



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

INSTITUTO DE INGENIERÍA

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS SUPERIORES-JURIQUILLA

EVALUACIÓN DE BOMBAS DE CALOR PARA EL
CALENTAMIENTO DE AGUA DE LA ALBERCA
OLÍMPICA DE CIUDAD UNIVERSITARIA

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

Ingeniera en Energías Renovables

PRESENTA:

Elsa Darinka Rodríguez Gómez

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. Roberto Best y Brown

Temixco, Mor., a 19 de noviembre de 2021,



IER

Instituto de Energías
Renovables



**INSTITUTO
DE INGENIERÍA
UNAM®**



ENES
JURIQUILLA



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.

OF/IER/LIER/146/2021
ASUNTO: Notificación de jurado y
fecha para examen profesional.

LIC. IVONNE RAMÍREZ WENCE
DIRECTORA GENERAL DE ADMINISTRACIÓN ESCOLAR
Presente.

Por medio de la presente le informo que el día viernes 19 de noviembre de 2021, a las 16:00 h, en el Instituto de Energías Renovables, la **C. ELSA DARINKA RODRÍGUEZ GÓMEZ**, con número de cuenta 312133724 de la Licenciatura de Ingeniería en Energías Renovables, llevará a cabo la presentación del trabajo de tesis y examen profesional titulado:

***“Evaluación de bombas de calor para el calentamiento de agua
de la alberca olímpica de Ciudad Universitaria”***

Debido a que la alumna ha cumplido con los requisitos que establece el Reglamento General de Exámenes, el Comité Académico de la Licenciatura de Ingeniería en Energías Renovables, le asigna el Jurado de Examen Profesional integrado por los siguientes académicos.

PRESIDENTE:	DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES
VOCAL:	DRA. NAGHELLI ORTEGA ÁVILA
SECRETARIO:	DR. ROBERTO BEST Y BROWN
SUPLENTE:	DRA. HEIDI ISABEL VILLAFÁN VIDALES
SUPLENTE:	DR. CHRISTOPHER LIONEL HEARD WADE

Sin otro particular, le envío un cordial saludo.

Atentamente,
“Por mi raza hablará el espíritu”
Temixco, Mor., a 11 de noviembre de 2021



Dr. Jorge Alejandro Wong Loya
Coordinador de la LIER
IER-UNAM

JAWL´mfp.



*A mi Elenita y Alfonsina, por su esfuerzo.
A mis padres por la formación y cariño.
A mis hermanos por alegrar mi corazón.*

Reconocimientos

Mi primer agradecimiento es para el Dr. Roberto Best y Brown por la paciencia con este trabajo, por el apoyo y por no desistir en este logro.

Al Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza por la gran disposición de enseñarme y guiarme. Agradezco también a Emmanuel y Roy por ser parte fundamental para que el proyecto tuviera forma y por compartir de sus conocimientos conmigo.

A la Dra. Naghelli Ortega Avila, el Dr. Octavio Garcia Valladares, a la Dra. Heidi Isabel Villafán Vidale y el Dr. Christopher Heard por su tiempo dedicado a la mejora de esta tesis con sus valiosos comentarios.

A Maribel, al Dr. Miguel Robles Pérez y a Magali por el gran apoyo que recibí de ustedes durante mi etapa de formación en el IER, las enseñanzas y hacer de la LIER un gran proyecto.

A mi Donnita por su lealtad y acompañamiento en mis desvelos, a mi hermano Daniel por siempre sorprenderme con su inteligencia y su capacidad de lograr lo que se proponga, a mi hermana Andrea por soñar en grande y por ser mi polo opuesto indispensable, a mis padres Elsa y Martín por las oportunidades que me han brindado, por dejarme cumplir mis sueños y siempre creer en mí. A Elenita que me brindó de su vida para cuidarme y guiarme con mucho amor.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por ser mi hogar desde la preparatoria y brindarme grandes amistades, aprendizajes y experiencias invaluable. Al Instituto de Energías Renovables por la gran calidad de personas que lo forman, las gratas enseñanzas que tuve ahí, por brindarme las herramientas para enfrentar el mundo fuera de lo académico y por acogerme en mis tiempos de estudio.

A cada integrante de la cuarta generación de la LIER por su amistad, su tenacidad en sus proyectos de vida, sus ganas de nunca dejar de aprender, su alegría, y por compartir conmigo grandes experiencias que me han llenado de felicidad. A Sergio, por convertirse en mi hermano y acompañarme siempre en cada paso que doy, te dedico a ti también este trabajo. A las que tanto admiro: Eira, Clarisa, Itzel y Analí por los momentos compartidos y sacar lo mejor de mí. A Julio, Juan Carlos, Ademir y Eros por seguirme en mis ideas y permitirme seguir creando experiencias a su lado. Soy muy afortunada de ser parte de esta gran generación de la LIER.

Al proyecto PAPIIT IT102618 "Evaluación del uso de energía sustentable en el sistema de calentamiento de agua de la alberca olímpica de Ciudad Universitaria" por brindarme el apoyo económico para la realización de este trabajo.

Resumen

Actualmente los combustibles fósiles representan, en el consumo mundial de calor, el 80 % de participación como principal fuente de energía. Se trata de un recurso energético limitado, contaminante y que contribuye al efecto invernadero y lluvia ácida; es por ello, que es necesario empezar una transición energética a fuentes menos contaminantes e ilimitadas.

La producción de calor para calentamiento de agua, es posible cubrirse con el uso de sistemas eficientes que utilicen recursos energéticos renovables como son los calentadores solares y las bombas de calor. Estos sistemas a la larga representan un importante ahorro económico que disminuye el uso y dependencia de los combustibles fósiles, además de evitar la emisión de grandes cantidades de gases de efecto invernadero a la atmósfera.

En este trabajo se cuantificó el ahorro que conlleva el funcionamiento simultáneo de un conjunto de bombas de calor, dos sistemas independientes de colectores solares sin cubierta y el sistema de calentamiento auxiliar, accionado por dos calderas a base de gas licuado de petróleo, los cuales se encuentran activos en las instalaciones de la alberca olímpica de Ciudad Universitaria de la Universidad Nacional Autónoma de México.

Para ello, se hizo uso de los datos históricos que el sistema de monitoreo de la alberca olímpica brinda gracias a la instrumentación hecha en el sistema de calentamiento solar, el auxiliar y puesta de sensores en el cuarto de monitoreo que facilitan datos climatológicos del sitio. Los datos usados de las bombas de calor se obtuvieron por medio de la instrumentación de una de las diez unidades instaladas, considerando que su comportamiento es muy similar a las nueve restantes bombas de calor.

Se obtuvieron datos de un año completo y se escogió un día típico de cada mes para poder realizar los balances energéticos necesarios y conocer el ahorro monetario, de litros de gas lp y de emisiones de CO_2 que conlleva el funcionamiento simultáneo de calentadores solares sin cubierta y bombas de calor en el sistema de calentamiento de agua.

Se encontró que el sistema de calentamiento solar en conjunto con las bombas de calor puede lograr en un mes un máximo de aporte a la demanda de energía en sitio del 31 %, lo que quiere decir que puede llegar a cubrir un tercio de la energía requerida en un mes con condiciones climáticas que permitan este ahorro. De manera anual, se obtuvo que el aporte de estos sistemas que usan recursos renovables y además son eficientes pueden cubrir en promedio un 26.06 % la demanda de energía anual que en un principio cubrían las calderas.

Considerando el uso de energía eléctrica que consumen las bombas hidráulicas necesarias para mantener el funcionamiento el sistema de calentamiento y bombas de calor, el ahorro total promedio anual es de 17.21 %, el cuál puede aumentar si se evitan en la medida de lo posible las pérdidas que se tiene entre la conexión de cada sistema por falta de aislamiento en las tuberías subterráneas y con las buenas prácticas en sitio.

Nomenclatura

Variables

A_{S_1}	Área del sistema de calentamiento 1	m^2
A_{S_2}	Área del sistema de calentamiento 2	m^2
COP	Coficiente de desempeño	–
Cp_{agua}	Poder calorífico del agua	$kJ/kg\ ^\circ C$
G	Irradiancia solar incidente	W/m^2
Q_{S_1}	Potencia aportada por el sistema 1 (S_1)	kW
Q_{S_2}	Potencia aportada por el sistema 2 (S_2)	kW
$Q_{S_1, \text{primario}}$	Potencia aportada por el S_1 en el circuito primario	kW
$Q_{S_2, \text{primario}}$	Potencia aportada por el S_1 en el circuito primario	kW
$Q_{S_1, \text{secundario}}$	Potencia aprovechada por el S_1 en el circuito secundario	kW
$Q_{S_2, \text{secundario}}$	Potencia aprovechada por el S_2 en el circuito secundario	kW
$Q_{aportado}$	Potencia aportada por el circuito primario	kW
$Q_{aprovechado}$	Potencia aprovechada por el circuito secundario	kW
Q_{BC}	Potencia aportada por las Bombas de calor	kW
Q_{aux}	Potencia aportada por el sistema de calentamiento auxiliar	kW
$\dot{m}_{S_1 \text{ primario}}$	Flujo másico del S_1 en el circuito primario	kg/s
$\dot{m}_{S_2 \text{ primario}}$	Flujo másico del S_2 en el circuito primario	kg/s
$\dot{m}_{S_1 \text{ secundario}}$	Flujo másico del S_1 en el circuito secundario	kg/s
$\dot{m}_{S_2 \text{ secundario}}$	Flujo másico del S_2 en el circuito secundario	kg/s
\dot{m}_{BC}	Flujo másico del la bomba de calor	kg/s
\dot{m}_{aux}	Flujo másico del sistema de calentamiento auxiliar	kg/s
\dot{m}_{op}	Flujo másico de operación	kg/s
T_{salida, S_1}	Temperatura en la salida del S_1	$^\circ C$
T_{salida, S_2}	Temperatura en la salida del S_2	$^\circ C$
$T_{salida, S_1 \text{ primario}}$	Temperatura de salida en el circuito primario del S_1	$^\circ C$
$T_{salida, S_2 \text{ primario}}$	Temperatura de salida en el circuito primario del S_2	$^\circ C$
$T_{salida, S_1 \text{ secundario}}$	Temperatura de salida en el circuito secundario del S_1	$^\circ C$
$T_{salida, S_2 \text{ secundario}}$	Temperatura de salida en el circuito secundario del S_2	$^\circ C$
$T_{salida, BC}$	Temperatura de salida en la bomba de calor	$^\circ C$
$T_{salida, aux}$	Temperatura de salida en el sistema de calentamiento auxiliar	$^\circ C$
N	número de bombas de calor (10)	
T_f	Temperatura final registrada en la albera	$^\circ C$
T_i	Temperatura al inicio registrada en la albera	$^\circ C$
T_{amb}	Temperatura ambiente	$^\circ C$
$T_{entrada, S_1}$	Temperatura de entrada en el S_1	$^\circ C$
$T_{entrada, S_2}$	Temperatura de entrada en el S_2	$^\circ C$
$T_{entrada, S_1 \text{ primario}}$	Temperatura de entrada en el circuito primario del S_1	$^\circ C$

$T_{\text{entrada}, S_2 \text{ primario}}$	Temperatura de entrada en el circuito primario del S_2	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{entrada}, S_1 \text{ secundario}}$	Temperatura de entrada en el circuito secundario del S_1	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{entrada}, S_2 \text{ secundario}}$	Temperatura de entrada en el circuito secundario del S_2	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{entrada}, \text{BC}}$	Temperatura de entrada en la bomba de calor	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{entrada}, \text{aux}}$	Temperatura de entrada en el sistema de calentamiento auxiliar	$^{\circ}\text{C}$
T_C	Temperatura a la salida del cuarto de máquinas	$^{\circ}\text{C}$
T_D	Temperatura a la entrada del IC de tubos de las calderas	$^{\circ}\text{C}$
$I_{\text{plano horizontal}}$	Irradiancia en el plano horizontal	W/m^2
η_{S_1}	Eficiencia del sistema de calentamiento 1	%
η_{S_2}	Eficiencia del sistema de calentamiento 2	%
ΔT_{S_1}	Diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del S_1	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{S_2}	Diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del S_2	$^{\circ}\text{C}$
$\epsilon_{\text{IC}, S_1}$	Efectividad del intercambiador de calor del S_1	%
$\epsilon_{\text{IC}, S_2}$	Efectividad del intercambiador de calor del S_2	%
ϵ_{IC}	Efectividad promedio del intercambiador de calor	%
ΔT	Diferencia de temperatura	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{S_1}	Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del S_1	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{S_2}	Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del S_2	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{aux}	Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del sistema auxiliar	$^{\circ}\text{C}$
$\text{pérdida de energía}_{\text{CT}}$	pérdida de energía por cubierta térmica	%
$\text{pérdida de energía}_{S_1}$	pérdida de energía en el circuito primario del S_1	%
$\text{pérdida de energía}_{S_2}$	pérdida de energía en el circuito primario del S_2	%
F_{aporte}	Fracción de aporte	%
h_{snm}	Altura sobre el nivel del mar	h_{snm}
η_c	Eficiencia de las calderas a nivel del mar	%
η_a	Eficiencia ajustada por altitud de las calderas	%
kg_{GLP}	gas LP equivalente a la energía aportada	kg
Cp_{GLP}	Poder calorífico del gas LP	$\text{kJ}/\text{kg } ^{\circ}\text{C}$
A_n	Ahorros monetario acumulado	MXN
t_{CO_2}	Cantidad de Dióxido de Carbono no emitido	t_{CO_2}
INF_c	Inflación anual del combustible gas LP	%
INF_{mc}	Inflación mensual del combustible	%
INF_a	Inflación anual acorde al Banco de México	%
$\text{Valor}_{\text{actual}}$	valor actualizado a la inflación	MXN
$\text{Valor}_{\text{nominal}}$	valor sin considerar inflación	MXN
i	Inflación del tiempo transcurrido	%
$\$BC$	Costo del proyecto de las Bombas de calor	MXN
$\$SCS$	Costo del proyecto del sistema de calentamiento solar	MXN
C_p	Costo del proyecto total	MXN
$TR_{\text{inversión}}$	Tiempo de retorno de inversión	meses
TIR	Tasa interna de Retorno	%
VPN	Valor Presente Neto	MXN

Siglas y acrónimos

CU Ciudad Universitaria

GEI	Gases de efecto invernadero
GLP	gas licuado de petróleo
IC	Intercambiador de calor
LP	licuado de petróleo
SC	Sistema de calentamiento
SCS	Sistema de calentamiento solar
MDP	Millones de pesos

Unidades

°C	Grados Celsius	
HP	Caballos de fuerza	(746 W)
kW	kilowatt	
MW_{th}	Megawatt térmico	
BTUH	British Thermal Units (Capacidad)	
s	segundo	
kgf	kilogramos-fuerza	
kg	kilogramos	
kPa	kilopascal	
cm^2	centímetro cuadrado	
tCO_2	toneladas de dióxido de carbono	
Hz	Hertz	(s^{-1})
GPM	Galones Por Minuto	
MJ	MegaJoules	
t	toneladas	
$msnm$	metros sobre el nivel del mar	

Letras griegas

η	Eficiencia	%
ϵ	Efectividad	%

Contenido

1. Introducción	1
1.1. Planteamiento del problema y justificación	1
1.2. Antecedentes	2
1.2.1. Escenario energético	2
1.3. Hipótesis	10
1.4. Objetivos	10
1.4.1. Objetivo general	10
1.4.2. Objetivos específicos	10
2. Marco teórico	13
2.1. Calentadores solares	13
2.1.1. Sistemas pasivos y activos	14
2.1.2. Diagrama de un sistema de calentamiento solar	15
2.1.3. Eficiencia de distintos tipos de colectores.	16
2.2. Intercambiadores de calor	17
2.2.1. Calderas	18
2.3. Bombas de calor	19
2.4. Ciclo inverso de Carnot	20
2.5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	21
2.6. Refrigerantes	22
3. Sistema de calentamiento	25
3.1. Sección 0: Alberca Olímpica	25
3.1.1. Descripción del sistema	25
3.1.2. Cubierta térmica	28
3.1.3. Conexión de la alberca olímpica al sistema de calentamiento	29
3.1.4. Instrumentación	29
3.2. Sección A: Sistema de calentamiento solar	31
3.2.1. Descripción del sistema	31
3.2.2. Conexión del sistema de calentamiento solar	34
3.2.3. Instrumentación	35
3.2.4. Cuarto de monitoreo	37
3.3. Sección B: Sistema de calentamiento auxiliar	37
3.3.1. Descripción del sistema	37
3.3.2. Conexión del sistema de calentamiento con calderas	38
3.3.3. Instrumentación	39
3.4. Sección C: Sistema de calentamiento por bombas de calor	39
3.4.1. Descripción del sistema	39
3.4.2. Conexión de las bombas de calor	41

CONTENIDO

3.4.3. Instrumentación	42
3.4.4. Comparación de bombas de calor	44
4. Metodología	49
4.1. Balance de energía	50
4.1.1. Potencia aportada de los sistemas de colectores solares	50
4.1.2. Potencia aportada en el circuito primario del IC	50
4.1.3. Potencia aprovechada en el circuito secundario del IC	51
4.1.4. Intercambiador de calor	52
4.1.5. Potencia aportada por las bombas de calor	52
4.1.6. Potencia aportada por el sistema auxiliar	52
4.1.7. Pérdida de energía	52
4.1.7.1. Cubierta térmica	52
4.1.7.2. Tubería subterránea	53
4.2. Indicadores energéticos	54
4.2.1. Fracción de aporte solar y bombas de calor (acumulada por día)	54
4.2.2. Energía aportada por el sistema auxiliar por día	54
4.2.3. Energía aportada por el conjunto de bombas de calor por día	54
4.2.4. Energía aportada por el sistema de calentamiento solar por día	54
4.2.5. Corrección de eficiencia de las calderas	55
4.2.6. Cantidad de gas LP que proporciona la energía equivalente a la aportada por el sistema de calentamiento solar y las bombas de calor	55
4.2.7. Ahorro monetario (acumulado)	55
4.2.8. Cantidad de Dióxido de Carbono (CO ₂) no emitido al ambiente	55
4.3. Tarifa eléctrica	55
4.4. Ahorro implicado por el funcionamiento del sistema de calentamiento integral	57
4.5. Parámetros económicos	57
4.5.1. Inflación mensual	58
4.5.2. Costo del proyecto	58
4.5.3. Tiempo de retorno de inversión (meses)	59
4.5.4. Valor Presente Neto (VPN)	59
5. Análisis de Resultados	61
5.1. Análisis de temperatura dentro de la alberca	61
5.1.0.1. Comparación de temperatura ambiente con la temperatura de la alberca	63
5.2. Bombas de calor	64
5.3. Sistema de calentamiento solar	64
5.3.1. Eficiencia del S ₁ y S ₂ de colectores solares.	64
5.3.2. Eficiencia obtenida del colector solar marca Heliocol	67
5.4. Pérdida de energía	67
5.4.1. Tramo 1: Sistema de calentamiento solar - Cuarto de máquinas	67
5.4.2. Tramo 2: Cuarto de máquinas - Cuarto de calderas	68
5.4.3. Cubierta térmica de la alberca olímpica	69
5.5. Eficiencia de los IC de placa plana	70
5.6. Funcionamiento de un día típico: 12 de septiembre 2017	70
5.7. Aporte de energía	72
5.7.1. Día típico escogido por mes	73
5.7.2. Mensual	74

5.8. Ahorro implicado por el funcionamiento del sistema de calentamiento integral	77
5.9. Pérdidas por falta de aislamiento	78
5.9.1. Recuperación de energía en un 100 %	78
5.9.2. Recuperación de energía en un 30 %	79
5.10. Comparación de casos: real, ideal, recuperación del 30 %	80
5.11. Análisis económico: Caso real	81
5.12. Análisis económico: Recuperación 30 %	82
5.13. Comparación de colectores solares	82
6. Conclusiones, recomendaciones y trabajo futuro	85
6.1. Conclusiones	85
6.2. Recomendaciones y trabajo futuro	86
A. Diagrama de la alberca	89
B. Tabla de η_{S_1} y η_{S_2} de colectores solares; radiación, temperatura ambiente de día típico y temperatura de entrada a la alberca olímpica; η_{IC} de cada sistema	91
C. Ficha Técnica Bomba de calor y colector solar sin cubierta	95

