00	1.69	454.87	21.98	36.39	58.08	48.96	37.56	10.58	8.96 ± 0.27	0.669	0.567 ± 0.023
10:00	1.68	590.44	22.01	36.80	69.20	59.78	39.41	13.83	13.27 ± 0.36	0.673	0.653 ± 0.024
11:00	1.69	814.52	23.56	42.57	88.10	65.96	47.76	19.15	18.85 ± 0.48	0.676	0.666 ± 0.024
12:00	1.71	930.63	24.60	49.78	101.30	46.28	56.47	21.78	21.67 ± 0.54	0.673	0.670 ± 0.023
13:00	1.71	947.52	25.08	48.13	102.76	47.48	53.17	22.25	22.68 ± 0.56	0.674	0.701 ± 0.024
14:00	1.70	1005.71	26.32	46.65	105.83	49.28	50.69	23.77	24.46 ± 0.60	0.680	0.700 ± 0.024
15:00	1.67	558.38	26.98	44.82	79.67	49.72	49.45	12.81	13.74 ± 0.37	0.643	0.786 ± 0.029
16:00	1.68	378.92	26.46	42.45	69.30	64.99	47.41	8.44	10.30 ± 0.29	0.627	0.815 ± 0.031
17:00	1.69	218.30	25.38	42.11	55.17	51.09	47.18	4.54	5.09 ± 0.18	0.598	0.671 ± 0.031

Tabla D14. Prueba del 1 de octubre del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido <i>MJ/hr</i>	Teórica <i>η</i>	Medida <i>η</i>
10:00	1.75	646.17	22.77	22.44	54.71	48.57	23.52	16.05	13.63 ± 0.37	0.715	0.598 ± 0.022
11:00	1.68	753.43	23.64	23.50	68.11	65.09	25.50	18.47	18.46 ± 0.47	0.705	0.713 ± 0.025
12:00	1.66	881.46	24.27	40.07	89.59	71.95	45.44	20.91	19.58 ± 0.49	0.681	0.650 ± 0.023
13:00	1.67	1017.53	25.37	59.01	115.70	54.28	61.32	23.56	23.23 ± 0.57	0.666	0.657 ± 0.023
14:00	1.67	965.22	26.33	59.15	115.73	55.93	60.46	22.25	22.78 ± 0.56	0.663	0.679 ± 0.023
15:00	1.65	829.24	27.32	56.98	106.07	53.41	58.13	19.01	19.19 ± 0.48	0.660	0.665 ± 0.023
16:00	1.64	581.30	27.30	53.76	86.41	48.18	55.40	13.14	11.12 ± 0.30	0.650	0.544 ± 0.020
17:00	1.64	217.73	26.93	49.35	62.92	40.66	51.32	4.29	4.16 ± 0.15	0.438	0.606 ± 0.028
18:00	1.63	32.80	25.97	46.02	48.27	35.51	47.72	-0.17	0.35 ± 0.04	0.201	0.305 ± 0.037

Tabla D15. Prueba del 2 de octubre del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
09:00	1.74	370.72	21.85	35.73	56.92	46.61	41.08	8.43	9.17 ± 0.28	0.654	0.733 ± 0.030
10:00	1.75	554.35	24.22	39.68	68.47	65.93	41.58	12.97	12.53 ± 0.35	0.672	0.657 ± 0.025
11:00	1.71	760.75	24.45	48.61	86.48	81.11	52.15	17.71	16.07 ± 0.42	0.666	0.632 ± 0.023
12:00	1.70	846.72	24.84	61.30	106.64	62.68	64.72	19.29	18.95 ± 0.48	0.653	0.663 ± 0.023
13:00	1.72	983.88	25.46	64.65	119.29	56.56	66.34	22.56	22.86 ± 0.56	0.659	0.673 ± 0.023
14:00	1.73	967.79	26.56	60.56	115.77	56.83	62.13	22.37	23.01 ± 0.57	0.665	0.684 ± 0.024
15:00	1.73	813.78	27.24	58.01	104.20	54.13	59.44	18.71	18.86 ± 0.48	0.662	0.666 ± 0.024
16:00	1.73	218.81	27.05	54.35	67.41	42.70	55.83	4.14	4.78 ± 0.17	0.390	0.729 ± 0.034
17:00	1.73	347.43	27.47	48.06	64.27	41.35	49.64	7.72	5.60 ± 0.19	0.636	0.472 ± 0.020