Lista de Figuras

1.1.	Participación de las fuentes de energía en el consumo final de energía. [2].	2
1.2.	Participación de las energías renovables por el uso final de la energía. [2].	3
1.3.	Participación de las fuentes de energía en el consumo global de calor y el consumo de calor por fuentes de energía renovables (Exajoules (EJ)) [3].	3
1.4.	Temperatura de operación de distintas tecnologías de producción de calor [3].	4
1.5.	Distribución de la capacidad total instalada en operación por tipo de colector en 2018 a nivel mundial [14].	4
1.6.	Ahorro de energía y reducción de emisiones de CO ₂ por el uso de colectores de agua con y sin cubierta en 2018 [14].	5
1.7.	Distribución de los sistemas solares térmicos por aplicación para la capacidad total de colectores de agua instalados por región económica en operación a finales del 2018 [14].	5
1.8.	Capacidad total en operación de calentadores solares de agua sin cubierta al 2018 [14].	6
1.9.	Distribución sectorial de la capacidad instalada de CSA en México (m^2) [13].	6
1.10.	Costos anuales para calentamiento de viviendas [4].	7
1.11.	Costo promedio de las bombas de calor residenciales para acondicionamiento de espacios y suministro de agua caliente. *Bomba de calor de Fuente de Aire (ASHP, por sus siglas en inglés); *Bomba de calor geotérmica (GSHP, por sus siglas en inglés)[10].	7
1.12.	Contribución de las fuente de energía para las bombas de calor en a) Europa y b) por país [3].	8
1.13.	Tasa de crecimiento del mercado de bombas de calor por región [15].	8
1.14.	Contribución de diversas tecnologías en la disminución de emisiones de CO ₂ desde el 2010 hasta una proyección al año 2050 [12].	9
1.15.	Irradiación solar directa media en el mes de junio [13].	9
1.16.	Intervalo de radiación solar global diaria promedio mensual en México [16]	10
2.1.	Representación de un colector solar con cubierta [24].	13
2.2.	Representación de un colector solar sin cubierta [22].	13
2.3.	Representación de un colector de tubos de vacío [23]	14
2.4.	Componentes del sistema de calentamiento solar [20]	15
2.5.	Eficiencia de distintos tipos de colectores bajo distintas condiciones y usos apropiados. T_k , temperatura de trabajo del colector ($^{\circ}C$); T_u , temperatura ambiente ($^{\circ}C$); G , irradiancia solar (W/m^2) [24].	16
2.6.	Diagrama T-s del ciclo inverso de Carnot [29]	20
2.7.	Ciclo Rankine de refrigeración o bombas de calor	21

LISTA DE FIGURAS

3.1. Temperatura de la alberca en tres distintas épocas del año: a) calor, b) templada y c) frío.	26
3.2. Temperatura de la alberca en una semana	27
3.3. Temperatura ambiente promedio mensual ($^{\circ}\text{C}$)	28
3.4. Irradiancia mensual en horario solar (W/m^2)	28
3.5. Diagrama de conexión de la alberca olímpica.	29
3.6. Sensor de temperatura usado en distintos puntos de la alberca.	30
3.7. Carcasa del sensor de temperatura.	30
3.8. Vista aérea de la alberca Olímpica obtenida de Google Maps	31
3.9. Cabezal y conexión de los colectores solares	31
3.10. Instalación del sistema 1 en la zona del pasillo techado de la Ludoteca	32
3.11. Instalación del sistema 2 en la zona de la Ludoteca	32
3.12. Vista aérea de la ubicación de ambos sistemas de colectores solares.	33
3.13. Cuarto de máquinas	33
3.14. Bomba recirculadora de 15 hp para el sistema 1.	33
3.15. Bomba recirculadora de 10 hp para el sistema 2.	33
3.16. Diagrama del circuito primario y secundario del Intercambiador de Calor del S_1 y S_2	34
3.17. Diagrama de instalación de sensores en el sistema de calentamiento solar	35
3.18. Sensor de temperatura (rectángulo rosa), presión (rectángulo amarillo) y flujo másico (rectángulo verde) instalados en los circuitos de los intercambiadores de calor del sistema de calentamiento solar.	36
3.19. Válvula eliminadora de aire (S_1 : válvula derecha y S_2 : válvula izquierda)	37
3.20. Cuarto de monitoreo	37
3.21. Sensores utilizados para las variables climatológicas	37
3.22. Diagrama de instalación de sensores en el sistema de calentamiento auxiliar.	38
3.23. Medidores de flujo de gas de las dos calderas ubicadas en el cuarto de calderas.	39
3.24. Bombas de calor instaladas en el cuarto de máquinas.	40
3.25. Esquema de la bomba Heat Siphon [42].	41
3.26. Diagrama de la dirección del agua fría proveniente de la alberca.	42
3.27. Diagrama de instalación de sensores en las bombas de calor	42
3.28. Sensor de flujo instalado en la salida de agua proveniente de las diez bombas de calor.	43
3.29. Colocación del bypass en la bomba de calor instrumentada.	43
3.30. Sensor de temperatura utilizado	43
3.31. Sensor instalado	43
3.32. Analizador de datos utilizado para medir la potencia de entrada en la bomba de calor instrumentada.	44
3.33. Bomba de calor Pentair [44].	45
3.34. Bomba de calor Hidrocontrol [43].	45
3.35. COP en función de la temperatura ambiente	46
3.36. Q_H en función del COP y la Potencia de entrada	46
4.1. Conexión SQL a la base de datos.	49
4.2. Puntos a considerar en la pérdida de energía	53
5.1. Mes de septiembre	61
5.2. Comportamiento Alberca/figs/SemanaSeptiembre	62

5.3. Temperatura de la alberca registrada en los sensores instalados dentro de la alberca a distintas profundidades. Fecha de datos: 12 de septiembre 2017	63
5.4. T_{amb} con $T_{alberca}$ ($^{\circ}C$); febrero.	63
5.5. T_{amb} con $T_{alberca}$ ($^{\circ}C$); septiembre.	63
5.6. Condiciones ambientales y eficiencia de un día típico del mes de mayo.	65
5.7. Condiciones ambientales y eficiencia de un día típico del mes de diciembre.	66
5.8. Eficiencia del colector solar marca Heliocol utilizado.	67
5.9. Pérdida de energía por tubería subterránea en el S_1	68
5.10. Pérdida de energía por tubería subterránea en el S_2	68
5.11. Temperaturas consideradas para el análisis de pérdida de energía en el tramo 2.	69
5.12. Fracción de pérdida de energía en el día típico del mes de septiembre.	69
5.13. $^{\circ}C$ perdidos durante las horas que no hay servicio en las instalaciones.	69
5.14. Valores en porcentaje de pérdida promedio mensual.	69
5.15. Eficiencia del intercambiador de calor en los meses de a) mayo y b) diciembre.	70
5.16. Condicionales ambientales del día típico de septiembre	70
5.17. Comportamiento del sistema de calentamiento integral con la temperatura ambiente y la temperatura de la alberca.	71
5.18. Temperatura de la alberca registrada en los sensores instalados dentro de la alberca a las tres profundidades más representativas, máxima, mínima y a la promedio en el día típico de septiembre.	72
5.19. Horas de funcionamiento de cada sistema de calentamiento.	73
5.20. Energía aportada en un día típico del sistema de calentamiento solar y bombas de calor [MJ] (Tabla 5.6).	73
5.21. Fracción de aporte del sistema de calentamiento solar en conjunto con las bombas de calor y energía aportada por ambos y el sistema auxiliar en el día típico de cada mes [MJ] (Tabla 5.6).	74
5.22. Fracción de aporte de energía de las bombas de calor, el sistema de calentamiento solar y del sistema de auxiliar.	75
5.23. Consigna para apagar las calderas.	75
5.24. Energía aprovechada	76
5.25. Cantidad de gas LP ahorrado	76
5.26. Emisiones no emitidas	76
5.27. Ahorro monetario	76
5.28. Consumo de energía eléctrica para el funcionamiento del sistema de calentamiento integral.	76
5.29. Comparación de costos por mes del Sistema de calentamiento convencional y el integral.	78
5.30. Comparación de porcentaje de ahorro promedio anual ideal por el uso del sistema de calentamiento integral en casos donde se aísla por tramos, se hace uso de la cubierta térmica y todo en conjunto.	79
5.31. Comparación de porcentaje de ahorro promedio anual por el uso del sistema de calentamiento integral en casos donde se aísla por tramos, se hace uso de la cubierta térmica y todo en conjunto en el caso donde se recupera el 30% de la energía que se pierde.	80
5.32. Ahorro anual en porcentaje y en dinero	81
5.33. Retorno de inversión del sistema de calentamiento solar y bombas de calor.	81
5.34. Retorno de inversión del sistema de calentamiento solar y bombas de calor si se evitan pérdidas en un 30%.	82
5.35. Eficiencia de fábrica del colector solar HELIocol y ECOSUN.	83

Lista de Tablas

1.1. Capacidad total e instalada de sistemas solares térmicos al 2018 en México [14].	6
2.1. Características de tres distintos refrigerantes. El base R422B, su antecedente R22 y su sucesor R32 [34],[35], [37], [39].	23
3.1. Días de servicio de la alberca Olímpica de Ciudad Universitaria	25
3.2. Datos técnicos de la Alberca Olímpica	26
3.3. Sensores instalados	30
3.4. Número de colectores instalados	32
3.5. Cantidad y tipo de sensor puestos en la sección A	36
3.6. Datos técnicos de las calderas ubicadas en el cuarto de calderas [32].	38
3.7. Características de la bomba de calor instalada en la alberca Olímpica de Ciudad Universitaria	40
3.8. Cantidad y tipo de sensor puestos en la sección C: bombas de calor.	44
3.9. Datos técnicos de las tres bombas de calor a comparar	46
4.1. Periodos de Punta, Intermedio y Base, del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre	56
4.2. Periodos de Punta, Intermedio y Base, del último domingo de octubre al sábado anterior al primer domingo de abril	56
4.3. Equipos considerados para el cálculo de consumo de energía eléctrica.	56
4.4. Promedio anual de costo desglosado de la tarifa GDMTH	57
4.5. Factores de conversión del gas LP	57
5.1. Valores de diferencia de temperatura	62
5.2. Valores promedio de funcionamiento de una de las diez bombas de calor ubicadas en el cuarto de máquinas.	64
5.3. Valores de eficiencia, condiciones de operación y ambientales del S_1	65
5.4. Valores de eficiencia, condiciones de operación y ambientales del S_2	66
5.5. Valores de temperatura relacionados con la alberca.	71
5.6. Día típico escogido de cada mes.	72
5.7. Fracción de energía que aporta cada uno de los sistemas de calentamiento	74
5.8. Ahorro implicado por el uso de colectores solares y bombas de calor en los tres distintos escenarios planteados.	77
5.9. Pérdida de ahorro ideal por falta de aislamiento y uso de la cubierta térmica.	79
5.10. Supuesto de recuperación del 30 % por pérdidas de energía en los dos tramos de tubería subterránea y por la cubierta térmica de la alberca olímpica.	80
5.11. Valores de eficiencia promedio obtenidos de los colectores HELIOCOL y ECOSUN.	83

Capítulo 1

Introducción

En distintas partes del mundo, se ha comenzado una transición de recursos energéticos no renovables y contaminantes, como lo son los combustibles fósiles que cada vez se convierten más en recursos de difícil acceso y agotables, a recursos energéticos renovables y menos contaminantes. Las energías renovables ayudan a cumplir a los países comprometidos, los objetivos marcados en el Acuerdo de París, en donde se busca disminuir las emisiones de CO_2 que las actividades humanas han generado en gran medida a partir del comienzo de la Revolución Industrial con el uso de combustibles fósiles.

1.1. Planteamiento del problema y justificación

Para el calentamiento de agua de uso sanitario y de la alberca olímpica de Ciudad Universitaria, se empleaban calderas accionadas con gas licuado de petróleo (gas LP). La participación de este combustible era de un 100 %, es decir, el sistema de calentamiento de agua dependía totalmente de la quema de elevadas cantidades de gas LP (generando emisiones de alrededor de 1,448.52 tCO_2 al año). Por tal motivo, en 2005 se realizó un estudio por parte del entonces Centro de Investigación en Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (CIE-UNAM) para la Secretaría Administrativa, donde mediante simulaciones se demostró que el uso de colectores solares desnudos de polipropileno, así como el uso de bombas de calor eran tecnologías apropiadas para el proceso de calentamiento de agua que se requiere en la alberca olímpica y con ello, reducir el consumo de gas LP que usan las dos calderas con las que se cuentan [1]. Posteriormente para dicho fin se implementó un sistema de calentadores solares sin cubierta y diez bombas de calor.

La decisión de implementar calentadores solares sin cubierta, también llamados calentadores solares desnudos, es debido a que para este fin presentan una mayor eficiencia puesto que no se requiere almacenar el fluido de trabajo, ni trabajar con un incremento grande en la temperatura del mismo. Este tipo de colectores solares de polipropileno, que tienen una vida útil promedio de 25 años, son expuestos de manera directa a la radiación solar y cuentan con canales internos por donde se hace pasar el fluido de trabajo para el aprovechamiento de la energía solar.

La otra opción considerada, fue añadir el uso de bombas de calor; se tiene que mediante el suministro de trabajo mecánico y el aprovechamiento de energía proveniente del mismo ambiente es posible la obtención del calor necesario para el calentamiento de agua para piscinas de una manera eficiente. Comercialmente las bombas de calor son ampliamente usadas para este

1. INTRODUCCIÓN

fin por el ahorro monetario que implican al sustituir un sistema tradicional de calentamiento como pueden ser las resistencias eléctricas y las calderas.

Actualmente, el sistema de calentamiento solar implementado cuenta con un cuarto de monitoreo y la instrumentación necesaria para conocer el funcionamiento completo del sistema, permitiendo así la realización de balances de energía, cálculos de eficiencias y la cuantificación de energía que es entregada por cada componente.

Sin embargo, por parte de las diez bombas de calor instaladas no se conocen los valores de las variables necesarias para poder realizar un análisis tecno-económico de estas. Debido a esto, es necesaria la instrumentación de las bombas de calor para así poder obtener datos experimentales y lograr cuantificar la energía entregada por este sistema y así poder realizar un análisis completo de cuantificación de energía entregada tanto por el sistema de calentamiento solar, las bombas de calor y el sistema auxiliar. Este último es un sistema que se encarga del calentamiento de agua mediante calderas que funcionan con gas LP, el cual es usado únicamente en dado caso que se requiera cubrir la demanda y que los otros dos sistemas ya mencionados no resulten suficientes.

De acuerdo con lo antes ya mencionado, en este trabajo se realizó un análisis tecno-económico integral para el sistema de calentamiento de agua de la Alberca Olímpica de Ciudad Universitaria con el fin de conocer el ahorro implicado que conlleva el uso del sistema de calentamiento solar en conjunto con las de bombas de calor en el sistema convencional original que es el calentamiento por medio de calderas que utilizan gas LP.

1.2. Antecedentes

1.2.1. Escenario energético

Los combustibles fósiles siguen contando a nivel mundial con la mayor participación en el consumo final de energía con un 79.9%, dejando a tecnologías de fuentes renovables como la solar, eólica, geotérmica e hidráulica con una participación conjunta del 11% al 2018 (Figura 5.24). Es de este último porcentaje, un 4.3% el que corresponde a un consumo de energía proveniente de energía térmica como lo es la geotermia, biomasa y la energía solar térmica [2].

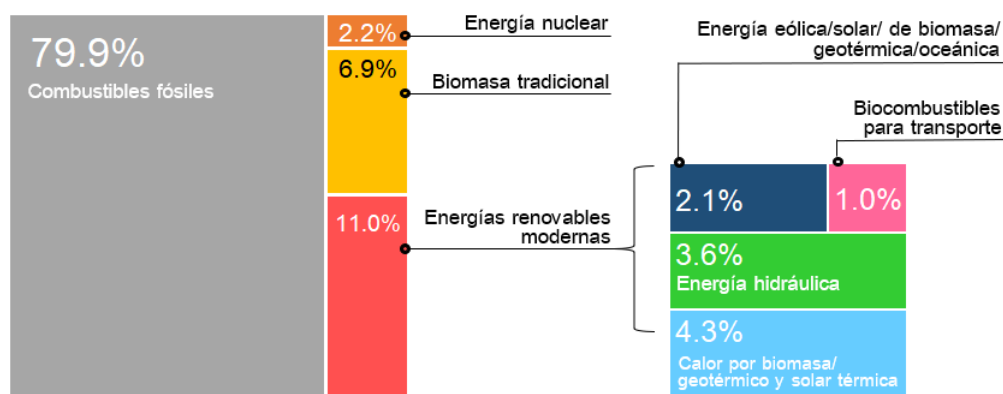


Figura 1.1: Participación de las fuentes de energía en el consumo final de energía. [2].

El uso de la energía renovable en la demanda energética final va a depender en cómo esta energía es utilizada. Es el sector de la energía eléctrica quien más uso de la energía renovable

tiene aunque solo cuenta con una participación del 17% en el uso total de la energía consumida en 2018. El sector transporte consume un 32% del total de energía consumida, siendo los combustibles fósiles su primera fuente para cubrir las necesidades requeridas [2] (Figura 5.25).

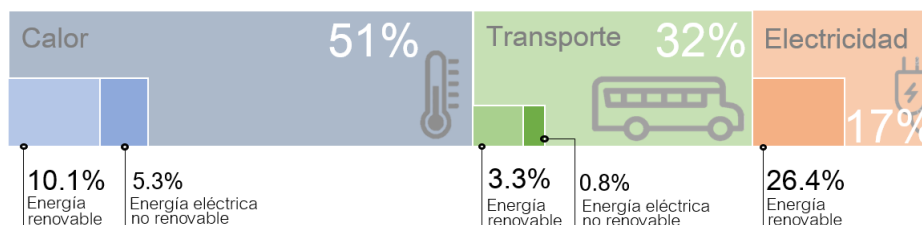


Figura 1.2: Participación de las energías renovables por el uso final de la energía. [2].

Es la energía térmica, la cual incluye el calentamiento de agua y espacios, enfriamiento de espacios y calor de proceso industrial, quien se lleva un poco más de la mitad (51%) del consumo del uso final de la energía. En 2017, se generaba un 10.1% con energía renovable y en 2018 un 10.2% [2]. La fuente de energía más utilizada para la generación de calor son los combustibles fósiles, seguida por la biomasa tradicional y en menor participación por las energías renovables. De las fuentes renovables utilizadas, es el calor obtenido por la energía solar térmica quien menor participación tiene, junto con la energía geotérmica [3] (Figura 1.3).

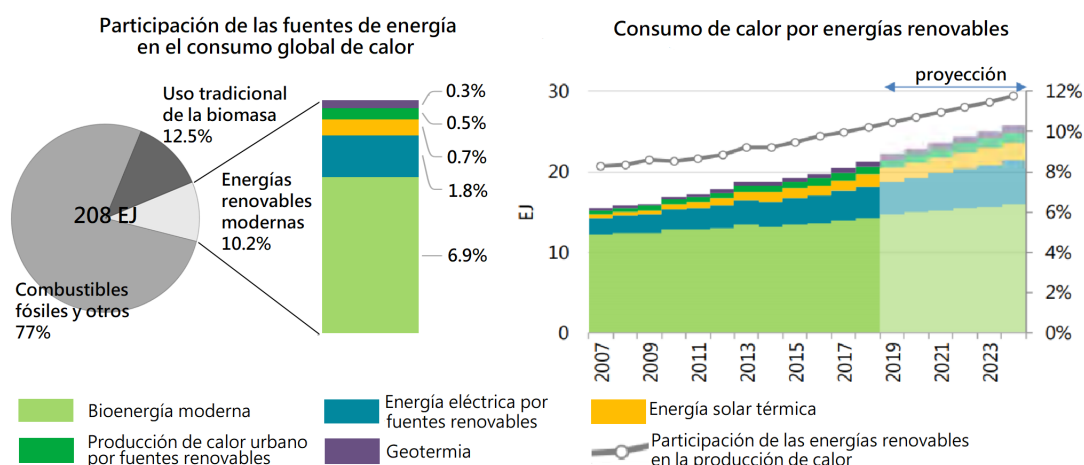


Figura 1.3: Participación de las fuentes de energía en el consumo global de calor y el consumo de calor por fuentes de energía renovables (Exajoules (EJ)) [3].

En la Figura 1.3 se observa también que la producción de calor obtenida por energía solar térmica irá en aumento conforme los años pasen. Al 2018, es el sector residencial quien más se beneficia de la energía solar térmica, seguido de la agricultura y en menor medida la industria.

A principios de década del 2010, la energía solar térmica presentaba mayor capacidad en operación contra la energía eólica y fotovoltaica a nivel mundial. Del año 2018 al 2019, la energía solar térmica disminuyó un 1% en su tasa de crecimiento con una capacidad en operación al final al 2019 de 479 GWth [14].

Existen en el mercado diversas tecnologías para la producción de calor, entre las cuales se encuentran aquellas que aprovechan la energía del Sol. En el rango de 0 a 200 °C de temperatura de operación, se encuentran ubicadas las bombas de calor y los colectores solares térmicos

1. INTRODUCCIÓN

planos y de tubo (Figura 1.4). Estas tecnologías son óptimas para el calentamiento de agua y espacios, ya que no se requieren temperaturas más allá del rango antes mencionado.

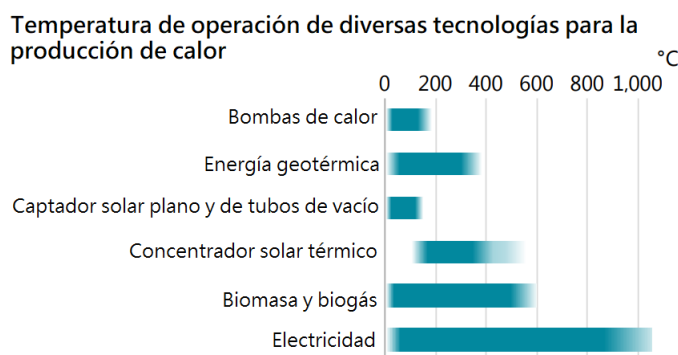


Figura 1.4: Temperatura de operación de distintas tecnologías de producción de calor [3].

Para el calentamiento de agua y espacios, existen diversos tipos de colectores, los cuales se encuentran distribuidos a distintos porcentajes de participación en el total de la capacidad instalada de colectores en operación. La capacidad mundial total instalada está dividida entre los colectores de placa plana: 112.2 GWth (160.3 millones m^2), los colectores de tubos evacuados: 340 GWth (485.7 millones m^2), colectores de agua sin cubierta: 29.7 GWth (42.5 millones m^2) y colectores de aire: 1.1 GWth (1.6 millones m^2) [14].

Los colectores de tubos evacuados son los que más predominan (70.4%) en el mundo al 2018, seguido de los colectores de placa plana (23.2%), los colectores de agua sin cubierta (6.2%) y en último lugar, con una capacidad instalada en operación mínima, los colectores de aire (0.2%) (Figura 1.5).

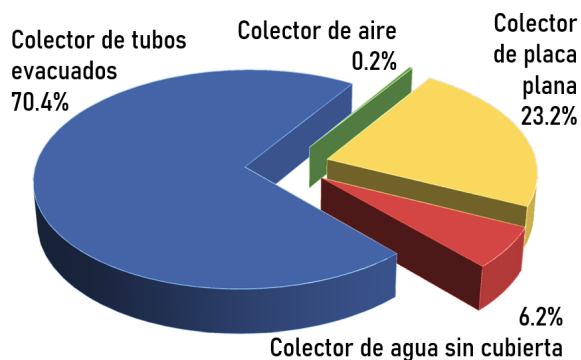


Figura 1.5: Distribución de la capacidad total instalada en operación por tipo de colector en 2018 a nivel mundial [14].

La aplicación más dominante para los sistemas solares térmicos, específicamente de colectores de placa plana y colectores sin cubierta, es el calentamiento de agua para uso doméstico, lo que significa que es el tipo de aplicación que mayor ahorro presenta en términos de combustibles fósiles y emisiones de CO_2 . En 2018, el 94% de la energía entregada por sistemas solares térmicos fue usada para el calentamiento de agua de uso doméstico, detalladamente, un 58.7% para viviendas y un 35.6% para el calentamiento de agua en condominios, hoteles, escuelas, hospitales, etc. El calentamiento de agua para piscinas contribuyó con un 4.2% a la reducción de uso de combustibles fósiles y emisiones de CO_2 y el 1.5% restante para sistemas solares

combinados (Figura 1.6).

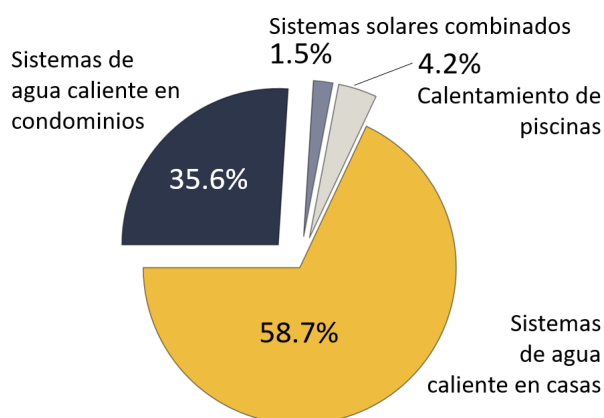


Figura 1.6: Ahorro de energía y reducción de emisiones de CO₂ por el uso de colectores de agua con y sin cubierta en 2018 [14].

De las regiones económicas en el mundo presentadas en la Figura 1.7, el calentamiento de agua para pequeñas viviendas se mantiene como la mayor aplicación de la capacidad total de colectores instalados en 2018, con excepción de Estados Unidos, quien el 79 % de uso de sistemas de colectores solares es para el calentamiento de agua en piscinas. Lo contrario ocurre en China, donde el calentamiento de agua en piscinas no figura como aplicación de uso de sistemas de colectores solares.

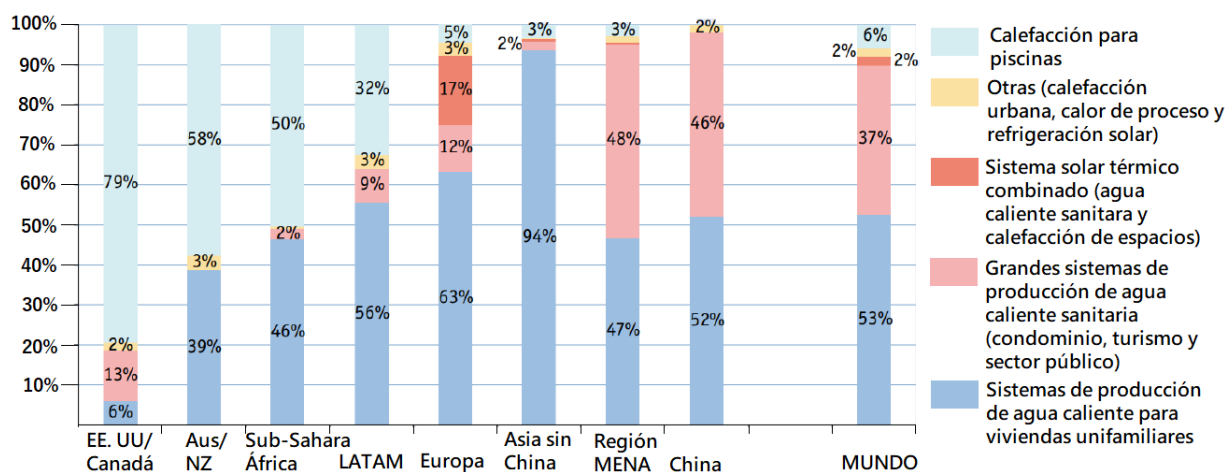


Figura 1.7: Distribución de los sistemas solares térmicos por aplicación para la capacidad total de colectores de agua instalados por región económica en operación a finales del 2018 [14].

Se observa más a detalle en la Figura 1.8 como Estados Unidos lidera en capacidad total instalada en operación de colectores solares sin cubierta al 2018. México ocupa a nivel mundial el cuarto lugar con 993 MW_{th} instalados en operación, y su capacidad añadida al 2019 fue del 1 %, manteniendo una tasa constante creciente entre colectores con y sin cubierta y colectores de tubos evacuados [2].

1. INTRODUCCIÓN

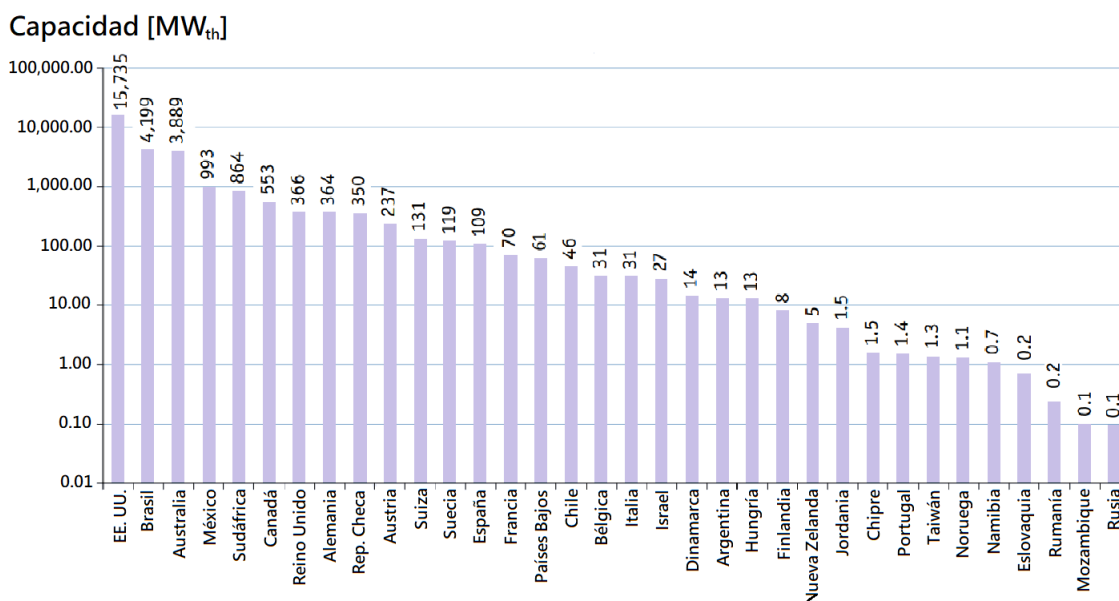


Figura 1.8: Capacidad total en operación de calentadores solares de agua sin cubierta al 2018 [14].

Al término del 2018, México cuenta con 4,324,217 m^2 de área total de sistemas de colectores solares y 3,034 MW_{th} de capacidad total instalada. Se observa en la Tabla 1.1 cómo los colectores solares térmicos planos o con cubierta son los que mayor capacidad y área instalada tienen, seguidos de los colectores solares sin cubierta.

		Colector solar para agua			Colectores para aire		Total
		Sin cubierta	planos	tubos evacuados	Sin cubierta	Con cubierta	
Capacidad total instalada	MW _{th}	993.1	1129.7	904.1	0.5	6.1	3,034
Área instalada	m ²	1,418,653	1,613,922	1,291,642	752	8,773	4,333,742

Tabla 1.1: Capacidad total e instalada de sistemas solares térmicos al 2018 en México [14].

En el 2011, la distribución sectorial de la capacidad instalada de Calentadores Solares de Agua (CSA) en México, fue en su mayoría para el sector residencial, seguido del calentamiento de agua para albercas, servicio en hoteles e industria, como se observa en la Figura 1.9.

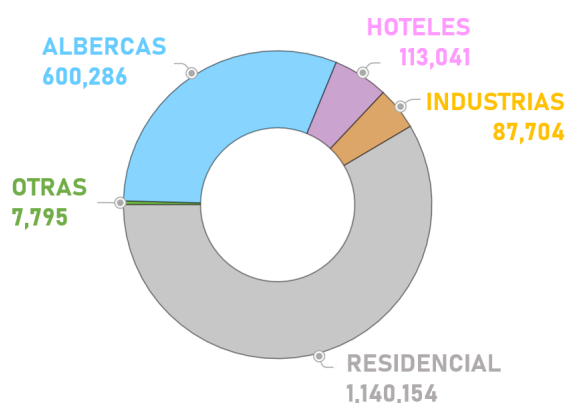


Figura 1.9: Distribución sectorial de la capacidad instalada de CSA en México (m^2) [13].

Bombas de calor

Las bombas de calor, conforme pasan los años, se han convertido en una opción competitiva contra boiler convencionales a base de combustibles fósiles debido a que, entre los grandes beneficios que ofrecen, pueden tener eficiencias tres veces mayores que un boiler convencional, representando una alta inversión al inicio, pero, reduciendo sus costos a través del tiempo y con posible mejora de eficiencia energética del sistema mediante la recuperación de calor residual y la optimización del ciclo [4] [9]. En la Figura 1.10 se muestra una proyección de costos asociados para la calefacción de hogares que va en constante aumento con el uso de boiler convencionales debido a que los combustibles fósiles que se utilizan son recursos finitos y, una ligera disminución en costos para las bombas de calor aire-aire para una proyección al 2040.

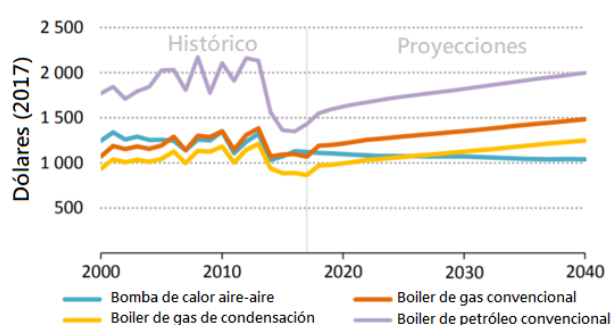


Figura 1.10: Costos anuales para calentamiento de viviendas [4].

China lidera el mercado global de bombas de calor al 2018 debido a su política de calentamiento sustentable, el cual logró que las provincias del norte sustituyeran las calderas de carbón por bombas de calor. En la Figura 1.11 se muestra que los costos de instalación de bombas de calor en China e India son los más bajos, así como también es bajo el tamaño en kW de las bombas de calor implementadas, comparadas con Norte América, el Pacífico o la Unión Europea.

	América del Norte	China e India	OCDE Pacífico	OCDE Europa
Tamaño (kW)	02-19	1.5-4	2.2-10	2-15
Vida útil	15-20	15-20	8-30	7-30
Costos de instalación (USD/kW)	Aire-aire	360-625	180-225	400-536
	ASHP*	475-650	300-400	560-1333
	GSHP**	500-850	439-600	1000-4000

Figura 1.11: Costo promedio de las bombas de calor residenciales para acondicionamiento de espacios y suministro de agua caliente. *Bomba de calor de Fuente de Aire (ASHP, por sus siglas en inglés); **Bomba de calor geotérmica (GSHP, por sus siglas en inglés)[10].

En la Unión Europea, las bombas de calor son consideradas como una tecnología de energías renovables, que para el 2021 se espera que representen entre el 5% y 20% de su portafolio energético en materia de energías renovables y son las bombas de calor para la producción de agua caliente sanitaria las que representan mayor crecimiento debido, principalmente, a dos puntos: el primero es que la combinación de agua caliente proveniente de la bomba de calor con un boiler a base de algún combustible fósil es suficiente para abastecer los requerimientos de legislación, o bien, térmicos; y el segundo es que la energía obtenida de bombas de calor

1. INTRODUCCIÓN

combinada con sistemas fotovoltaicos provee una solución rentable a largo plazo para disminuir tarifas eléctricas [11].

En la Figura 1.12 se muestra que la fuente de energía con mayor contribución en Europa es la que se obtiene del ambiente, seguida de la electricidad por recursos no renovables y en menor medida la energía eléctrica obtenida por fuentes renovables.

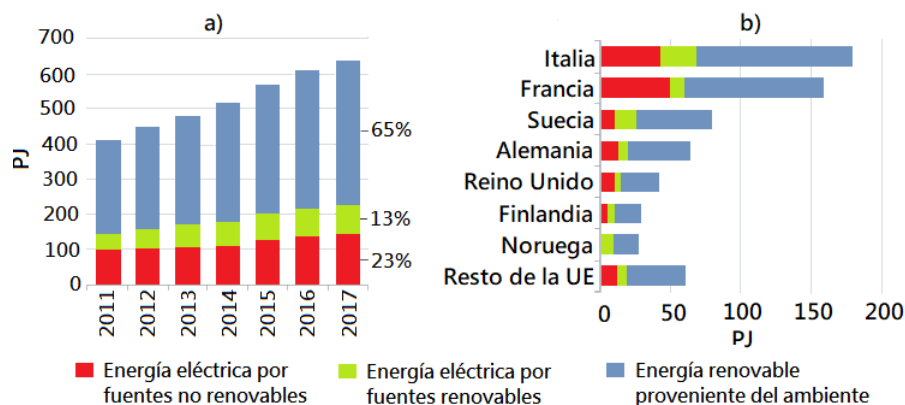


Figura 1.12: Contribución de las fuente de energía para las bombas de calor en a) Europa y b) por país [3].

Así mismo, países como Estados Unidos, Reino Unido, Australia y Japón, implementan estrategias de reducción de impuestos, subsidios u otro beneficio para facilitar el uso de estos sistemas [10]. Cerca del 80% de las bombas de calor compradas a nivel mundial, fueron instaladas en China, Japón y Estados Unidos, manteniendo globalmente un crecimiento anual de ventas del 10%. En la Figura 1.13 se observa como Latinoamérica y África son regiones donde el uso y mercado de bombas de calor aún no tienen el crecimiento suficiente para tener información histórica y futura del uso de bombas de calor.

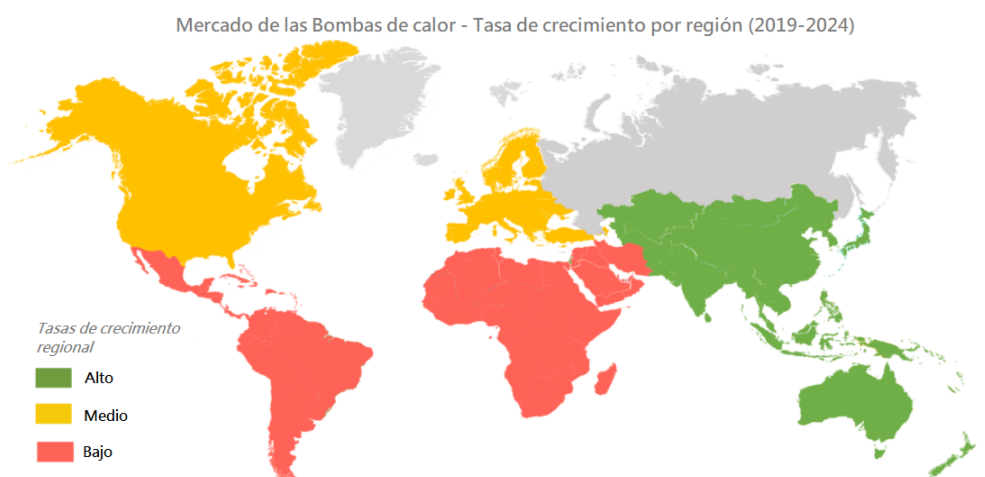


Figura 1.13: Tasa de crecimiento del mercado de bombas de calor por región [15].

En 2018, las bombas de calor aportaron solo un 3% de la demanda total para aplicaciones de calentamiento en edificios; sin embargo, la economía y la penetración en el mercado mundial de las bombas de calor va en aumento [10].

El acondicionamiento de espacios y calentamiento de agua representa aproximadamente la mitad del consumo mundial de energía en edificios [3]. Por ello, las bombas de calor altamente eficientes tienen un rol clave para disminuir las emisiones de CO_2 en el sector residencial, comercial e industrial [12]. En la Figura 1.14 se muestra la contribución en disminución de emisiones de CO_2 de las bombas de calor y calentadores solares para acondicionamiento de espacios y calentamiento de agua, en una proyección hasta el 2050; teniendo que estas tecnologías ahorrarán 2 Gt CO_2 para el 2050.

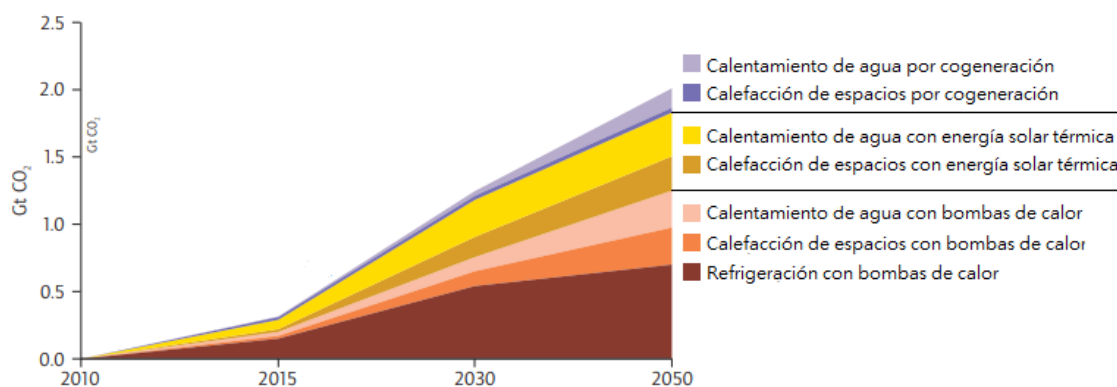


Figura 1.14: Contribución de diversas tecnologías en la disminución de emisiones de CO_2 desde el 2010 hasta una proyección al año 2050 [12].

Recurso solar en México

México es considerado como uno de los cinco países con mayor potencial para el aprovechamiento de la energía solar en el mundo, debido a su favorecedora ubicación geográfica, dado que la irradiación global media diaria en el territorio nacional es de alrededor de 5.5 kWh/m^2 . La irradiación varía dentro de todo el territorio nacional y su valor depende además del momento en el año en el que se mida el recurso solar, el cual puede disminuir hasta los $3 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$ y estar en un máximo valor de $8.5 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$. Se muestra en la Figura 1.15 la irradiación solar directa media en el mes de junio [13].

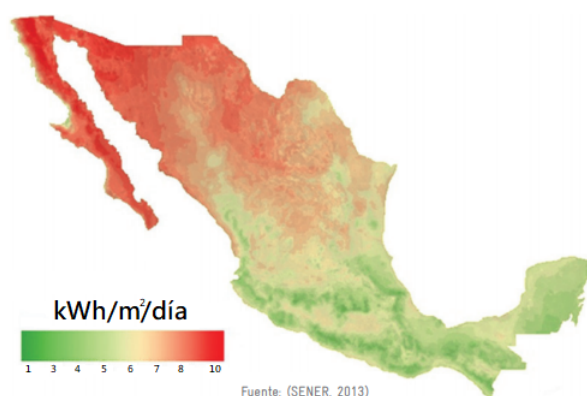
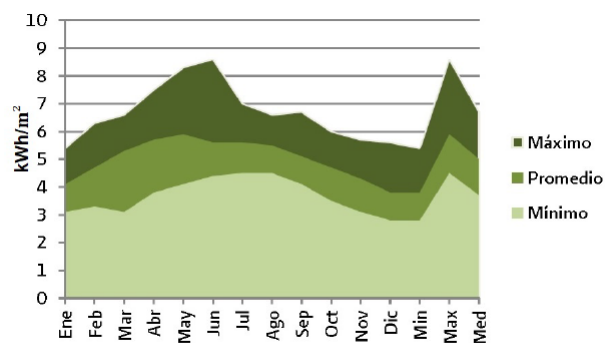


Figura 1.15: Irradiación solar directa media en el mes de junio [13].