Tabla D16. Prueba del 3 de octubre del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
10:00	1.74	619.36	21.97	40.73	71.80	70.27	42.30	14.48	14.08 ± 0.39	0.672	0.651 ± 0.024
11:00	1.70	810.69	23.53	46.31	89.00	82.18	50.50	18.99	18.73 ± 0.48	0.674	0.668 ± 0.024
12:00	1.71	916.69	24.78	64.52	113.95	53.32	67.53	20.91	21.41 ± 0.54	0.656	0.672 ± 0.024
13:00	1.72	986.14	25.80	62.64	119.29	56.72	64.35	22.71	24.37 ± 0.60	0.662	0.711 ± 0.025
14:00	1.71	946.57	26.36	59.10	114.60	56.11	60.80	21.87	23.46 ± 0.58	0.665	0.713 ± 0.025
15:00	1.70	810.09	27.19	56.83	104.85	53.59	58.50	18.63	19.87 ± 0.50	0.662	0.705 ± 0.025
16:00	1.71	601.75	27.73	54.33	86.95	49.09	55.83	13.76	11.97 ± 0.32	0.658	0.564 ± 0.021
17:00	1.71	348.77	27.27	50.06	66.81	42.19	51.79	7.65	5.83 ± 0.19	0.628	0.486 ± 0.021

Tabla D17. Prueba del 4 de octubre del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
10:00	1.74	582.70	22.13	42.50	70.21	64.95	44.27	13.55	12.20 ± 0.34	0.666	0.602 ± 0.023
11:00	1.70	778.37	23.51	43.73	88.05	84.19	46.91	18.27	18.77 ± 0.48	0.675	0.700 ± 0.025
12:00	1.68	849.82	24.24	61.11	106.25	99.87	65.86	19.37	19.05 ± 0.48	0.655	0.647 ± 0.023
13:00	1.73	890.47	25.25	75.03	124.37	57.07	79.33	19.87	21.42 ± 0.54	0.639	0.707 ± 0.025
14:00	1.72	804.21	26.12	70.15	114.52	55.49	72.44	17.96	18.96 ± 0.48	0.635	0.719 ± 0.026
15:00	1.75	806.16	26.97	62.78	109.63	55.31	64.80	18.34	19.99 ± 0.51	0.654	0.713 ± 0.025
16:00	1.75	620.63	27.62	58.06	90.84	50.44	59.94	14.11	12.25 ± 0.33	0.654	0.560 ± 0.021
17:00	1.77	351.06	27.32	54.13	71.67	51.26	55.72	7.58	5.94 ± 0.19	0.611	0.492 ± 0.021

Tabla D18. Prueba del 8 de octubre del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida <i>η</i>
10:00	2.52	447.17	21.34	51.47	66.21	63.34	52.52	10.14	9.47 ± 0.33	0.644	0.597 ± 0.027
11:00	2.46	524.65	21.85	58.29	77.10	74.30	60.58	11.84	11.69 ± 0.37	0.648	0.643 ± 0.027
12:00	2.46	670.48	22.52	67.75	93.30	76.40	70.23	15.20	15.69 ± 0.45	0.650	0.675 ± 0.026
13:00	2.48	467.14	22.80	67.66	86.03	50.64	68.99	9.98	11.18 ± 0.36	0.614	0.691 ± 0.029
14:00	2.48	666.59	23.68	56.36	82.87	49.33	57.28	15.62	16.27 ± 0.46	0.670	0.702 ± 0.027
15:00	2.49	596.32	25.16	51.97	78.06	49.34	53.32	14.03	15.71 ± 0.45	0.673	0.757 ± 0.029
16:00	2.49	513.13	25.13	48.74	67.90	44.90	49.90	12.15	10.45 ± 0.33	0.678	0.583 ± 0.024
17:00	2.48	392.51	25.96	46.31	59.55	41.45	47.17	9.21	7.06 ± 0.25	0.675	0.518 ± 0.024

Tabla D19. Prueba del 9 de octubre del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida <i>η</i>
09:00	2.49	428.77	22.81	41.13	56.08	51.50	44.58	10.12	11.11 ± 0.38	0.679	0.763 ± 0.034
10:00	2.48	645.76	23.61	47.94	71.19	68.50	49.57	15.47	15.04 ± 0.45	0.689	0.670 ± 0.027
11:00	2.47	847.07	24.30	59.43	91.84	88.67	62.03	20.16	20.24 ± 0.55	0.685	0.688 ± 0.026
12:00	2.37	913.72	24.77	75.29	110.23	106.46	79.66	21.19	20.88 ± 0.56	0.667	0.658 ± 0.024
13:00	2.44	687.87	24.92	87.60	114.37	68.37	91.09	14.93	16.12 ± 0.46	0.621	0.678 ± 0.026
14:00	2.45	526.27	24.27	73.61	94.49	55.14	75.20	11.31	12.45 ± 0.38	0.614	0.679 ± 0.028
15:00	2.47	729.64	26.24	61.87	91.53	54.85	63.25	17.10	17.91 ± 0.50	0.672	0.713 ± 0.027
16:00	2.45	662.02	27.34	56.80	81.76	52.60	58.49	15.74	12.74 ± 0.37	0.684	0.541 ± 0.021
17:00	2.47	444.34	27.89	53.28	66.45	45.92	54.75	10.37	6.51 ± 0.24	0.671	0.423 ± 0.020

Tabla D20. Prueba del 10 de octubre del 2013

HORA	Flujo <i>kg/min</i>	Radiación <i>W/m²</i>	T _a <i>°C</i>	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	T _{IN} <i>°C</i>	T _{OUT} <i>°C</i>	Teórica <i>MJ/hr</i>	Medido	Teórica	Medida <i>η</i>
09:00	2.45	515.34	22.99	43.71	63.24	62.38	45.75	12.20	13.15 ± 0.41	0.681	0.740 ± 0.031
10:00	2.44	668.43	23.81	50.21	73.55	70.46	51.87	15.96	14.57 ± 0.43	0.687	0.628 ± 0.025
11:00	2.35	564.28	23.71	63.31	85.26	82.97	66.24	12.64	12.72 ± 0.38	0.602	0.681 ± 0.027
12:00	2.29	607.82	24.36	72.10	94.94	93.29	75.85	13.42	12.84 ± 0.38	0.623	0.607 ± 0.024
13:00	2.08	1002.33	24.87	84.62	126.79	109.93	88.81	22.81	21.68 ± 0.56	0.654	0.617 ± 0.022
14:00	2.06	979.43	25.92	86.73	132.13	66.23	91.05	22.11	22.86 ± 0.58	0.649	0.674 ± 0.024
15:00	2.24	852.99	26.92	77.83	116.21	63.89	80.35	19.44	20.36 ± 0.53	0.656	0.686 ± 0.025
16:00	2.19	657.63	27.82	69.28	94.78	89.17	71.38	15.00	10.79 ± 0.31	0.656	0.461 ± 0.018

Tabla D21. Prueba del 14 de octubre del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
10:00	2.29	697.16	22.96	50.17	74.86	68.81	50.81	16.58	14.27 ± 0.42	0.685	0.581 ± 0.023
11:00	2.24	846.81	23.88	52.26	88.89	85.24	54.57	20.22	20.18 ± 0.53	0.687	0.687 ± 0.025
12:00	2.11	954.91	24.70	72.19	113.91	108.46	75.67	22.07	21.61 ± 0.56	0.665	0.651 ± 0.023
13:00	2.23	973.06	25.44	87.56	126.88	114.47	92.78	22.10	21.43 ± 0.56	0.654	0.634 ± 0.023
14:00	2.39	914.23	26.52	97.75	133.11	71.05	101.12	20.40	20.57 ± 0.55	0.642	0.648 ± 0.024
15:00	2.33	778.89	27.13	80.82	113.29	64.11	82.94	17.54	17.61 ± 0.48	0.648	0.649 ± 0.024
16:00	2.29	585.77	27.97	68.58	90.41	55.29	70.31	13.24	9.46 ± 0.29	0.650	0.454 ± 0.018
17:00	2.35	338.10	27.57	60.57	69.22	67.06	62.22	7.24	4.11 ± 0.18	0.610	0.347 ± 0.019
18:00	2.25	169.25	27.06	62.08	62.35	61.46	65.89	2.82	0.46 ± 0.35	0.476	0.062 ± 0.048