De acuerdo con La Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE), en el noroeste y norte del país se presenta la mayor insolación, la cual disminuye hacia la altiplanicie,

1. INTRODUCCIÓN

teniendo un valor menor en el sureste y en la costa del Golfo de México, debido a la gran cantidad de días nublados en esta región. Se muestra en la Figura 1.16 el intervalo de radiación solar global diaria promedio mensual en México, notando que en los meses de mayo y junio se presenta el mayor valor de irradiación solar [16].



Fuente: SENER con información de la CONUEE.

Figura 1.16: Intervalo de radiación solar global diaria promedio mensual en México [16]

1.3. Hipótesis

Con el uso conjunto de 484 colectores solares sin cubierta y un sistema de diez bombas de calor, instalados en la alberca olímpica de Ciudad Universitaria, se logra cubrir un tercio de la energía requerida para el calentamiento de los seis millones de litros de agua con los que cuenta la alberca olímpica, reduciendo así el consumo de gas LP y por ende las emisiones de GEI, que a su vez se traducen en un ahorro económico.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Cuantificar el ahorro económico, los litros de gas LP no quemados y las emisiones de CO_2 evitadas que conlleva el uso simultáneo de colectores solares sin cubierta, bombas de calor y calderas como sistema de calentamiento auxiliar, tomando como base los parámetros de funcionamiento del sistema completo, tales como la energía aportada y usada por cada uno de los subsistemas que lo conforman.

1.4.2. Objetivos específicos

1. Analizar la información histórica y actual de los sensores instalados en la alberca olímpica para conocer el comportamiento de temperatura a distintas profundidades.
2. Instrumentar al menos una bomba de calor que se encuentra ubicada en el cuarto de máquinas conectada al sistema de calentamiento integral.
3. Evaluar en términos energéticos los tres sistemas usados en el calentamiento de agua de la alberca olímpica, por medio de balances de energía en lapsos de tiempo determinados con

el fin de conocer el porcentaje de energía que finalmente cada uno aporta a la demanda requerida.

4. Cuantificar cuánta energía eléctrica es usada para el recirculamiento de los sistemas de calentamiento, cuánta energía utilizan las bombas de calor y cuánta se usaba con el sistema de calentamiento convencional.
5. Realizar un análisis tecno-económico del ahorro que conlleva el uso de colectores solares desnudos y bombas de calor como partícipes en el calentamiento de agua de la alberca olímpica.
6. Encontrar posibles mejoras en sitio que eviten pérdidas de energía.

Capítulo 2

Marco teórico

2.1. Calentadores solares

Los calentadores solares son dispositivos que debido a sus configuraciones y propiedades tienen la capacidad de aprovechar, transformar y transferir la energía radiativa proveniente del Sol en energía térmica útil, comúnmente hacia un fluido de trabajo. Los captadores se pueden clasificar de acuerdo a su temperatura de operación, que llegan a ser de baja, media y alta temperatura y se dividen en dos grandes tipos, los captadores solares planos y los captadores de tubos de vacío.

Captadores solares planos

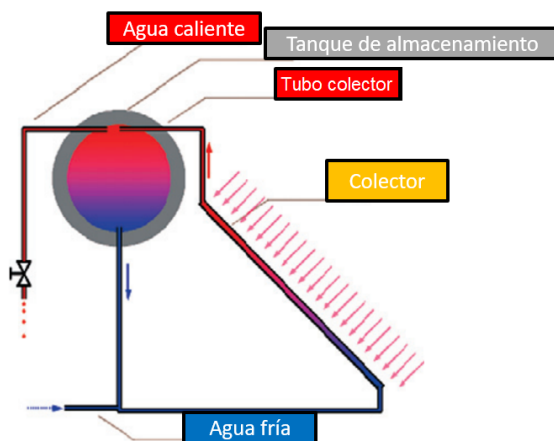


Figura 2.1: Representación de un colector solar con cubierta [24].

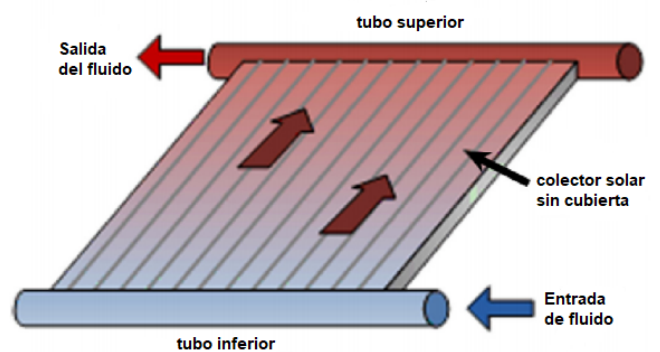


Figura 2.2: Representación de un colector solar sin cubierta [22].

Los captadores solares planos son dispositivos que se distinguen por tener una razón de aprovechamiento de uno, es decir, el área expuesta a la radiación solar es el área de captación. A su vez, este tipo de colectores se pueden subdividir de acuerdo a su configuración en, captadores solares con y sin cubierta. La cubierta con la que cuentan los colectores normalmente es

2. MARCO TEÓRICO

de un material transparente, el cual busca disminuir las pérdidas por convección sin afectar la absorción del sistema, y en el caso de las pérdidas por conducción se evitan con el aislamiento en la parte inferior de este tipo de colectores solares [19].

Por otro lado, los colectores solares sin cubierta, o también llamados colectores solares desnudos, son dispositivos de plástico que cuentan con cabezales que a su vez distribuyen el flujo dentro del colector, y son empleados principalmente para aplicaciones donde los incrementos de temperatura requeridos no son tan grandes, o bien en aplicaciones que requieren temperaturas por debajo de los 40°C. Por tal motivo, estos resultan adecuados para el calentamiento de agua para piscinas. Como principales ventajas se tiene que son dispositivos ligeros, robustos, accesibles y de fácil instalación [19].

Además, los colectores solares planos pueden ser recubiertos con un material de superficie selectiva, el cual debido a sus propiedades ópticas puede elevar el aprovechamiento de la energía radiativa incidente sobre la superficie del colector [19]. En la Figura 2.1 y 2.2 se muestran dos esquemas de la configuración de un colector solar plano convencional con cubierta y uno sin cubierta, respectivamente.

Captadores de tubos de vacío.

Estos colectores se caracterizan por tener un espacio entre la placa absorbidora y la cubierta transparente, libre de aire. Este tipo de colectores son utilizados para aplicaciones de media temperatura que van de los 60 a los 80 °C [22], dependiendo de las condiciones ambientales. Cada tubo contiene un tubo concéntrico secundario tratado con pintura selectiva, capaz de absorber la radiación solar, el cual tiene una cámara al vacío (Figura 2.3).

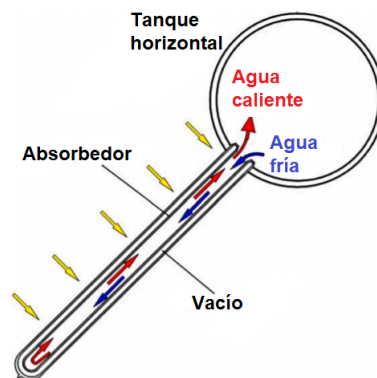


Figura 2.3: Representación de un colector de tubos de vacío [23]

2.1.1. Sistemas pasivos y activos

De acuerdo con su funcionamiento los captadores solares se clasifican en dos tipos, activos y pasivos. La principal diferencia entre estos es que los activos cuentan con algún tipo de energía externa, como puede ser una bomba para mover el fluido dentro del circuito, mientras que los pasivos no requieren de elementos para la generación del flujo, puesto que este es inducido gracias al principio de convección natural, donde el agua a mayor temperatura tiende a subir debido a un decremento en su densidad, creándose así un circuito de recirculación natural, debido a que el sistema busca llegar al equilibrio termodinámico [21] (Figura 2.1).

2.1.2. Diagrama de un sistema de calentamiento solar

El sistema implementado para el calentamiento de agua con equipo solar se realizó siguiendo la configuración típica de este tipo de sistemas. A continuación, con ayuda de la Figura 2.4, se muestran los componentes que conforman el sistema de calentamiento solar, así como una breve explicación de su función dentro del arreglo.

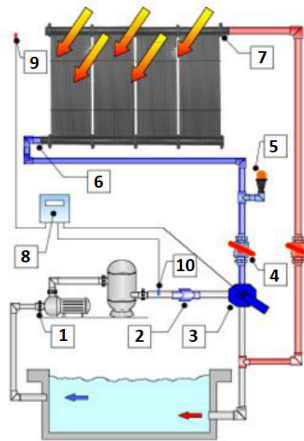


Figura 2.4: Componentes del sistema de calentamiento solar [20]

1. Bomba de recirculación del sistema solar. Tiene la función de darle continuidad al flujo de agua dentro del circuito.
2. Válvula anti-retorno. Componente usado para permitir la circulación del fluido de trabajo en un solo sentido, cerrando el paso del fluido en sentido contrario.
3. Válvula de tres vías. Válvula encargada de dirigir el agua hacia los paneles solares o hacia el filtro de agua para la alberca, según la temperatura requerida del agua.
4. Válvula esfera. Sirve para habilitar o deshabilitar el sistema solar de forma manual.
5. Válvula eliminadora de aire. Componente usado para hacer la eliminación de gases que se encuentren dentro del circuito. Además, esta válvula es utilizada para que el sistema de bombeo trabaje a la máxima capacidad de flujo calculado.
6. Colector solar (Entrada de agua fría). Tiene la función de hacer la transferencia de la energía solar incidente sobre su superficie hacia el fluido de trabajo, en este caso agua. El agua fría entra al colector por la parte baja de este.
7. Colector solar (Salida de agua caliente). El colector solar cuenta con dos terminales que se unen al circuito, es en la salida del agua ubicada en la parte superior del colector en donde la temperatura es mayor que en la terminal de entrada.
8. Control diferencial. Dispositivo electrónico que controla la apertura y cierre de la válvula de tres vías, así como el funcionamiento de la bomba de recirculación.
9. Sensor de radiación solar. Mide la densidad de flujo de radiación solar incidente sobre el colector solar.
10. Sensor de temperatura. Monitorea la temperatura del fluido de trabajo circulando dentro del circuito.

2.1.3. Eficiencia de distintos tipos de colectores.

Los colectores se pueden caracterizar por medio de dos constantes determinadas experimentalmente [24]:

- Eficiencia pico. La eficiencia del colector cuando la temperatura ambiente es igual a la temperatura del colector.
- Coeficiente de pérdida de calor. La pérdida de calor media del colector por área de apertura para una diferencia de temperatura medida entre el colector y la temperatura ambiente en W/m^2K .

Estas constantes del colector se determinan bajo condiciones definidas como la intensidad de radiación solar, ángulo de incidencia, temperatura del aire, velocidad de viento, etcétera. El rendimiento de los diferentes tipos de colectores solares, así como su aplicación se muestra en las curvas de la Figura 2.5, donde se observa que el colector plano sin cubierta trabaja con el rango más bajo de temperatura en comparación con las demás tecnologías. Esto hace que la aplicación de este tipo de colectores sea ideal para el calentamiento de agua para piscinas, ya que no se requieren altas temperaturas, el uso de calor es prácticamente instantáneo y presenta la mejor eficiencia en condiciones de inicio entre todas las tecnologías restantes.

Caso contrario sucede con el colector de tubos evacuados, donde mantiene la mayor diferencia de temperaturas respecto a la ambiente, motivo por el cual es usado principalmente para la generación de calor de proceso, donde se requieren altas temperaturas aunque su eficiencia en condiciones iniciales resulta ser menor que los colectores planos con y sin cubierta. Lógicamente, a medida que la temperatura de trabajo del colector aumenta la eficiencia del mismo disminuye.

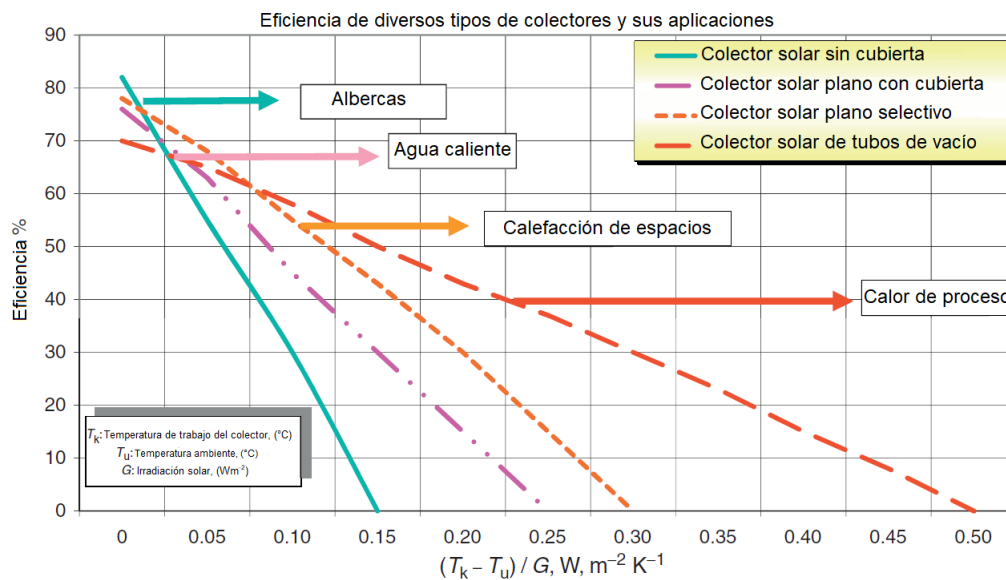


Figura 2.5: Eficiencia de distintos tipos de colectores bajo distintas condiciones y usos apropiados. T_k , temperatura de trabajo del colector ($^{\circ}C$); T_u , temperatura ambiente ($^{\circ}C$); G , irradiancia solar (W/m^2) [24].

2.2. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo construido para la transferencia de calor de una manera eficiente de un medio a otro, evitando la mezcla de fluidos. Típicamente un medio es enfriado mientras el otro es calentado. Los intercambiadores de calor, en su mayoría, cuentan con dos fluidos de trabajo, los cuales son separados por una superficie, siendo así que estos no se mezclan ni hay interacciones externas de calor o trabajo [25].

El calor transferido de un medio a otro se logra llevar a cabo gracias a la transferencia de calor por medio de la conducción y convección. Cuando hablamos de conducción, nos referimos a la interacción de moléculas que se desplazan a mayor velocidad y transfieren su energía a las moléculas con desplazamientos más lentos. El fenómeno de convección sucede por el movimiento de un fluido, el cuál sucede cuando este se calienta y se desplaza hacia fuera de la fuente de calor llevándose consigo la energía; esta fuerza se logra debido a un gradiente de densidad (mayor temperatura, menor densidad) cuando se trata de convección natural o debido a una diferencia de presión generada.

Los intercambiadores de calor pueden ser clasificados de acuerdo al tipo de contacto, y estos pueden ser de contacto indirecto o directo [26].

- **Contacto indirecto:** En un intercambiador de contacto indirecto, las corrientes de los fluidos permanecen separadas y el calor se transfiere de manera continua a través de una pared divisora impermeable, por lo que, el calor se transmite mediante convección o conducción sobre la pared que separa a los fluidos de trabajo.
- **Contacto directo:** En un intercambiador de calor de contacto directo, las corrientes de fluido entran en contacto, intercambian calor y luego se separan. Las aplicaciones comunes de este tipo de intercambiadores de calor implican la transferencia de masa además de la transferencia de calor.

Existe una gran variedad de formas y tamaños de intercambiadores de calor, sin embargo, pueden ser agrupados en dos grandes tipos, en intercambiadores de calor de tubo doble y los intercambiadores de calor de placa plana [27] [26].

- **Intercambiadores de calor de tubo doble**

Este tipo de intercambiadores se conforman principalmente por dos tubos concéntricos y generalmente se utilizan para el intercambio de calor proveniente de un medio líquido hacía otro con cambio de fase, donde este último puede ser mediante condensación o evaporación.

El intercambiador de calor de tubos y coraza es la construcción más básica y más utilizada para la transferencia de calor, y su construcción consiste en un conjunto de tubos dentro de una coraza. El flujo del fluido dentro de los tubos se denomina flujo interno y el fluido que fluye dentro del contenedor, como fluido externo.

- **Intercambiadores de calor de placa plana**

Este tipo de intercambiadores se encuentran constituidos por un arreglo de placas delgadas, donde estas pueden ser lisas o contar con alguna forma de corrugado. Este conjunto de placas se puede disponer de diferentes formas, como puede ser en arreglos planos o como arreglos de láminas enrolladas. Una de las desventajas de este tipo de intercambiadores es su baja capacidad para soportar altas presiones, así como altas temperaturas. Entre sus ventajas, se encuentra su alta eficiencia térmica y su forma compacta.

2. MARCO TEÓRICO

Otra manera de clasificar a los intercambiadores de calor es de acuerdo al tipo de flujo que desarrolla el fluido dentro del componente, donde puede ser en paralelo, a contraflujo o de flujo cruzado [25] [26] [27].

- Flujo en paralelo

Los intercambiadores de flujo paralelo son aquellos en donde se encuentran dos fluidos circulando en la misma dirección y sentido. Ambos fluidos entran al intercambiador de calor por el mismo extremo con una diferencia significativa de temperatura, para su posterior intercambio de calor a lo largo del circuito. Finalmente llegan a la salida del intercambiador de calor donde las temperaturas son cercanas, pero sin llegar al equilibrio térmico de los dos fluidos, puesto que la temperatura del fluido más frío nunca llega a igualar la del fluido más caliente.

- Contraflujo

Los llamados intercambiadores de contraflujo son aquellos donde los fluidos de trabajo fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto, de tal manera que cada uno de los fluidos entra al intercambiador de calor por un extremo distinto. Una de las principales características de este tipo es que puede ser posible que el fluido inicialmente más frío salga del intercambiador con una temperatura superior a la de salida del otro fluido, que originalmente era el más caliente.

- Flujo cruzado

En cuanto a los de flujo cruzado se tiene que son aquellos en donde los fluidos circulan de manera perpendicular uno respecto al otro. Este tipo de intercambiadores son usados cuando alguno de los fluidos presenta un cambio de fase durante el proceso de intercambio de calor.

Existe también la posibilidad de mejorar el desempeño de un intercambiador de calor haciendo que ambos fluidos que interactúan pasen varias veces dentro de un intercambiador de paso simple. Cuando sucede que los fluidos intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiples pasos.

Otra clasificación de los intercambiadores de calor es por su función en un sistema particular, los cuales se dividen en intercambiadores regenerativos y no-regenerativos. En el caso del intercambiador regenerativo, el fluido caliente abandona el sistema cediendo el calor a un regenerador y después regresando nuevamente al sistema por lo que el papel del fluido caliente y frío lo realiza el mismo fluido. En el caso del intercambiador no-regenerativo, el fluido que posee mayor temperatura es enfriado de manera externa en un sistema separado y la energía que cede ya no regresa al sistema [28].

2.2.1. Calderas

Una caldera es un equipo capaz de generar vapor, esto partiendo de la energía potencial calorífica de un combustible que después de su quema produce calor, el cual es transferido hacia un fluido, usualmente agua o aire. El vapor producido es empleado para la generación de fuerza, para usarlo en procesos industriales o sencillamente para obtener agua o aire caliente según sea el caso.

Existen dos tipos de calderas y es, de acuerdo a su manera de transferir el calor hacia el fluido al cual se le desea elevar la temperatura. El primer tipo son los llamados acuotubulares, donde el fluido de trabajo se desplaza por el interior de unos tubos para su calentamiento. Estas

son las calderas más utilizadas en las centrales termoeléctricas, ya que permiten altas presiones a su salida y tienen gran capacidad de generación.

Por otra parte, se tienen los de tipo piro-tubular, que se caracterizan por ser un recipiente que es atravesado por tubos, tubos por los cuales circulan gases a alta temperatura, provenientes de un proceso de combustión. El fluido en contacto con la superficie externa de los tubos recibe el calor llegando así a su evaporación.

2.3. Bombas de calor

Las bombas de calor son dispositivos que tienen la capacidad de transferir energía en forma de calor desde un medio de baja temperatura hacia uno de alta. El objetivo principal de estos dispositivos es poder mantener con una cierta temperatura al medio de alta temperatura, es decir, poder mantener al medio con una temperatura mayor o mucho mayor a la temperatura ambiente dependiendo de la aplicación del dispositivo. Tal efecto se logra al obtener la energía del medio de baja temperatura, absorbiéndola al sistema para entonces ser transferido a un fluido de trabajo y posteriormente ser liberado hacia el medio de alta temperatura.

Todo lo antes mencionado es posible gracias al uso de fluidos de trabajo con ciertas propiedades en un ciclo conformado por cuatro elementos principales, tales como son el compresor, el condensador, el evaporador y una válvula de expansión. El elemento que se encarga de hacer la absorción de energía del medio de baja temperatura al sistema es el evaporador. Posteriormente se hace pasar al fluido hacia el compresor, que con ayuda de trabajo mecánico externo, que es relativamente pequeño en comparación con el trabajo resultante, eleva la presión del fluido de trabajo para después hacerlo pasar al condensador, el cual se encarga de hacer la entrega de energía hacia el medio de alta temperatura. Finalmente se tiene que para volver al ciclo hacia el evaporador se hace pasar al fluido por una válvula de expansión, esto con el fin de que el fluido de trabajo tenga las condiciones propicias para realizar la absorción de energía y seguir operando [30].

El calor puede considerarse de dos maneras, sensible y latente. Hablamos de calor latente cuando la sustancia de trabajo presenta un cambio en su estado físico y que tiene como característica principal que este proceso se realiza mientras su temperatura se mantiene constante. Por otra parte el calor sensible es llamado al proceso de suministro de energía a la sustancia generando un cambio en cuanto a su temperatura, mas no en su composición o estructura molecular, y que puede ser estimada con la Ec. (2.1)

$$Q = \dot{m}C_p(T_{salida} - T_{entrada}) \quad (2.1)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]; C_p es la capacidad calorífica a presión constante correspondiente a la sustancia de trabajo [$kJ/kg^\circ C$], esta representa la cantidad de energía necesaria por unidad de masa que hay que suministrarle a la sustancia para incrementar su temperatura en un grado. En cuanto a los términos T_s y T_e , corresponden a la temperatura de salida y de entrada al sistema [$^\circ C$]

Es decir, la Ec 2.1 nos ayuda a cuantificar la energía necesaria para lograr hacer el cambio termodinámico en una sustancia sin generar un cambio en su estructura molecular.

Coeficiente de rendimiento (COP)

Para poder conocer el desempeño de una bomba de calor se presentan un conjunto de parámetros de funcionamiento, sin embargo, el mas relevante es el coeficiente de rendimien-

2. MARCO TEÓRICO

to (COP, por sus siglas en inglés). Este coeficiente muestra el desempeño de la bomba de calor, puesto que es considerado como la relación existente entre la energía que proporciona el equipo en forma de calor sobre la energía que se requiere para su funcionamiento.

$$COP_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}}$$

2.4. Ciclo inverso de Carnot

Para entender el funcionamiento de las bombas de calor es necesario mencionar que este sistema es producto de un conjunto de procesos dentro de un ciclo termodinámico. Por tal motivo, es importante comprender su principio de funcionamiento con la ayuda de un ciclo ideal, llamado ciclo inverso de Carnot.

El ciclo inverso de Carnot es un ciclo termodinámico compuesto por la existencia de dos procesos isotérmicos y dos procesos isotrópicos, ambos pares sin la presencia de pérdidas. Debido a esto el ciclo presenta la máxima eficiencia térmica posible con las limitantes obvias que permita la sustancia de trabajo. Este ciclo considerado como ideal sirve como referencia estándar para los ciclos con procesos reales. Su representación gráfica bajo una curva de campana de saturación corresponde a la que se muestra en la Figura 2.6.

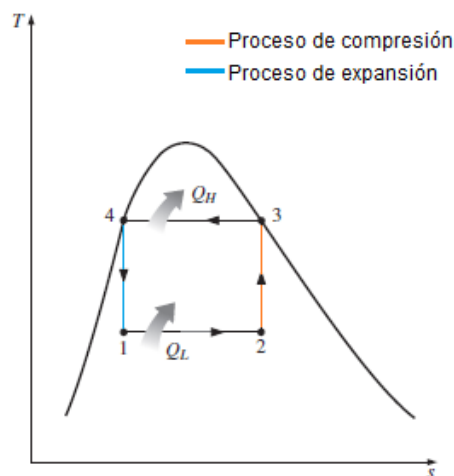


Figura 2.6: Diagrama T-s del ciclo inverso de Carnot [29]

Los procesos involucrados dentro del ciclo se pueden dividir de la siguiente manera:

- Proceso A.- La sustancia de trabajo pasa del estado 1 al 2, debido a la absorción de calor de manera isotérmica, obteniendo la energía de la fuente de baja temperatura.
- Proceso B.- La sustancia de trabajo cambia del estado 2 al 3, gracias a la compresión de la misma de manera isentrópica llevándola a condiciones de vapor saturado con una temperatura igual al de la fuente de alta temperatura T_H .
- Proceso C.- Entrega de calor yendo del estado termodinámico 3 hacia el 4 de manera isotérmica y pasando a ser líquido saturado. Proveyendo de ese calor a la fuente de alta temperatura T_H .

- Proceso D.- Paso del estado 4 al 1, yendo la sustancia de trabajo de líquido saturado a ser una mezcla de líquido y vapor de manera isentrópica y hasta llegar a la temperatura de la fuente de baja T_L .

El ya mencionado COP también puede ser expresado en términos de las temperaturas de funcionamiento para el ciclo, quedando como muestra la Ec.(2.2) [29].

$$COP_{BC,Carnot} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \quad (2.2)$$

Comprendiendo la expresión de la Ec.(2.2) se puede apreciar que el COP puede aumentar si la diferencia entre las temperaturas de las fuentes de alta y de baja se reduce, es decir, si T_L aumenta o T_H decrece.

2.5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Se trata del ciclo que más es utilizado en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos [29] y se observa el ciclo mecánico en la Figura 2.7:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

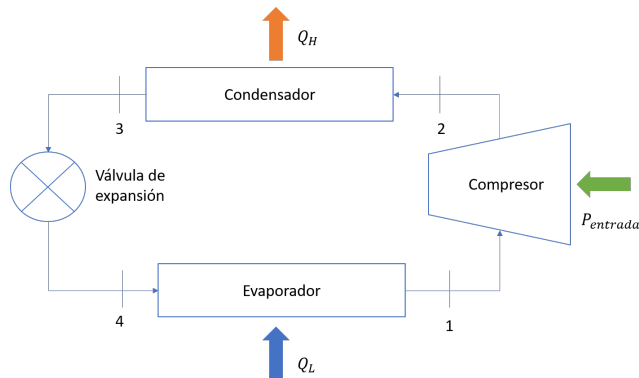


Figura 2.7: Ciclo Rankine de refrigeración o bombas de calor

Debido a los procesos presentes en este ciclo se puede considerar al condensador y evaporador como dos componentes del sistema que no requieren trabajo, mientras que el compresor puede ser considerado como adiabático. Por tal motivo, el COP para este caso podría ser descrito como la Ec.(2.3).

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{P_{entrada}} \quad (2.3)$$

Donde Q_H es el calor rechazado del condensador y $P_{entrada}$ el trabajo requerido a la entrada del compresor.

2.6. Refrigerantes

El uso de refrigerantes es esencial para que las bombas de calor puedan funcionar. Un refrigerante puede fácilmente cambiar entre un estado líquido y un estado gaseoso, lo que lo hace ideal para su uso en un ciclo termodinámico cerrado ya que el cambio de fase no requiere una gran cantidad de energía.

El refrigerante se mueve entre dos serpentines que se encuentran, uno en el interior y otro en el exterior de la máquina térmica. A lo largo del serpentín interior, la función del refrigerante es absorber el calor del ambiente donde la reducción del volumen del refrigerante hace que este se convierta en un gas de alta presión. Posteriormente, el refrigerante se dirige al serpentín exterior donde libera el calor ganado a un fluido de trabajo por lo que el refrigerante sufre una caída de presión, el ciclo continúa en una válvula de expansión donde la temperatura y presión del refrigerante llegan a los niveles mínimos cambiando éste a estado líquido. El ciclo de esta manera, se repite.

Cada gas refrigerante cuenta con su propio comportamiento termodinámico. Existen cuatro generaciones de refrigerantes debido a que las industrias de la refrigeración y aire acondicionado utilizan tecnología cada vez más avanzada [33] :

- 1° Generación compuesta por los CFC (Clorofluorocarbonos) que contienen cloro, flúor y carbono en su composición química.
- 2° Generación compuesta por los HCFC (Hidroclorofluorocarbonos) que contienen cloro, hidrógeno, flúor y carbono en su composición química.
- 3° Generación compuesta por los HFC (Hidrofluorocarbonos) que contienen hidrógeno, flúor y carbono.
- 4° Generación compuesta por los HFO (Hidrofluoroolefinas) que contienen hidrógeno flúor y carbono siendo compuestos insaturados.

El R-22 es un ejemplo de refrigerante HCFC utilizado para equipos de aire acondicionado. Actualmente, países desarrollados han dejado de usar este tipo de refrigerantes por unos más amigables con el ambiente, como lo son los HFC [34].

Los gases HFC son considerados por el Protocolo de Kioto como GEI, por lo que contribuyen al calentamiento global del planeta y por ello, al cambio climático. Un ejemplo de este tipo de refrigerantes es el R422B.

Para tener una mejor comparación de refrigerantes, existen indicadores que nos hablan del impacto que tienen los refrigerantes en el ambiente y que son útiles para su proceso de selección [36]. Se muestra en la Tabla 2.1: el Potencial de Agotamiento de la Capa de Ozono (ODP, por sus siglas en inglés); el Potencial de Calentamiento Global (GWP, por sus siglas en inglés), que muestra como un GEI contribuye para el calentamiento global; la composición del refrigerante y su clasificación de seguridad.

En la Tabla 2.1 se observa que solo el R22 tiene un valor de ODP distinto a cero debido a que los refrigerantes HCFC contienen cloro, el cual daña la capa de ozono [34]. El R422B tiene el mayor impacto en el calentamiento global. El R22 y R32 son compuestos puros, mientras que el R422B se compone de tres distintos refrigerantes en distinto porcentaje. La clasificación de seguridad que tiene tanto el R22 como el R422B es A1, lo que significa que no son inflamables ni explosivos y tienen baja toxicidad. La clasificación A2 hace referencia a que son refrigerantes ligeramente inflamables con baja toxicidad. El rendimiento del R422B es igual al R22 en cuanto

a la aplicación en aires acondicionados y ligeramente inferior en refrigeración, ya que cuentan con el mismo punto de ebullición y densidad de líquido.

Refrigerante	R22	R422B	R32
ODP (Potencial de Agotamiento de la Capa de Ozono)	0.055	0	0
GWP (Potencial de Calentamiento Global)	1,810	2,500	675
Composición (% masa)	R22 (100)	R125/134a/600a (55/42/3)	R32 (100)
Clasificación	A1	A1	A2
Generación	2° (HCFC)	3° (HFC)	3° (HFC)
Nombre químico	Clorodifluorometano	Mezcla de Pentafluoroetano, Tetrafluoroetano e Isobutano	Difluorometano

Tabla 2.1: Características de tres distintos refrigerantes. El base R422B, su antecedente R22 y su sucesor R32 [34],[35], [37], [39].

El R422B es considerado como un reemplazo del R22, ya que incluye un componente de hidrocarburo que asegura un retorno adecuado del aceite al compresor al mejorar su solubilidad. Sus aplicaciones son en acondicionamiento de aire y bombas de calor residenciales con R-22; acondicionamiento de aire y bombas de calor comerciales con R-22 y 407C, y refrigeración de temperaturas medianas y altas con R22.

Hoy en día se hacen uso de refrigerantes con menor impacto ambiental que reemplazan a los ya establecidos tales como el R744. Se trata de un gas refrigerante a base de CO_2 de alta pureza que no afecta la capa de ozono. Entre sus ventajas es que su Potencial de Agotamiento de la Capa de Ozono es de cero, cuenta con una presión alta y una baja temperatura crítica y, se trata de un gas no inflamable y no explosivo por lo que se considera como un gas no peligroso [38].

Capítulo 3

Sistema de calentamiento

El sistema de calentamiento se divide en cuatro secciones, las cuales son:

- sección 0: alberca olímpica
- Sección A: sistema de calentamiento solar
- Sección B: sistema de calentamiento por bombas de calor
- Sección C: sistema de calentamiento auxiliar

La sección A, B y C corresponden a los sistemas de calentamiento instalados, que funcionando en conjunto se define como el sistema de calentamiento integral. En este capítulo se explica cada sección, su conexión con cada sistema de calentamiento y la instrumentación necesaria para su monitoreo.

En cada sección se encuentra el fragmento de diagrama correspondiente a cada sistema de calentamiento, el diagrama completo se encuentra en el Apéndice A.

3.1. Sección 0: Alberca Olímpica

3.1.1. Descripción del sistema

La alberca Olímpica se encuentra ubicada en el campus principal de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), Ciudad Universitaria (CU), y es considerada una de las albercas más grandes e importantes tanto de México como de Latinoamérica, siendo sede de distintas competencias nacionales e internacionales desde el inicio de sus operaciones en 1954.

En la Tabla 3.1 se muestran los días de servicio con los que la alberca olímpica cuenta. Son los meses de julio y diciembre donde se encuentra el periodo de vacaciones administrativas, por lo que los días de servicio son pocos comparados con los demás meses.

Mes	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC	TOTALES
Días de servicio	23	24	26	25	24	26	7	26	24	26	23	12	266

Tabla 3.1: Días de servicio de la alberca Olímpica de Ciudad Universitaria

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

La alberca olímpica de CU se divide en varias secciones que son: la alberca de competencias de natación, la fosa de clavados que cuenta con trampolines que van desde uno hasta la plataforma de diez metros, la zona para polo acuático, las áreas de uso recreativo y las canchas para actividades múltiples. Debido a que en la alberca se realizan competencias de natación, la temperatura del agua debe ser acorde a la FINA (Fédération Internationale de Natation), el organismo rector que establece la temperatura óptima del agua en un rango comprendido entre los 26 y 28°C para competencias de natación y 27°C para nado sincronizado o bien, natación artística. Se muestra en la Tabla 3.2 los datos característicos de la alberca olímpica en cuestión.

Volumen	6000	m^3
Superficie	3400	m^2
Profundidad media	2.2	m
Profundidad máxima	5.4	m
Profundidad mínima	1.00	m
Rango de temperatura óptima	26-28	°C
Latitud de la localidad	19	°

Tabla 3.2: Datos técnicos de la Alberca Olímpica

Temperatura diaria de la alberca

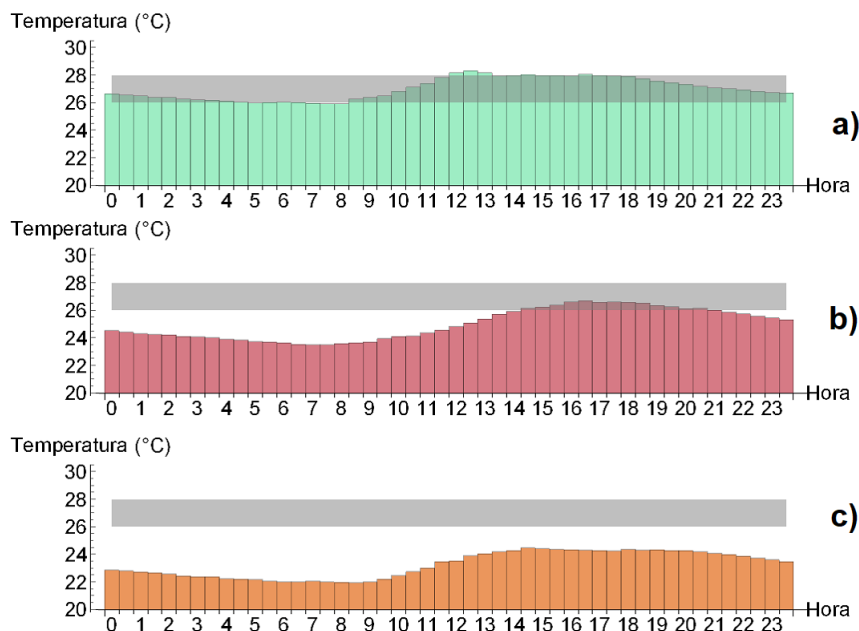


Figura 3.1: Temperatura de la alberca en tres distintas épocas del año: a) calor, b) templada y c) frío.

Del año 2017 analizado, se considera época templada a los meses en los cuales la temperatura promedio ronda por los 20 °C, los cuales en este trabajo se consideran los meses de febrero,

marzo, agosto y septiembre. Para la época de calor del año analizado, es considerada la temperatura que se encuentra por arriba de los 21 °C, que son los meses de abril, mayo, junio y julio; la época de frío son, por lo tanto, los meses donde la temperatura ambiente promedio es por debajo de los 19 °C, y corresponden a los meses de octubre, noviembre, diciembre y enero.

La Figura 3.1 muestra el comportamiento de la temperatura de la alberca en un día típico en época de a) calor, b) templada y c) fría cuando el sistema de calentamiento está operando. Se muestra, en cada gráfico, en una franja gris el rango óptimo de temperatura requerido en el que el agua de la alberca debe permanecer en horario de servicio de las instalaciones, que es desde las 09:00 a las 19:00 horas. Se observa que en temporada de calor la temperatura del agua de la alberca logra permanecer durante el horario de operación dentro del rango óptimo de temperatura, es a medio día donde incluso es la temperatura mayor a 28°C; en días templados, a partir de mediodía es cuando llega al rango óptimo de temperatura con un valor máximo promedio de 26°C; y en clima frío llega a un valor máximo la temperatura de 24.5°C por lo que no logra cubrir los requerimientos de temperatura.

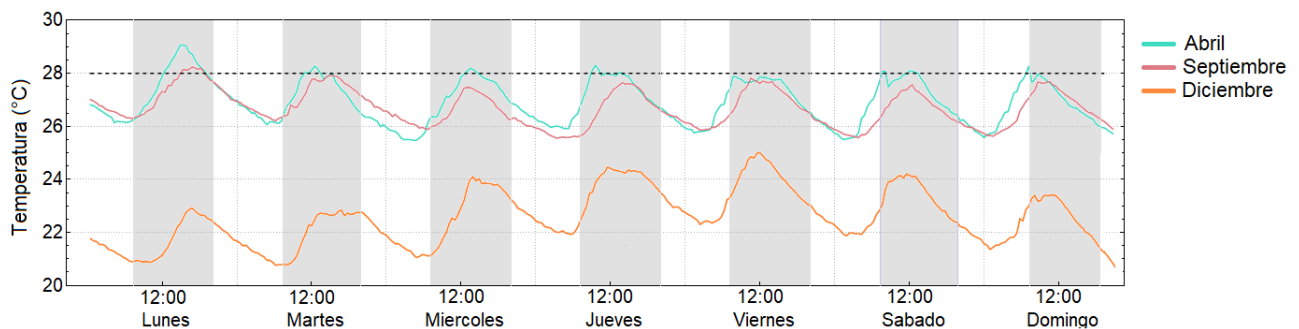


Figura 3.2: Temperatura de la alberca en una semana

En la Figura 3.2 se observa la temperatura de la alberca durante una semana completa, y se muestra en las franjas verticales grises el horario de servicio de las instalaciones. En los meses de abril y septiembre la temperatura de la alberca llega al rango óptimo de funcionamiento y en diciembre, no logra llegar al mínimo requerimiento para lograr la temperatura óptima.

Para poder realizar los balances energéticos es necesario conocer las condiciones ambientales del lugar para lograr un análisis completo. Por medio de la estación meteorológica ubicada en el techo de la ludoteca, se pudieron obtener los valores de temperatura ambiente e irradiación que se analizan en este capítulo para el año 2017, ya que es el intervalo de tiempo donde se cuenta con los datos requeridos para realizar este trabajo. Las condiciones ambientales se midieron mediante sensores instalados en el cuarto de monitoreo como se detalla en la sección 3.2.3.

Se muestra en la Figura 3.3 el promedio mensual de la temperatura en sitio registrada por la estación meteorológica. Se observa un pico de temperatura promedio en el mes de mayo, superior a los 22 °C, siendo la temperatura promedio mensual más baja en el mes de diciembre.

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

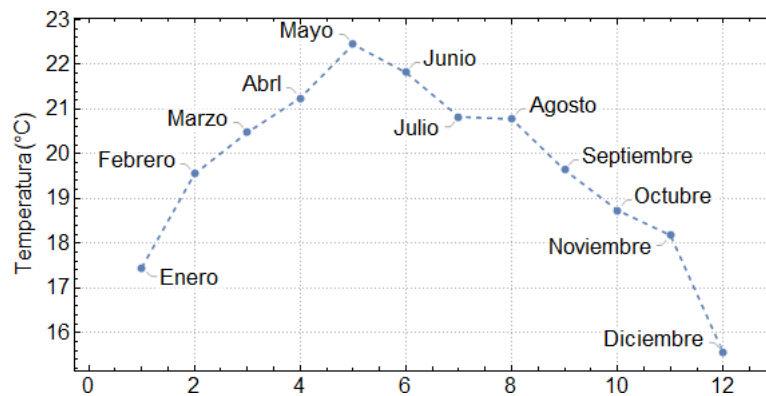


Figura 3.3: Temperatura ambiente promedio mensual (°C)

De los datos analizados para realizar la Figura 3.3, se obtuvo que mayo presenta la mayor temperatura del año con un valor de 26.75 °C a las 16:00 horas y diciembre la temperatura mínima a las 06:00 horas con un valor de 5.27 °C.

En el caso de la irradiancia, en la Figura 3.4 se muestran los valores mensuales separados por horas. En las primeras horas del día, antes de las 12:00 horas, el mes de marzo es el que tiene mayores valores de irradiancia, a las 12:00 horas es el mes de abril quien presenta el valor máximo en el año y después de las 12:00 horas es junio quien alcanza los valores más altos.

Los valores presentados en la Figura 3.4 son promedios mensuales por hora del año 2017 analizado y fueron obtenidos mediante un piranómetro de termopila ubicado en el cuarto de monitoreo.