Tabla D22. Prueba del 15 de octubre del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
09:00	2.55	482.90	23.46	54.28	73.33	74.92	59.99	10.87	12.24 ± 0.39	0.647	0.743 ± 0.031
10:00	3.42	638.59	23.83	62.39	77.89	76.31	64.10	15.05	13.91 ± 0.47	0.678	0.627 ± 0.028
11:00	3.46	820.15	24.66	75.04	96.64	94.48	77.63	19.33	18.35 ± 0.56	0.678	0.644 ± 0.026
12:00	3.37	857.24	25.36	90.20	112.53	110.08	93.70	19.71	18.26 ± 0.55	0.661	0.615 ± 0.025
13:00	3.37	621.75	25.68	105.14	119.61	117.48	109.07	12.99	11.47 ± 0.40	0.584	0.511 ± 0.023
14:00	3.45	440.38	25.46	111.95	120.25	118.11	115.41	8.00	6.55 ± 0.30	0.518	0.427 ± 0.024
15:00	3.47	441.25	25.80	113.17	121.02	118.88	116.77	8.01	6.08 ± 0.28	0.519	0.394 ± 0.022
16:00	3.48	331.55	25.70	114.01	118.50	116.86	117.64	5.11	2.44 ± 0.16	0.401	0.185 ± 0.014

Tabla D23. Prueba del 29 de octubre del 2013

HORA	Flujo	Radiación	T _a	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN}	T _{OUT}	T _{IN}	T _{OUT}	Teórica	Medido	Teórica	Medida
	kg/min	W/m ²	°C	°C		°C		MJ/hr		η	
09:00	2.09	639.23	23.82	50.53	74.18	78.30	55.62	15.02	12.90 ± 0.38	0.677	0.587 ± 0.023
10:00	1.97	792.50	24.77	74.61	110.46	104.66	76.80	17.73	17.63 ± 0.47	0.643	0.638 ± 0.023
11:00	1.98	875.84	25.46	80.26	120.28	114.87	84.84	19.63	19.40 ± 0.50	0.645	0.637 ± 0.023
12:00	2.16	932.72	26.16	97.40	134.95	129.39	102.47	20.67	19.95 ± 0.53	0.638	0.616 ± 0.022
13:00	2.17	893.94	27.35	105.11	141.44	88.20	110.08	19.47	19.31 ± 0.51	0.627	0.622 ± 0.023
14:00	2.24	636.74	27.93	90.83	116.69	64.64	94.15	13.54	12.57 ± 0.36	0.609	0.573 ± 0.022
15:00	2.26	465.05	28.74	73.44	88.73	54.64	75.79	10.02	5.49 ± 0.19	0.609	0.353 ± 0.016

Tabla D24. Prueba del 30 de octubre del 2013

HORA	Flujo kg/min	Radiación W/m ²	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica	Medido	Teórica	Medida
				°C		°C		MJ/hr		η	
09:00	2.12	617.76	25.09	53.00	80.65	79.85	55.51	14.31	15.02 ± 0.42	0.666	0.703 ± 0.027
10:00	2.08	805.46	25.75	63.99	98.98	94.17	67.62	18.65	18.01 ± 0.48	0.667	0.644 ± 0.024
11:00	2.08	900.45	26.57	73.52	115.18	110.07	76.01	20.66	21.23 ± 0.55	0.660	0.679 ± 0.024
12:00	2.03	933.49	27.41	94.50	132.47	124.23	98.15	20.77	18.95 ± 0.50	0.640	0.584 ± 0.021
13:00	2.06	891.83	27.44	97.64	136.52	131.70	103.08	19.59	19.55 ± 0.51	0.631	0.630 ± 0.023
14:00	2.01	728.07	28.10	117.89	140.52	135.43	125.53	14.91	9.86 ± 0.29	0.588	0.388 ± 0.015
15:00	2.02	509.20	28.77	123.09	133.53	130.28	130.01	9.25	2.48 ± 0.10	0.508	0.108 ± 0.005
16:00	2.08	168.82	27.80	121.77	119.87	116.30	127.57	0.47	-1.31 ± 0.11	0.013	0.277 ± 0.021

Tabla D25. Prueba del 4 de noviembre del 2013

HORA	Flujo kg/min	Radiación W/m ²	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica	Medido	Teórica	Medida
				°C		°C		MJ/hr		η	
10:00	2.08	690.16	23.87	52.21	77.65	70.11	53.77	16.25	13.15 ± 0.38	0.677	0.548 ± 0.021
11:00	2.09	813.60	23.23	53.32	90.60	85.21	53.47	19.18	18.90 ± 0.50	0.676	0.677 ± 0.025
12:00	2.12	459.57	22.93	66.89	83.75	79.77	70.00	9.73	8.43 ± 0.28	0.604	0.546 ± 0.023
13:00	2.10	754.54	23.92	75.77	109.84	104.60	77.58	16.79	16.87 ± 0.45	0.636	0.651 ± 0.024
14:00	2.05	504.41	24.81	87.79	103.93	98.16	91.85	10.15	7.08 ± 0.24	0.575	0.406 ± 0.018
15:00	2.53	511.60	27.08	92.61	106.23	101.11	98.79	10.47	9.27 ± 0.33	0.452	0.398 ± 0.018

Tabla D26. Prueba del 5 de noviembre del 2013

HORA	Flujo kg/min	Radiación W/m ²	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica	Medido	Teórica	Medida
				°C		°C		MJ/hr		η	
09:00	2.02	288.04	21.71	78.34	82.44	79.18	79.90	4.91	2.40 ± 0.17	0.451	0.327 ± 0.026
10:00	1.98	530.76	22.22	78.09	98.52	92.46	79.95	10.97	9.93 ± 0.31	0.582	0.515 ± 0.021
11:00	1.87	845.62	23.10	80.17	118.19	110.12	83.62	18.71	17.34 ± 0.46	0.635	0.590 ± 0.021
12:00	1.85	788.83	24.62	90.78	128.19	122.36	94.37	16.92	16.60 ± 0.44	0.610	0.625 ± 0.023
13:00	1.83	766.64	25.52	94.82	128.04	121.29	101.01	16.29	14.67 ± 0.40	0.607	0.544 ± 0.020
14:00	1.82	681.12	26.32	111.35	135.80	129.57	117.29	13.71	9.21 ± 0.27	0.577	0.383 ± 0.015
15:00	1.89	427.41	26.55	115.54	123.56	118.88	121.33	7.30	1.51 ± 0.07	0.487	0.085 ± 0.005
16:00	36.47	246.99	26.51	100.48	103.54	105.75	101.50	3.44	2.65 ± 0.23	0.368	-1.522 ± -0.147
17:00	201.15	31.29	25.75	68.29	70.73	70.26	58.78	-1.15	-64.20 ± -6.61	2.937	-25.442 ± -2.873
18:00	161.16	-3.22	24.83	49.47	54.19	49.41	42.32	-1.36	0.32 ± 0.02	12.191	-2.863 ± -0.210

Tabla D27. Prueba del 6 de noviembre del 2013

HORA	Flujo kg/min	Radiación W/m ²	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica MJ/hr	Medido	Teórica	Medida
09:00	3.09	656.40	22.51	71.16	85.37	86.61	74.73	15.05	11.66 ± 0.41	0.659	0.499 ± 0.023
10:00	3.34	737.81	23.02	81.01	100.51	97.39	83.23	16.81	15.59 ± 0.49	0.642	0.622 ± 0.026
11:00	3.22	897.98	24.16	93.78	118.42	114.27	96.88	20.53	19.24 ± 0.56	0.658	0.616 ± 0.024
12:00	3.25	924.72	24.80	#####	132.81	128.46	112.19	20.75	19.33 ± 0.56	0.646	0.601 ± 0.024
13:00	3.19	784.45	25.54	#####	140.15	124.81	125.76	16.68	14.01 ± 0.45	0.610	0.514 ± 0.021
14:00	3.29	652.74	25.93	#####	124.12	76.45	109.28	13.77	11.66 ± 0.38	0.607	0.512 ± 0.022
15:00	3.24	447.63	26.48	83.03	92.31	84.01	85.12	9.36	4.20 ± 0.18	0.594	0.247 ± 0.013