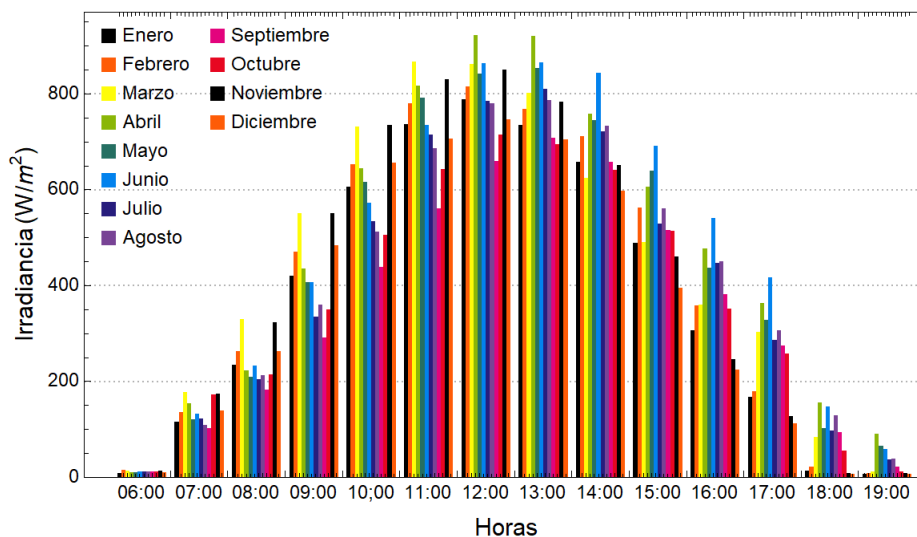


Figura 3.4: Irradiancia mensual en horario solar (W/m^2)

3.1.2. Cubierta térmica

Para las horas donde la alberca olímpica se encuentre fuera de servicio, existe la posibilidad de hacer uso de una cubierta térmica, donde su función principal es retener el calor dentro de la alberca. Así mismo, el uso de la cubierta mantiene más limpia el agua, reduce el proceso de degradación y evaporación de los químicos (el cloro, por ejemplo) y las pérdidas por evaporación

en el agua.

Las temperaturas mostradas en este trabajo se midieron sin el uso de la cubierta térmica, por lo que se realizó un balance de energía para conocer el porcentaje promedio de pérdida de energía que se tiene por su no uso.

Sabiendo que el horario de servicio en las instalaciones es de 09:00 a 19:00 horas, el horario de uso de la cubierta térmica empezaría a las 19:00 horas del día en curso, y terminaría a las 08:00 horas del día siguiente, horario donde el personal en sitio ya se encuentra laborando.

3.1.3. Conexión de la alberca olímpica al sistema de calentamiento

En esta sección se explica cómo se conecta la alberca olímpica con el sistema de calentamiento de agua. Es la bomba booster de 25 HP la que marca el punto de referencia para saber donde se ubican cada sistema de calentamiento, la alberca olímpica y las conexiones entre sí.

La tubería de entrada de agua a la alberca olímpica corresponde a la que previamente pasó por el intercambiador de coraza y tubos en el cuarto de calderas, por lo que el agua llega a la alberca en el rango de temperatura óptimo.

La bomba principal de 60 HP sirve para recircular el agua de la tubería de salida de la alberca olímpica para ser ramificada a los tres filtros; una vez que el agua es depurada se une en un solo circuito hacia la bomba booster de 25 HP, donde el agua es llevada hacia el cuarto de máquinas donde el flujo al llegar se divide, una parte hacia las bombas de calor y otra hacia el circuito secundario del intercambiador de calor del sistema de calentamiento solar correspondiente.

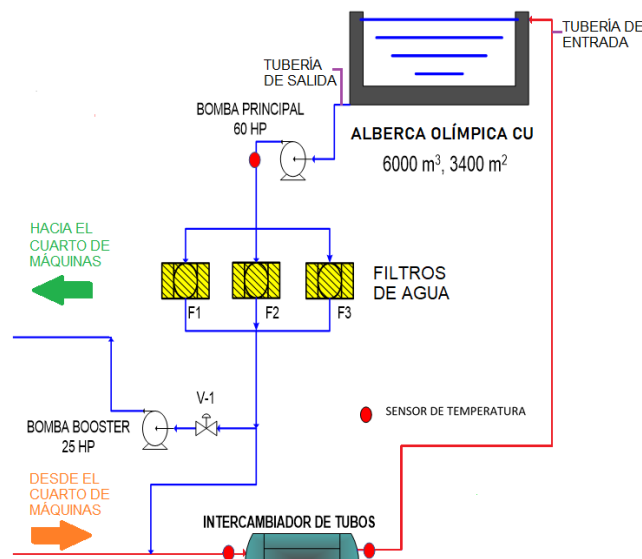


Figura 3.5: Diagrama de conexión de la alberca olímpica.

3.1.4. Instrumentación

Se instalaron nueve sensores para poder monitorear el comportamiento de la temperatura a distintas profundidades. Se analiza en este capítulo la temperatura registrada de cada sensor puesto en funcionamiento.

Los sensores de temperatura instalados son de la marca Star Oddi modelo DST milli-T, este tipo de sensores arroja datos de temperatura precisos y detallados, es mínimamente invasivo y

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

fácil de implementar, con una duración de batería de hasta 3.5 años. En la Figura 3.6 se muestra el sensor utilizado y su longitud; así mismo, en la Figura 3.7 se presenta la carcasa donde el sensor se introduce y es mediante el agua que pasa a través de la rendija como se monitorea la temperatura. Estas carcasas son introducidas a distintas profundidades, mostradas en la Tabla 3.3, las cuales son medidas desde la superficie del agua hasta donde se encuentra la carcasa del sensor en cuestión. En la Figura 3.8 se tiene una vista completa de la alberca, donde se muestran los diferentes puntos donde fueron instalados los sensores.

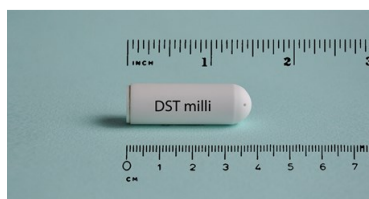


Figura 3.6: Sensor de temperatura usado en distintos puntos de la alberca.



Figura 3.7: Carcasa del sensor de temperatura.

Sensor		
Sensor	Abreviación	Profundidad instalada [m]
sensor 1	s1	1.00
sensor 2	s2	1.14
sensor 3	s3	1.20
sensor 4	s4	1.20
sensor 5	s5	1.54
sensor 6	s6	1.74
sensor 7	s7	1.98
sensor 8	s8	2.50
sensor 9	s9	4.96

Tabla 3.3: Sensores instalados

Los círculos en azul de la Figura 3.8 representan las posiciones en la alberca donde se encuentran funcionando los sensores de temperatura a distintas profundidades; el círculo rojo corresponde a un sensor que se encontraba en funcionamiento hasta principios del año 2018.



Figura 3.8: Vista aérea de la alberca Olímpica obtenida de Google Maps

3.2. Sección A: Sistema de calentamiento solar

3.2.1. Descripción del sistema

El sistema de calentamiento solar está conformado por 484 captadores solares planos sin cubierta o desnudos, de la marca Heliocol modelo HC-40, fabricados en polipropileno de alta densidad y protección ultravioleta. Se trata de colectores ligeros, robustos, de fácil instalación, alta durabilidad y una extensa vida útil.

La interconexión de los colectores para formar los bancos de estos, que van en función de la demanda térmica a cubrir, se hace mediante cabezales, los cuales pueden ser acoplados fácilmente mediante una abrazadera a otro colector. Se observa en la Figura 3.9 el cabezal con el que se unen los colectores y el banco que resulta.

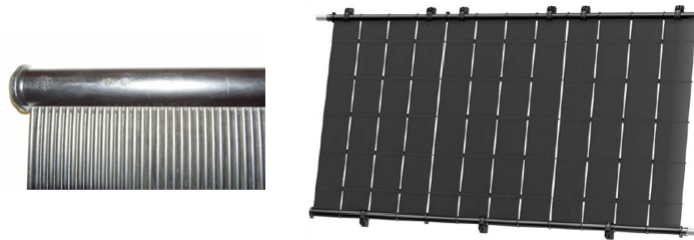


Figura 3.9: Cabezal y conexión de los colectores solares

Cada colector solar cuenta con un área de captación de 3.8 m^2 , con un costo al público por colector aproximadamente de \$3,450 MXN a abril 2019. Se encuentran instalados dos sistemas de colectores solares sin cubierta, que aportan energía de manera independiente e indirecta mediante el uso de intercambiadores de calor.

El sistema 1 (S_1) y el sistema 2 (S_2) de colectores solares se encuentran distribuidos de la siguiente manera (Tabla 3.4):

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Sistema	Ubicación	Número de colectores	Área total de captación (m^2)
Sistema 1	Pasillo de la Ludoteca	267	1,027.95
Sistema 2	Ludoteca	217	835.45
	Total	484	1,863.40

Tabla 3.4: Número de colectores instalados

El sistema 1 (Figura 3.10) se ubica en el pasillo del edificio principal conocido como La ludoteca donde se realizan las actividades deportivas, con 267 colectores instalados. Este sistema cuenta con doce subsistemas en paralelo, once subsistemas con veintidós colectores conectados en serie y el subsistema restante con veinticinco colectores en serie.



Figura 3.10: Instalación del sistema 1 en la zona del pasillo techado de la Ludoteca

El sistema 2 (Figura 3.11) se ubica en el techo del edificio de La ludoteca con 217 colectores instalados. Este sistema cuenta con doce subsistemas en paralelo, once subsistemas con dieciocho colectores conectados en serie y el subsistema restante con diecinueve colectores conectados en serie.



Figura 3.11: Instalación del sistema 2 en la zona de la Ludoteca

En la Figura 3.12 se muestra, en una representación aérea, donde se localizan ambos sistemas y se observa que el sistema 1 es el que mayor área de captación posee.

Los sistemas S_1 y S_2 aportan energía de manera independiente e indirecta mediante el uso de intercambiadores de calor, los cuales se caracterizan por contar con un circuito primario y un circuito secundario. Se muestra en la Figura 3.13 los cuatro intercambiadores de calor, donde solo los dos del extremo derecho son usados para el actual sistema de calentamiento solar, los dos intercambiadores restantes se planea, en un futuro, la puesta en marcha de dos sistemas adicionales (S_3 y S_4), esto para lograr cubrir más demanda térmica que se presenta en sitio.

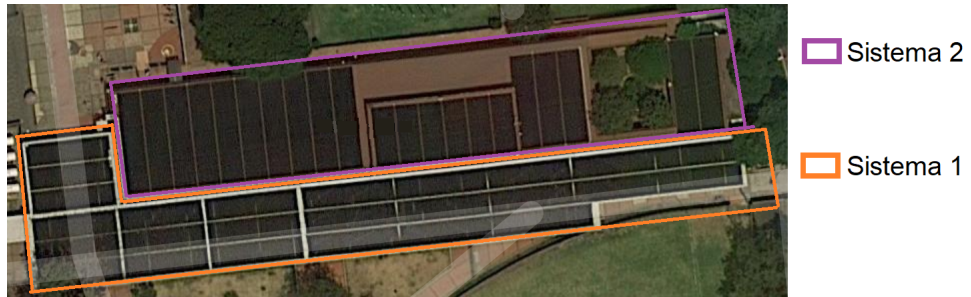


Figura 3.12: Vista aérea de la ubicación de ambos sistemas de colectores solares.



Figura 3.13: Cuarto de máquinas

El circuito primario o "lado caliente" de cada sistema está constituido por:

- Colectores solares Heliocol HC-40 fabricados en polipropileno.
- Intercambiador de calor tipo placas marca Alfa Laval serie M10M-FM con 19 placas (uno para cada sistema).
- Moto Bomba de circulación tipo centrífuga marca Barnes (Figura 3.14 y 3.15)
- Circuito hidráulico en tuberías y conexiones de PVC C40.
- Agua como fluido caloportador



Figura 3.14: Bomba recirculadora de 15 hp para el sistema 1.



Figura 3.15: Bomba recirculadora de 10 hp para el sistema 2.

El circuito secundario o "lado frío", es común para todos los sistemas y está constituido por:

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

- Un cabezal de distribución de agua desde el bypass del sistema de bombeo y filtrado principal hacia cada uno de los intercambiadores de calor (S_1 y S_2).
- Un cabezal de recolección de agua caliente desde los intercambiadores de calor hacia el bypass del sistema de bombeo y filtrado principal.
- Una Moto Bomba Booster centrífuga marca Barnes con potencia de 15 HP conectada en serie con el equipo de bombeo principal de la alberca.
- Circuito hidráulico de tuberías y conexiones en PVC C40.
- Agua de la alberca como fluido a calentar.

Por lo tanto, el circuito primario hace referencia al suministro y retorno de agua hacia los colectores solares, es decir, es el calor aportado por los mismos y, el circuito secundario es el suministro y retorno del agua proveniente de la alberca olímpica, que es el calor útil entregado por los intercambiadores de calor, tal como se ilustra en la Figura 3.16.

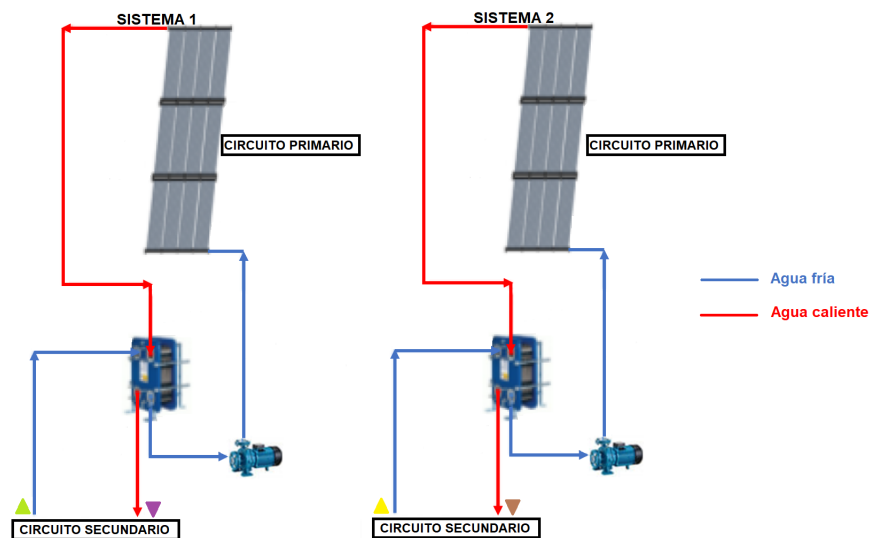


Figura 3.16: Diagrama del circuito primario y secundario del Intercambiador de Calor del S_1 y S_2

El arranque y paro de las bombas hidráulicas de los circuitos primarios del sistema S_1 y S_2 , así como la bomba Booster del sistema de bombeo principal está definido por la señal de sensores de temperatura hacia un control diferencial de temperatura. Deben de existir condiciones de aprovechamiento solar y así mismo, que el agua de la alberca este por debajo de la temperatura de ajuste de los controles de temperatura (28°C).

Así mismo cuando la temperatura en los colectores solares sea igual a la temperatura de ajuste en el control y/o cuando la temperatura en los colectores solares sea menor a la temperatura de la alberca, las bombas mencionadas dejaran de operar por lo que el sistema de calentamiento solar estará inactivo, es decir, si no hay ganancia solar las bombas se apagan y deja de circular agua en el circuito primario.

3.2.2. Conexión del sistema de calentamiento solar

En esta sección se explica como el sistema de calentamiento solar se conecta con los demás sistemas de calentamiento y a la alberca olímpica por medio de la bomba booster que es, en

cada sistema, el punto de referencia para fines de ubicación.

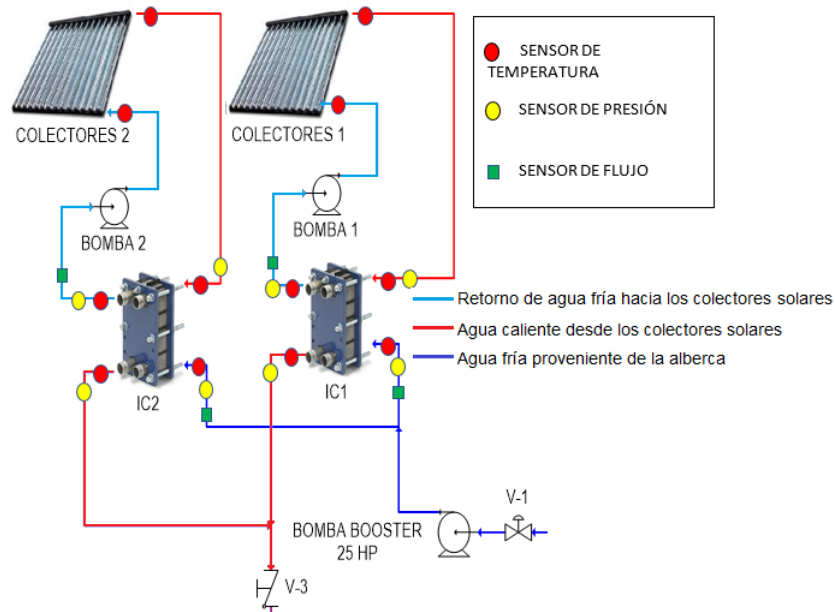


Figura 3.17: Diagrama de instalación de sensores en el sistema de calentamiento solar

Después de que el agua proveniente de la alberca pasa por la bomba centrífuga principal para llegar a los filtros, se aumenta su presión del fluido de trabajo en la red de distribución mediante la bomba booster para después pasar por el bypass, arreglo donde se decide si el fluido de trabajo pasa al cuarto de máquinas donde se ubican los intercambiadores de calor y bombas de calor o al cuarto de calderas, el cual se logra observar en el diagrama completo de todo el sistema de calentamiento en el Apéndice A.

Una vez que el circuito primario, del intercambiador de calor, cede el calor obtenido por los arreglos de colectores solares al circuito secundario, que es el agua proveniente de la alberca, este se une con el calor obtenido proveniente de las bombas de calor donde después el fluido de trabajo es dirigido al cuarto de calderas. En esta sección solo se logra observar el sistema de calentamiento solar, y es en la línea de flujo de la válvula 3 (V-3) que se conecta a las bombas de calor, el cuál se observa su conexión en el diagrama de la sección de la bomba de calor en la Figura 3.32.

3.2.3. Instrumentación

Para realizar el monitoreo y medición de las variables que permitan el cálculo de la energía térmica aportada por los sistemas de calentamiento, se hizo uso de sensores de temperatura, presión y flujo másico. En la Tabla 3.5 se muestran los sensores instalados.

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO




Sensor	Tipo	Cantidad	Símbolo	Imagen
Temperatura	PT1000	12	●	
Presión	piezoeléctrico	8	●	
Flujo másico	magnético	4	■	

Tabla 3.5: Cantidad y tipo de sensor puestos en la sección A

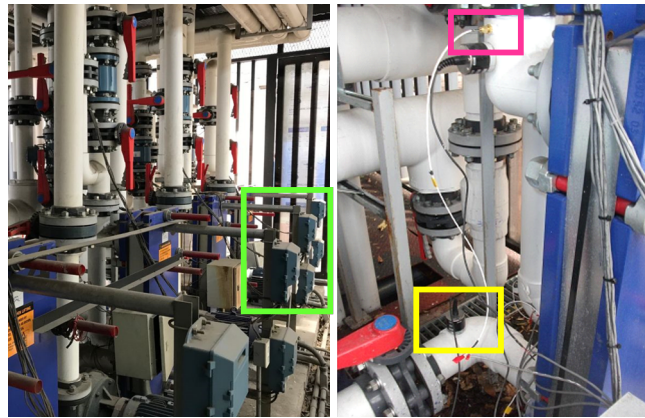


Figura 3.18: Sensor de temperatura (rectángulo rosa), presión (rectángulo amarillo) y flujo másico (rectángulo verde) instalados en los circuitos de los intercambiadores de calor del sistema de calentamiento solar.

En la Figura 3.17 podemos observar que cada intercambiador de calor de placas planas cuenta con sensores de temperatura y presión a la entrada y salida tanto del circuito primario como el secundario, y un sensor de flujo másico a la entrada del circuito secundario y a la salida del circuito primario. En el caso de los colectores solares, cuenta con sensores de temperatura a la entrada y salida de cada sistema. Se muestra en la Figura 3.18 algunos de los sensores instalados en los intercambiadores de calor ubicados en el cuarto de máquinas.

Así mismo se colocó una válvula eliminadora de aire para cada sistema en el punto más alto de la línea de conducción para lograr que las bombas recirculadoras trabajen a la máxima capacidad del flujo calculado. Se muestra en la Figura 3.19 las válvulas colocadas.



Figura 3.19: Válvula eliminadora de aire (S_1 : válvula derecha y S_2 : válvula izquierda)

3.2.4. Cuarto de monitoreo



Figura 3.20: Cuarto de monitoreo



Figura 3.21: Sensores utilizados para las variables climatológicas

Para el monitoreo de las variables climatológicas del lugar, así como las utilizadas para poder obtener el aporte energético del sistema de calentamiento, se cuenta con cuarto de monitoreo en el techo de la Ludoteca, edificio principal de las instalaciones (Figura 3.20). En la Figura 3.21 se muestra la estación meteorológica, ubicada en el cuarto de monitoreo, la cual mide la irradiancia solar global, la temperatura ambiente, la velocidad y dirección del viento, y la humedad relativa cada 60 segundos. El sensor de la radiación solar está orientado en el mismo plano que los colectores solares, es decir, en superficie horizontal y se trata de un piranómetro de termopila.