Tabla D28. Prueba del 7 de noviembre del 2013

HORA	Flujo kg/min	Radiación W/m ²	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica MJ/hr	Medido	Teórica	Medida
09:00	3.29	645.73	21.28	74.06	89.38	83.73	75.71	14.61	13.74 ± 0.47	0.651	0.612 ± 0.027
10:00	3.27	791.23	22.60	82.53	103.65	100.43	85.36	18.14	17.10 ± 0.52	0.660	0.621 ± 0.025
11:00	3.23	904.11	23.26	95.79	120.42	116.90	99.47	20.61	19.71 ± 0.57	0.656	0.627 ± 0.025
12:00	3.25	934.23	24.57	100.4	129.71	125.73	106.80	21.14	20.67 ± 0.59	0.651	0.636 ± 0.025
13:00	3.25	863.42	26.18	115.4	138.30	134.80	121.90	18.94	16.70 ± 0.51	0.631	0.555 ± 0.022
14:00	3.27	722.85	26.43	117.4	141.14	138.44	132.71	14.99	8.21 ± 0.30	0.596	0.321 ± 0.015
15:00	3.08	597.08	26.87	110.2	138.63	136.42	136.27	11.57	1.96 ± 0.09	0.557	0.093 ± 0.005
16:00	3.30	349.51	26.96	99.3	114.49	111.78	102.64	5.85	6.31 ± 0.27	0.481	0.520 ± 0.028

Tabla D29. Prueba del 8 de noviembre del 2013

HORA	Flujo kg/min	Radiación W/m ²	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica MJ/hr	Medido	Teórica	Medida
09:00	2.11	685.19	21.30	73.52	100.35	95.10	76.08	15.06	15.63 ± 0.44	0.632	0.655 ± 0.025
10:00	2.07	811.15	22.03	74.28	107.64	104.22	77.99	18.31	19.65 ± 0.53	0.649	0.697 ± 0.026
11:00	2.04	926.22	23.13	89.04	108.73	108.92	94.55	21.40	21.71 ± 0.68	0.665	0.674 ± 0.028
12:00	2.24	961.58	23.91	95.03	115.97	116.93	97.98	22.09	24.17 ± 0.74	0.661	0.723 ± 0.029
13:00	8.86	900.11	24.85	98.06	115.48	112.85	101.11	20.84	20.89 ± 0.68	0.666	0.668 ± 0.028
14:00	40.30	767.35	25.89	99.60	114.34	112.32	101.81	17.29	17.96 ± 0.62	0.649	0.674 ± 0.030
15:00	439.37	449.40	26.31	89.39	95.11	104.07	98.67	10.50	9.05 ± 0.51	0.626	2.499 ± 0.165

Tabla D30. Prueba del 14 de noviembre del 2013

HORA	Flujo kg/min	Radiación W/m ²	T _a °C	Colectores		Tanque		Potencia		Eficiencia	
				T _{IN} °C	T _{OUT} °C	T _{IN} °C	T _{OUT} °C	Teórica MJ/hr	Medido	Teórica	Medida
09:00	2.13	690.47	18.89	77.32	98.99	605.93	590.57	15.03	13.16 ± 0.40	0.626	0.546 ± 0.022
10:00	2.12	651.16	19.89	84.36	110.19	105.35	88.15	13.74	13.69 ± 0.39	0.607	0.606 ± 0.023
11:00	2.11	346.90	20.10	93.64	104.34	99.76	98.25	5.71	5.45 ± 0.22	0.459	0.429 ± 0.021
12:00	2.06	860.71	20.97	91.21	125.23	116.13	93.17	18.87	17.57 ± 0.47	0.620	0.565 ± 0.021
13:00	3.18	909.07	22.41	96.01	123.68	118.76	97.58	20.64	20.68 ± 0.58	0.653	0.650 ± 0.025
14:00	2.73	518.66	23.04	96.24	110.21	105.03	97.74	10.35	7.35 ± 0.26	0.505	0.416 ± 0.019

Bibliografía

- Barrera C.M. (2009).** “Simulación y Diseño de un generador a fuego directo para un sistema de absorción amoníaco/agua solar-GAX”. Tesis de Maestría, Centro de Investigación de Energía. UNAM, Temixco, Morelos.
- Best R. (1993).** “Refrigeración por absorción”, Métodos de Producción de Frio. UNAM, México 1993.
- Carrier Air Conditioning Company. (1980).** “Manual de aire acondicionado”, Marcombo Boixareu Editores, Barcelona España
- Gutiérrez M.F. (1993).** “Refrigeración por absorción”, Métodos de Producción de Frio. UNAM, México 1993.
- Gutiérrez M.F. y Hernández G.J.I. (1993),** “Refrigeración por Absorción”, Métodos de Producción de Frio. UNAM, México 1993.
- Lugo S.U. (2010),** “Evaluación Teórica de la producción de energía térmica de un banco de tubos evacuados a las temperaturas de activación de sistemas de aire acondicionado por absorción”. Tesis de Maestría, Centro de Investigación de Energía. UNAM, Temixco, Morelos.
- Pilatowsky I., Best R. (2002),** “Introducción a los métodos de producción de frío”. Presentación, Centro de Investigación de Energía. UNAM, Temixco, Morelos.
- Viejo Zubicaray (2000)** “Bombas teoría, diseño y aplicaciones” 4^{ta} ed.,LIMUSA,Mexico.
- Yunus A. Cengel-Michael A. Boles.(2003).** “Termodinámica” 4^{ta} ed., McGraw Hill, México.
- Meyer J. (2008).** “Evacuated tubes take center stage”. Sun&Wind Energy International Issue. 2008;4: 58-67.
- ESTIF (2013).** “Solar Thermal Markets in Europe” European Solar Thermal Industry Federation
- H.Z. Hassan y A.A. Mohamad (2012)** “A review on solar cold production through absorption technology”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012;16: 5331–5348
- Kalogirou S.A. (2004).** “Solar thermal collectors and applications”, Progress in Energy and Combustion science, 2004;30:231-295
- Soteris A. Kalogirou (2009).** “Solar Energy Engineering, Processes and Systems”,1st ed., Academic Press is an imprint of Elsevier, USA.
- S. Mekhilef, R. Saidur, A. Safari (2011).** “A review on solar energy use in industries”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011;15: 1777–1790
- N. Nakahara, Y. Miyakawa, M. Yamamoto (1977).** “Experimental study on house cooling and heating with solar flat plate collector”,Solar Energy, 1977;19:657-662

- S. Rosiek, F.J Batles, (2009).** “Integration of solar thermal energy in construction: analysis of the solar-assisted air conditioning system installed in the building CIESOL”, *Solar Energy*, 2009;34:1423-1431
- M.R. Yeung, P.K. Yuen, A. Dunn, L.S. Cornish. (1992).** “Performance of a solar-powered air conditioning system in Hong Kong”, *Solar Energy*, 1992;48:309-319
- Garza A. (2003).** “Evaluacion experimental de un campo de colectores solares del tipo evacuado, etapa II”, Tesis de Licenciatura. Cuernavaca, Morelos, 2003.
- Oskam A., Hernandez J., Best R., (1993).** “Concepto, diseño e instalación de un campo de colectores solares del tipo evacuado”. XVII Semana Nacional de Energia Solar. Colima, B.C. 1993
- F. Asdrubali, S. Grignaffini. (2005).** “Experimental evaluation of the performances of a H₂O-LiBr absorption refrigerator under different service conditions”, *International Journal of Refrigeration*, 2005; 28: 489-497
- Syed A., Izquierdo M., Rodríguez P., G. Maidment, Missenden J., A. Lecuona. (2005).** “A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid”, *International Journal of Refrigeration*, 2005; 28: 859-871
- F. Agyenim, I. Caballero, M. Rodas. (2010).** “Design and experimental test of the performance of a LiBr / H₂O outer solar thermal absorption cooling system of a cold store”, *Solar Energy*, 2010; 84: 735-744
- J. A. Duffie and W. A. Beckman.(1991),** “Solar Engineering of Thermal Processes”, 2nd ed. (Wiley, New York, 1991).
- Farzad Jafarkazemi and Hossein Abdi. (2012).** “Evacuated tube solar heat pipe collector model and associated tests”, *J. Renewable Sustainable Energy*, 2012; 4: 023101

Fuentes de información.

- 1. <http://www.enerwork.com/tecnologia/energia-solar-termica-tecnologia/colectores-solares/placa-plana/>**
- 2. http://www.solarenergy.ch/index.php?id=111&L=6&no_cache=1**
- 3. www.varem.com/catalogo_general_2011**