3.3. Sección B: Sistema de calentamiento auxiliar

3.3.1. Descripción del sistema

El sistema de calentamiento auxiliar del sistema de calentamiento integral consta de dos calderas ubicadas en el cuarto de calderas próximas a la entrada de agua de la alberca olímpica.

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Se trata de calderas de la marca MYRGO modelo OM3200 que producen vapor saturado como medio de calefacción y ceden el calor resultante de manera indirecta mediante el intercambiador de tubos debido a que el agua de la alberca es tratada con químicos para mantenerla en condiciones adecuadas para quién usa la alberca.

Se muestran sus datos técnicos en la Tabla 3.6.

Caldera MYRGO modelo OM3200			
Presión de diseño		10.5	kgf/cm^2
Caballo Caldera (Producción de vapor)		3,130	kg_{agua}/h
Potencia nominal		1959.16	kW
Presión de operación		3.8	kgf/cm^2
		372.65	kPa
Presión atmosférica		570	mmHg
		75.993	kPa
Presión absoluta		448.65	kPa
Entrada	Flujo másico de agua	0.3497	kg/s
	Flujo de gas LP	0.0281	kg/s
	Flujo de aire	0.7805	kg/s
Salida	Flujo de vapor saturado	0.3497	kg/s
	Potencia del vapor saturado	959.31	kW
	Flujo de gases de combustión	0.8084	kg/s
	Potencia de gases de combustión	134.56	kW

Tabla 3.6: Datos técnicos de las calderas ubicadas en el cuarto de calderas [32].

3.3.2. Conexión del sistema de calentamiento con calderas

En esta sección se explica cómo el sistema de calentamiento convencional está conectado al sistema de calentamiento solar, bombas de calor y a la alberca olímpica.

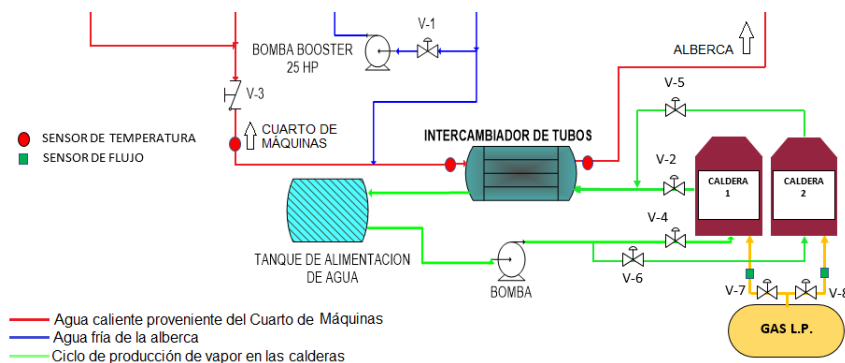


Figura 3.22: Diagrama de instalación de sensores en el sistema de calentamiento auxiliar.

Las calderas se alimenta del tanque de gas LP, donde el flujo es controlado mediante una

válvula en la entrada de cada caldera. Una vez producido el vapor saturado en las calderas, este se dirige al intercambiador de coraza y tubos donde cede el calor al agua proveniente del cuarto de máquinas donde se ubican los intercambiadores de calor de placas planas y las bombas de calor. Finalmente, después de completar la temperatura requerida con las calderas, el agua llega a la piscina como se observa en el diagrama completo en el Apéndice A; una vez que el calor es cedido en el intercambiador de coraza y tubos, el fluido de trabajo proveniente de las calderas llega al tanque de alimentación de agua donde mediante una bomba recirculadora se vuelve a reintegrar el fluido en las calderas y empieza un ciclo nuevo (Figura 3.22).

3.3.3. Instrumentación

La instrumentación hecha en el sistema de calentamiento auxiliar consta de dos sensores de temperatura, ubicados antes y después del intercambiador de coraza y tubos en el circuito secundario, que es el que se encuentra en contacto con el agua de la alberca, y dos medidores del flujo de gas, uno para cada caldera, como se muestra en la Figura 3.23.



Figura 3.23: Medidores de flujo de gas de las dos calderas ubicadas en el cuarto de calderas.

3.4. Sección C: Sistema de calentamiento por bombas de calor

3.4.1. Descripción del sistema

La sección de bombas de calor consiste en diez unidades conectadas en paralelo para el calentamiento de la alberca olímpica; se trata de bombas de calor de la marca Heat Siphon, modelo SX5.0HP3 que cuentan con una capacidad de 31.94 kW (109,000 BTUh), las cuáles son acopladas con tubería de 2 pulgadas de diámetro para la circulación del agua de la alberca a través de los condensadores.

Se muestra en la Figura 3.24 las bombas de calor instaladas en el cuarto de máquinas, las cuales se identifican con un número del uno al diez.

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO



Figura 3.24: Bombas de calor instaladas en el cuarto de máquinas.

220 VOLT MONOFASICO	Modelo	Compresor	Energía Eléctrica Requerida			Cap. @ 60 Hz		
			Voltaje	Hz	Fases	BTUH	kW	COP
Fluido de trabajo: R422B	SX5.0HP3	Scroll	200/230	60/50	3	109,000	31.94 kW	7.6

Tabla 3.7: Características de la bomba de calor instalada en la alberca Olímpica de Ciudad Universitaria

Los datos técnicos simplificados de la bomba a utilizar se muestra en la Tabla 3.7; se trata de dispositivos bastante eficientes que no requieren de mucha potencia eléctrica ya que la cantidad de energía consumida en el compresor que gira, mediante un motor eléctrico, es en general pequeña comparada con la cantidad de energía desprendida por el condensador.

El compresor que utiliza las bombas de calor Heat Siphon es de tipo scroll (de espiral), el cual hace uso de dos espirales entrelazados en donde uno de ellos está fijo mientras que el otro se encuentra dando movimientos circulares, haciendo con este movimiento la compresión del refrigerante [30]; se trata de compresores herméticos que permiten la aspiración y descarga simultánea del refrigerante sin necesidad de uso de válvulas. La mayoría de las bombas de calor utilizan este tipo de compresores en lugar de los más tradicionales como son los de rotación y los reciprocantes.

De acuerdo a los datos proporcionados por la ficha técnica de la bomba de calor Heat Siphon, por cada unidad de energía eléctrica suministrada se logra mover 4 unidades de calor del aire, proporcionando finalmente 5 unidades de calor a la piscina. Siguiendo la Figura 3.25, una unidad de energía eléctrica que paga el usuario, se dirige hacia el compresor (1), el cual convierte la energía eléctrica a mecánica y succiona gas frío de una mezcla de refrigerante gas-líquido en los tubos del evaporador. A medida que el refrigerante se evapora absorbe cuatro unidades de calor “gratuito” del aire más caliente, que el ventilador dirige hacia la parte exterior de los tubos del evaporador.

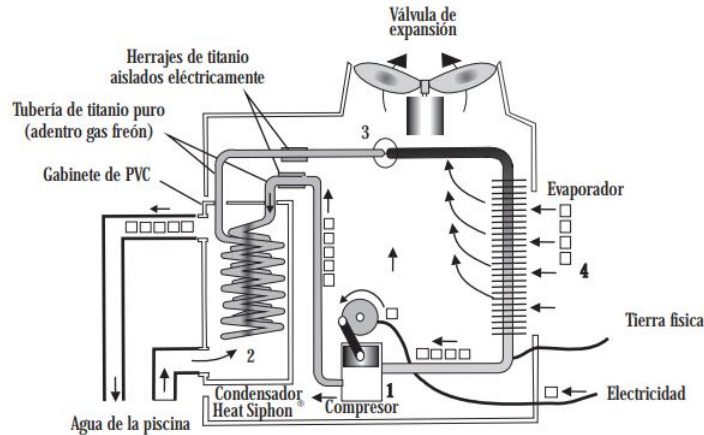


Figura 3.25: Esquema de la bomba Heat Siphon [42].

El compresor comprime este gas haciendo que su temperatura se eleve a más de $93\text{ }^{\circ}\text{C}$ y le añade la energía eléctrica como otra unidad de calor. Este gas caliente a alta presión entra luego al serpentín del condensador (2) donde al condensarse calienta el agua más fría que sale de la parte inferior de la piscina que se encuentra circulando sobre la parte exterior de los serpentines.

A medida que enfría, el refrigerante en forma de gas se condensa de nuevo en líquido a alta presión que posteriormente se expande rápidamente a través de la válvula (3) regresando a la presión de evaporación más baja. Con esta drástica caída de presión, se enfría el refrigerante líquido a medida que entra al evaporador (4) donde se vuelve a repetir el ciclo.

3.4.2. Conexión de las bombas de calor

En esta sección se explica cómo es la conexión entre las bombas de calor, la alberca olímpica y el sistema de calentamiento auxiliar.

Las bombas de calor, ubicadas en el cuarto de máquinas, se encuentran en dos secciones, en el cual cada arreglo de cinco bombas de calor se acomodan a su vez en paralelo también.

Después de que el agua proveniente de la alberca pasó por los filtros, se ramifica en dos, una parte es direccionada hacia el cuarto de calderas y la otra hacia el cuarto de máquinas. En esta última pasa por la bomba booster donde se hace nuevamente uso de un bypass, en donde un flujo se dirige hacia el circuito secundario de cada intercambiador de calor del sistema de calentamiento solar y el otro pasa al sistema de calentamiento por bombas de calor. Se muestra la parte del diagrama del Apéndice A en la Figura 3.26. Cabe mencionar, que el control de los sistemas se hace mediante válvulas donde la principal es la $V - 1$ y en el cuarto de máquinas la $V - 21$ y $V - 22$.

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

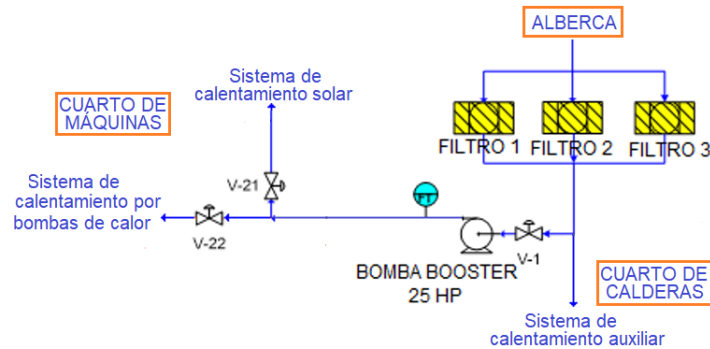


Figura 3.26: Diagrama de la dirección del agua fría proveniente de la alberca.

Cuando la parte bifurcada del agua llega a las bombas de calor, ésta interactúa con el condensador de cada unidad para que le ceda el calor generado y se vuelve a juntar cada ramificación de flujo en uno solo como sistema de calentamiento por bombas de calor como se muestra en la Figura 3.32, para después unirse a su vez con el agua calentada por los colectores solares por medio del circuito secundario de los intercambiadores de calor. Una vez que el fluido de trabajo en el cuarto de máquinas es uno solo, se dirige hacia el circuito secundario del intercambiador de coraza y tubos ubicado en el cuarto de calderas, en donde las calderas a base de gas LP le ceden el calor faltante para que finalmente el agua que llega a la alberca esté a la temperatura requerida, es decir, en el rango de 26 a 28 °C.

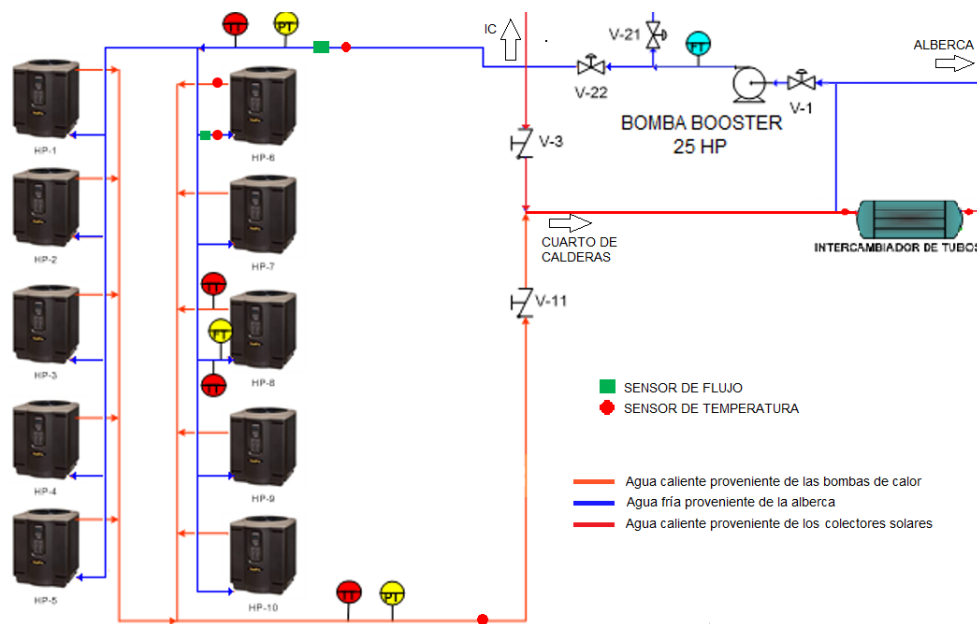


Figura 3.27: Diagrama de instalación de sensores en las bombas de calor

3.4.3. Instrumentación

Para monitorear el comportamiento de las bombas de calor, así como su aporte de energía, se instalaron en total seis sensores; dos de temperatura, a la entrada del sistema que es en el flujo de agua de alimentación de las bombas de calor y a salida, y un sensor de flujo a la entrada (Figura 3.28). De la misma manera, se instrumentó una bomba de calor representativa con dos

sensores de temperatura, uno a la entrada y otro a la salida de la bomba de calor y el sensor de flujo fue colocado a la entrada de la bomba, es decir, en la llegada de agua proveniente de la piscina (Tabla 3.8).

En la Figura 3.30 se muestra el sensor de temperatura PT1000 utilizado y en la Figura 3.31 el sensor instalado en la bomba de calor número seis. El sensor de flujo instalado es un caudalímetro WaterMaster de ABB tamaño DN40, se trata de un sensor de construcción robusta y resistente que se logra apreciar en la Figura 3.28.

El segundo caudalímetro se colocó a la entrada del flujo de agua de la bomba de calor más cercana al suministro de agua fría, como se observa en la Figura 3.29. Se instaló un bypass en la unidad instrumentada mostrada en la Figura con una estrella verde y se observa además en la imagen, el sensor de temperatura antes de ser conectado al sistema de monitoreo mostrado con una estrella azul.



Figura 3.28: Sensor de flujo instalado en la salida de agua proveniente de las diez bombas de calor.



Figura 3.29: Colocación del bypass en la bomba de calor instrumentada.



Figura 3.30: Sensor de temperatura utilizado



Figura 3.31: Sensor instalado

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO



Sensor	Tipo	Cantidad	Símbolo	Imagen
Temperatura	PT1000	4	●	
Flujo másico	magnético	2	■	

Tabla 3.8: Cantidad y tipo de sensor puestos en la sección C: bombas de calor.

Para conocer el COP de la bomba de calor instrumentada, se utilizó un analizador de redes trifásico, el cual mide en cada fase el voltaje y la corriente que se consume, para conocer la potencia de entrada a la bomba de calor utilizando un programa de monitoreo remoto, en donde los datos fueron visualizados. En la Figura se muestra el analizador utilizado, se trata del modelo MPR-63 de la marca ENTES.



Figura 3.32: Analizador de datos utilizado para medir la potencia de entrada en la bomba de calor instrumentada.

3.4.4. Comparación de bombas de calor

En esta sección se hace una comparación de la bomba implementada en Ciudad Universitaria, Heat Siphon, con otras dos similares en cuanto a capacidad instalada con el objetivo de conocer cómo se encuentra posicionada la bomba de calor instalada con otras similares que se encuentran en el mercado.

Las bombas de calor para albercas utilizan la temperatura ambiente como fuente térmico, por lo que su COP va en función de la temperatura del aire. La bomba de calor está diseñada de tal forma que debajo de los 6 ° C en la temperatura ambiente deje de operar y es hasta los 9 ° cuando renueva operaciones.

Se presentan dos alternativas similares a la bomba de calor Heat Siphon en cuanto a capacidad. La bomba Heat Siphon tiene un costo al público de \$ 114,183 pesos + IVA a abril 2019. Las alternativas elegidas son:

1. UltraTemp 110 de Pentair
2. EKN 110/1230-C de Hydrocontrol

Bomba de calor Ultra Temp 110 de Pentair

El modelo UltraTemp 110 tiene una capacidad de 32.24 kW (110,000 BTUh), utiliza un rango de flujo másico de 30 a 70 GPM y requiere una potencia de entrada de 5.3 kW (7 HP), con un

COP de 6.1 y un costo al público de \$107,611 pesos + IVA a abril 2019. Se muestra en la Figura 3.33 el esquema de la bomba en cuestión.

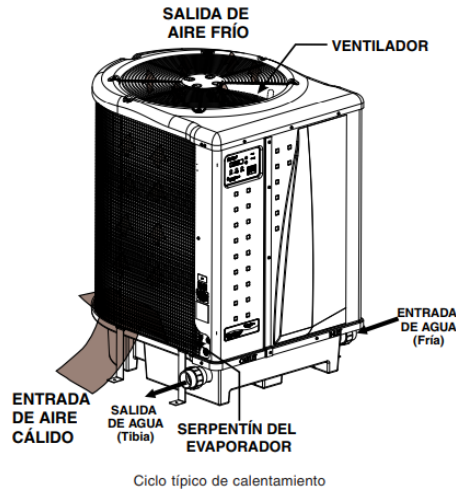


Figura 3.33: Bomba de calor Pentair [44].



Figura 3.34: Bomba de calor Hidrocontrol [43].

Bomba de calor EKN 110/1230-C de Hidrocontrol

El modelo EKN 110/1230-C tiene una capacidad de 32.24 kW (110,000 BTUh), utiliza un rango de flujo másico de 20 a 70 GPM y requiere una potencia de entrada de 4.22 kW (5.67 HP) con un COP de 6.4. y un costo al público de \$62,567 pesos + IVA a abril 2019.

Las tres bombas a comparar, utilizan un compresor de tipo scroll, un intercambiador de calor de titanio, una capacidad del termostato que va de los 9 °C a 40°C y solo la versión más reciente de la bomba de calor Heat Siphon utiliza gas refrigerante R410a como las otras dos marcas a comparar, ya que se trata de bombas de calor más recientes que las instaladas en el cuarto de máquinas de las instalaciones de la alberca olímpica de CU, las cuales operan con gas refrigerante R422B como fluido de trabajo. Los datos técnicos mostrados en la Tabla 3.9 fueron obtenidos con una temperatura de prueba promedio de 27 °C acorde a sus respectivas fichas técnicas.

La Tabla 3.9 muestra un resumen de los datos esenciales para esta comparación de las tres bombas de calor; podemos ver que la bomba Heat Siphon presenta el COP más alto y la potencia requerida de entrada más baja comparada con las otras dos opciones, pero casi similar a la bomba Hidrocontrol. El caso contrario sucede con la bomba de calor Pentair que tiene el COP más chico entre las opciones y requiere mayor potencia de entrada, debido a que tanto la bomba de calor Pentair como la Hidrocontrol cuentan con controles digitales y termostatos duales con controles de autodiagnóstico.

3. SISTEMA DE CALENTAMIENTO

	Marca	Heat Siphon	Pentair	Hidrocontrol
	Modelo	SX5.0HP3	UltraTemp 110	EKN 110/1230-C
T_{prueba}		26°C	27°C	26°C
Flujo volumétrico	min	25 GPM	30 GPM	20 GPM
	max	80 GPM	100 GPM	70 GPM
Potencia	HP	5	7	5.67
	kW	3.72	5.3	4.22
Cap @ 60 Hz	kW	31.94	32.24	32.34
	COP	7.6	6.1	6.4
$T_{operación}$	min	9°C	10°C	10°C
	max	40°C	40°C	40°C

Tabla 3.9: Datos técnicos de las tres bombas de calor a comparar

Así mismo, de los datos obtenidos de los manuales y fichas técnicas de cada bomba de calor, se logra hacer las gráficas teóricas mostradas en las Figuras 3.35 y 3.36, ambas van en función de la temperatura ambiente con rangos de -5 a 27 °C.

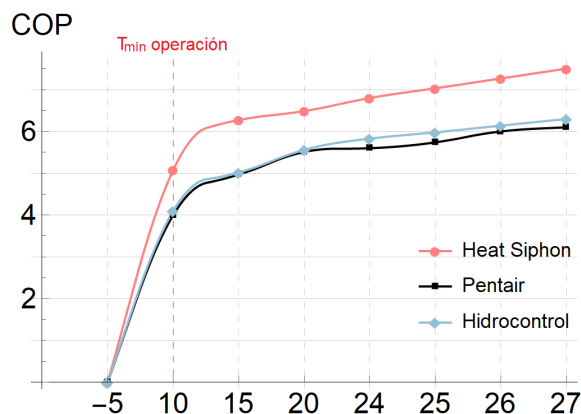


Figura 3.35: COP en función de la temperatura ambiente

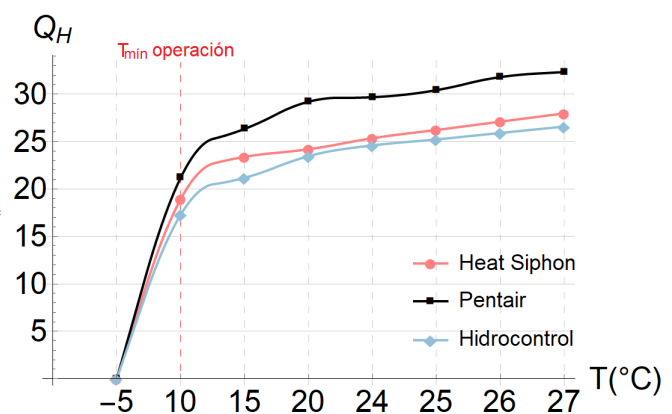


Figura 3.36: Q_H en función del COP y la Potencia de entrada

Se observa en la Figura 3.35 que de manera significativa el COP de la bomba instalada, la Heat Siphon, es más alto que las dos restantes alternativas; así mismo, tiene un requerimiento de potencia de entrada similar a la bomba Hidrocontrol por lo que el calor obtenido Q_H es ligeramente mayor que el de su contraparte previamente mencionada, como se observa en la Figura 3.36. De manera contraria, la bomba de calor Pentair al tener la mayor potencia de entrada, con un COP similar a la bomba Hidrocontrol, tendrá mayor obtención de calor; por lo que también se refleja en un mayor consumo de energía eléctrica.

Se buscaba conocer el desempeño de la bomba Heat Siphon comparada con dos modelos similares en cuanto a capacidad.

En resumen, la bomba Heat Siphon presenta el mejor COP de fábrica, lo que nos dice que se obtendrá con la misma potencia de entrada mayor calor obtenido en el condensador. Sin embargo, al operar con baja demanda de potencia de entrada entonces el calor obtenido Q_H

será bajo comparado con la bomba de calor Pentair, por mencionar la contraparte con mayor demanda de Potencia de entrada (5.3 kW).

En cuanto al COP de las dos bombas de calor restantes (Pentair e Hidrocontrol), presentan un valor similar en el coeficiente de rendimiento (Figura 3.35); su diferencia radica en la potencia de entrada, donde la bomba Pentair tiene mayor Q_H debido a que su requerimiento de potencia es mayor (Figura 3.36), por lo que la bomba Hidrocontrol presenta los menores beneficios en cuanto a las tres bombas comparadas.

Es la bomba Hidrocontrol la más económica, seguida de la bomba de calor Pentair y después la Heat Siphon por lo que en relación a costo-beneficio se justifica que el COP de la bomba de calor marca Hidrocontrol presente el menor COP puesto que su precio unitario es aproximadamente la mitad que una bomba de calor Heat Siphon.

Capítulo 4

Metodología

En los capítulos anteriores se mencionó el panorama general que ubica a la energía solar térmica a nivel mundial y en México, los principios fundamentales y la explicación de cómo se compone el sistema de calentamiento integral. En este capítulo se desarrolla el cómo se llegó a los resultados descritos en el capítulo siguiente.

Mediante una conexión SQL en el programa Mathematica se pudo acceder directamente al servidor de la base de datos de la Alberca Olímpica de Ciudad Universitaria, en donde se obtuvo la información necesaria del año completo 2017 para poder calcular el aporte de energía tanto del sistema de calentamiento solar como el auxiliar y así poder realizar un análisis técnico-económico de todo el sistema de calentamiento. Los datos obtenidos de las bombas de calor se obtuvieron de la instrumentación hecha en el sistema, por lo que son datos experimentales obtenidos en sitio.

La manera de utilizar la conexión SQL es mediante un catálogo de variables; se observa en la Figura 4.1 el ejemplo de una conexión hecha por cuarta vez en el día para el catálogo “indicadores”, el cuál te permite acceder a las demás variables. Los catálogos de variables utilizados fueron:

- “variablesludotecas”: donde se encuentran los datos referentes a los sistemas de calentamiento solar
- “variablescalderas”: donde se encuentran la base de datos del cuarto de calderas. Ahí se accede a la información arrojada por los sensores que se ubican en las calderas y a la entrada de la alberca olímpica.
- “variablesquartomaquinas”: donde se accede a los datos de los sensores que se encuentran en el cuarto de máquinas donde se ubican las bombas de calor y los intercambiadores de calor.

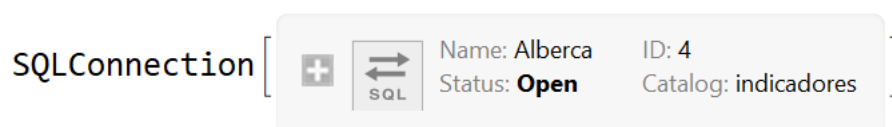


Figura 4.1: Conexión SQL a la base de datos.

Una vez obtenidos los datos, se configuran en formato fecha para que Mathematica los pueda interpretar. Se escoge el mismo periodo de tiempo en los catálogos de variables utilizados. Los datos se encuentran cada 60 segundos y existen lapsos de minutos en donde el servidor no cuenta con los datos, por lo que en esos casos se realizó una extrapolación con los datos inmediatos anteriores y consiguientes de los datos faltantes. Al final se logra por mes tener la misma longitud de datos de cada catálogo de variables para combinar las variables entre sí.

4.1. Balance de energía

La ecuación de calor sensible descrita anteriormente (Ec. 2.1) es utilizada en este trabajo, para calcular la potencia entregada tanto del sistema auxiliar, que corresponde al calentamiento del agua mediante el vapor producido por las calderas, como de los colectores solares y las bombas de calor.

4.1.1. Potencia aportada de los sistemas de colectores solares

Sistema 1

$$Q_{S_1} = \dot{m}_{S_1, \text{primario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{\text{salida}, S_1} - T_{\text{entrada}, S_1}) \quad [kW] \quad (4.1)$$

$$\eta_{S_1} = \frac{Q_{S_1}}{A_{S_1} * I_{\text{plano horizontal}}} * (1000) \quad [-] \quad (4.2)$$

Sistema 2

$$Q_{S_2} = \dot{m}_{S_2, \text{primario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{\text{salida}, S_2} - T_{\text{entrada}, S_2}) \quad [kW] \quad (4.3)$$

$$\eta_{S_2} = \frac{Q_{S_2}}{A_{S_2} * I_{\text{plano horizontal}}} * (1000) \quad [-] \quad (4.4)$$

4.1.2. Potencia aportada en el circuito primario del IC

Se muestra en esta sección las ecuaciones utilizadas para obtener la potencia entregada por el circuito primario, suministro y retorno de agua hacia los colectores solares, de ambos sistemas de calentamiento solar y la ecuación para obtener la eficiencia de cada sistema.

Sistema 1

$$Q_{S_1, \text{primario}} = \dot{m}_{S_1, \text{primario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{\text{entrada}, S_1, \text{primario}} - T_{\text{salida}, S_1, \text{primario}}) \quad [kW] \quad (4.5)$$

Donde A_{S_1} es el área de captación total del Sistema 1, en el circuito primario:

$$\begin{array}{ll} A_{S_1} & 1,025.8 \text{ m}^2 \\ \bar{C}p_{\text{agua}} & 4.182 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \end{array}$$

Sistema 2

$$Q_{S_2, \text{primario}} = \dot{m}_{S_2, \text{primario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{\text{entrada}, S_2, \text{primario}} - T_{\text{salida}, S_2, \text{primario}}) \quad [\text{kW}] \quad (4.6)$$

Donde A_{S_2} es el área de captación total del Sistema 2, en el circuito primario:

$$A_{S_2} \quad 833.33 \text{ m}^2$$

Potencia aportada

$$Q_{\text{aportado}} = Q_{S_1, \text{primario}} + Q_{S_2, \text{primario}} \quad [\text{kW}] \quad (4.7)$$

4.1.3. Potencia aprovechada en el circuito secundario del IC

Se muestra en esta sección las ecuaciones utilizadas para obtener la potencia aprovechada por el circuito secundario, suministro y retorno de agua hacia la alberca, de ambos sistemas de calentamiento solar.

Sistema 1

$$Q_{S_1, \text{secundario}} = \dot{m}_{S_1, \text{secundario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{\text{salida}, S_1, \text{secundario}} - T_{\text{entrada}, S_1, \text{secundario}}) \quad [\text{kW}] \quad (4.8)$$

Sistema 2

$$Q_{S_2, \text{secundario}} = \dot{m}_{S_2, \text{secundario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{\text{salida}, S_2, \text{secundario}} - T_{\text{entrada}, S_2, \text{secundario}}) \quad [\text{kW}] \quad (4.9)$$

Potencia aprovechada

$$Q_{\text{aprovechado}} = Q_{S_1, \text{secundario}} + Q_{S_2, \text{secundario}} \quad [\text{kW}] \quad (4.10)$$

4.1.4. Intercambiador de calor

Obteniendo la potencia aportada por los sistemas de calentamiento solar y la potencia aprovechada en el circuito secundario, se obtiene la efectividad del intercambiador de calor; lo que nos dice qué tanta potencia proporcionada por los colectores solares es transferida al circuito donde fluye el agua proveniente de la alberca olímpica.

Cálculo de la efectividad

$$\epsilon_{IC, S_1} = \frac{T_{salida\ S_1, secundario} - T_{entrada\ S_1, secundario}}{T_{entrada\ S_1, primario} - T_{entrada\ S_1, secundario}} \quad [-] \quad (4.11)$$

$$\epsilon_{IC, S_2} = \frac{T_{salida\ S_2, secundario} - T_{entrada\ S_2, secundario}}{T_{entrada\ S_2, primario} - T_{entrada\ S_2, secundario}} \quad [-] \quad (4.12)$$

$$\epsilon_{IC} = \frac{\epsilon_{IC, S_1} + \epsilon_{IC, S_2}}{2} \quad [-] \quad (4.13)$$

4.1.5. Potencia aportada por las bombas de calor

$$Q_{BC} = \dot{m}_{BC} \bar{C}p_{agua} (T_{salida, BC} - T_{entrada, BC}) * N \quad [kW] \quad (4.14)$$

N es el número de bombas de calor en funcionamiento, que son 10.

4.1.6. Potencia aportada por el sistema auxiliar

Se utiliza la Ec 4.15 para obtener la potencia entregada por las calderas que se conoce como el sistema auxiliar o de respaldo si se considera que el sistema de calentamiento solar y las bombas de calor actúan como fuente principal para la obtención de calor.

$$Q_{aux} = \dot{m}_{aux} * \bar{C}p_{agua} * (T_{salida, aux} - T_{entrada, aux}) \quad [kW] \quad (4.15)$$

$$\begin{array}{ll} \dot{m}_{aux} & 30 \text{ kg/s} \\ \Delta T_{aux} & 29.5 \text{ }^\circ\text{C} \end{array}$$

4.1.7. Pérdida de energía

4.1.7.1. Cubierta térmica

Para calcular la energía que se pierde por no hacer uso de la cubierta térmica de la alberca olímpica durante las horas donde no se encuentra en servicio, se utilizó la energía generada en el día por el sistema de calentamiento solar y la obtenida de las diferencias de temperatura que se registra por los sensores en la alberca y su volumen.

$$\text{pérdida de energía}_{CT} = \frac{m_{alberca} \bar{C}p_{agua} (T_f - T_i)}{Q_{aprovechado\ 4.10}} \quad [\%] \quad (4.16)$$

Donde T_f corresponde a la temperatura con la que las instalaciones dejan de estar en servicio y T_i una hora antes, del día siguiente, en el que empieza el horario de servicio del lugar considerado con el lapso de tiempo en el que suceden esos valores de temperatura.

4.1.7.2. Tubería subterránea

En la Figura 4.2 se muestra el diagrama con los puntos a considerar para el cálculo del porcentaje de pérdida de energía que se tiene en ambos tramos de tubería subterránea por donde pasa el fluido de trabajo caliente mediante trincheras colocadas a la misma altura.

Para el tramo 1, es posible realizar el análisis por cada sistema de calentamiento solar. En el tramo 2, al unirse en un punto común la ramificación de ambos sistemas (C), se realiza un promedio de temperatura en la unión considerando que ambos puntos llegan al equilibrio para la primera temperatura considerada, y la segunda se analiza el punto D, que es donde termina el recorrido continuo de la tubería subterránea.

El Tramo 1 de tubería subterránea, que va de la salida de agua caliente del sistema de colectores solares en ambos sistemas (A_1 y A_2) a la entrada del intercambiador de calor (B_1 y B_2) en el circuito primario, mide 50 metros.

El Tramo 2 de tubería subterránea, que va de la salida de agua caliente del intercambiador de calor en el circuito secundario (C) a la entrada del intercambiador de tubos de las calderas (D), mide 40 metros.

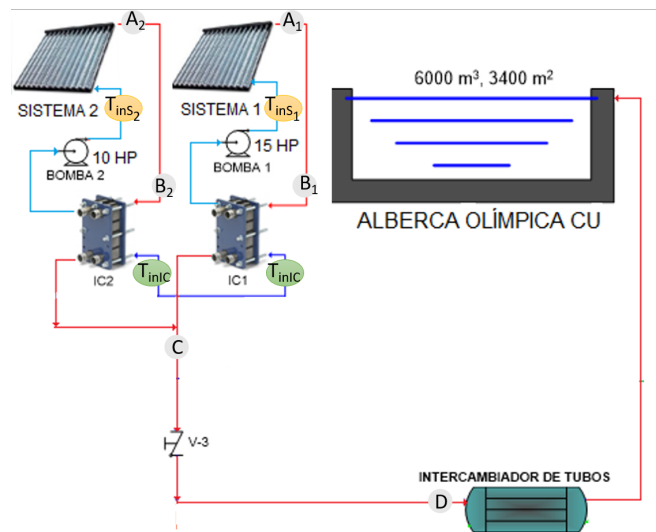


Figura 4.2: Puntos a considerar en la pérdida de energía

Tramo 1 ($A_1 - B_1$ y $A_2 - B_2$)

Para el cálculo de pérdida de energía en el tramo 1, la temperatura (T_{in}) a considerar es la que se tiene a la entrada de cada sistema de colectores solares. La temperatura de salida se tomará en el punto A (T_A), como la obtenida por el sistema, y luego en el punto B, el valor de temperatura que llegó al intercambiador de calor (T_B), en cada sistema (Ec. 4.17 y 4.18):

$$p\acute{e}r\text{dida de energ}\acute{a}a_{A_1-B_1} = \frac{\dot{m}_{S_1, \text{primario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{B_1} - T_{in,S_1})}{\dot{m}_{S_1, \text{primario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{A_1} - T_{in,S_1})} [\%] \quad (4.17)$$

$$p\acute{e}rdida\ de\ energ\xeda_{A_2-B_2} = \frac{\dot{m}_{S_2, \text{primario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{B_2} - T_{in,S_2})}{\dot{m}_{S_2, \text{primario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_{A_2} - T_{in,S_2})} \quad [\%] \quad (4.18)$$

Tramo 2 (C – D)

Para el tramo 2, la temperatura de entrada ($T_{in,C}$) a considerar es la misma para ambos sistemas ya que proviene directamente del agua succionada de la alberca. La temperatura de salida se tomará en el punto C (T_C), como el promedio de T_{C_1} y T_{C_2} , y luego en el punto D, que es la temperatura con la que llegó al intercambiador de calor en el cuarto de calderas (T_D) (Ec. ?? y 4.19):

$$p\acute{e}rdida\ de\ energ\xeda_{C-D} = \frac{\dot{m}_{S_2, \text{secundario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_D - T_{in,C})}{\dot{m}_{S_2, \text{secundario}} \bar{C}p_{\text{agua}} (T_C - T_{in,C})} \quad [\%] \quad (4.19)$$

4.2. Indicadores energéticos

4.2.1. Fracción de aporte solar y bombas de calor (acumulada por día)

Una vez que se tiene el calor aprovechado del sistema de calentamiento solar, de las bombas de calor y la energía requerida, entonces se puede calcular la fracción de energía que aporta tanto los colectores como las bombas de calor al sistema de calentamiento por día.

$$F_{\text{aporte}} = \frac{\sum_{t_0}^{t_n} (Q_{\text{aprovechado}} + Q_{BC})}{\sum_{t_0}^{t_n} (Q_{\text{aux}} + Q_{\text{aprovechado}} + Q_{BC})} \quad (4.20)$$

4.2.2. Energía aportada por el sistema auxiliar por día

$$\sum_{t_0}^{t_n} Q_{\text{aux}} = \sum_{t_0}^{t_n} \dot{m}_{\text{aux}} * \bar{C}p_{\text{agua}} * (T_{\text{salida,aux}} - T_{\text{entrada,aux}}) \quad [MJ] \quad (4.21)$$

4.2.3. Energía aportada por el conjunto de bombas de calor por día

$$\sum_{t_0}^{t_n} Q_{BC} = \sum_{t_0}^{t_n} \dot{m}_{BC} * \bar{C}p_{\text{agua}} * (T_{\text{salida,BC}} - T_{\text{entrada,BC}}) * N \quad [MJ] \quad (4.22)$$

4.2.4. Energía aportada por el sistema de calentamiento solar por día

$$\sum_{t_0}^{t_n} Q_{\text{total}_{\text{secundario}}} = \sum_{t_0}^{t_n} (Q_{S1_{\text{secundario}}} + Q_{S2_{\text{secundario}}}) \quad [MJ] \quad (4.23)$$

4.2.5. Corrección de eficiencia de las calderas

Para corregir la eficiencia de las calderas de gas LP de acuerdo a la altitud (η_{ac}) se utilizó la Ec. 4.24 [50]

$$\eta_{ac} = \frac{\eta_c}{1 + hsnm(0.04/300)} \quad (4.24)$$

donde η_c es la eficiencia de las calderas y $hsnm$, los metros sobre el nivel del mar a la que se encuentran las calderas. Se muestran a continuación los datos utilizados para el cálculo de η_{ac} :

η_c	80 %
$hsnm$	2285 msnm

4.2.6. Cantidad de gas LP que proporciona la energía equivalente a la aportada por el sistema de calentamiento solar y las bombas de calor

Conociendo el aporte de energía de los colectores solares y bombas de calor, se puede cuantificar el ahorro por consumo de gas LP para el calentamiento de la alberca olímpica.

$$kg_{GLP} = \frac{\sum_{t_0}^{t_n} (Q_{aprovechado} * Q_{BC})}{\frac{\eta_{ac}}{C_{p_{GLP}}}} \quad (4.25)$$

4.2.7. Ahorro monetario (acumulado)

$$Ahorro_n = kg_{GLP} * Precio_{GLP} \quad [MXN] \quad (4.26)$$

4.2.8. Cantidad de Dióxido de Carbono (CO₂) no emitido al ambiente

$$tCO_2 = kg_{GLP} * Factor \ de \ emisión \quad [tCO_2] \quad (4.27)$$

4.3. Tarifa eléctrica

La tarifa eléctrica de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) que cubre las necesidades de las instalaciones, es la tarifa de Gran Demanda Media Tensión Horaria (GDMTH), que destina energía a servicios que tienen una demanda igual o mayor a 100 kilowatts (kW).

De la tarifa GDMTH, se usan los periodos de punta, intermedio y base de la Región tarifaria Sur, del Valle de México Sur. Estos periodos se definen en cada región tarifaria para distintas temporadas del año. En la Tabla 4.1 y 4.2 se muestran los periodos utilizados para calcular la factura eléctrica.

4. METODOLOGÍA

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 20:00	20:00 - 22:00
		22:00 - 24:00	
sábado	0:00 - 7:00	7:00 - 24:00	
domingo y festivo	0:00 - 19:00	19:00 - 24:00	

Tabla 4.1: Periodos de Punta, Intermedio y Base, del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 18:00	18:00 - 22:00
		22:00 - 24:00	
sábado	0:00 - 8:00	8:00 - 19:00	19:00 - 21:00
		21:00 - 24:00	
domingo y festivo	0:00 - 18:00	18:00 - 24:00	

Tabla 4.2: Periodos de Punta, Intermedio y Base, del último domingo de octubre al sábado anterior al primer domingo de abril

Para calcular el consumo de electricidad en las instalaciones de la Alberca Olímpica, se consideran los equipos enlistados en la Tabla 4.3. Se trata de cuatro bombas hidráulicas y las diez unidades de bombas de calor.

Equipo	Cantidad	Potencia total (kW)
Bomba principal	1	44.74
Bomba de calor	10	39.51
Bomba booster	1	18.64
Bomba recirculadora sistema 1	1	11.18
Bomba recirculadora sistema 2	1	7.46
Bomba principal	1	44.74

Tabla 4.3: Equipos considerados para el cálculo de consumo de energía eléctrica.

El cálculo de consumo de energía eléctrica se hizo con los equipos antes mencionados y con los periodos que corresponden a los horarios de las instalaciones de la alberca olímpica. Los meses que se encuentran entre noviembre y marzo consumen el 90 % de energía en uso de tarifa Intermedia y, el 10 % restante en uso de tarifa Punta. Para los meses de abril a octubre, el 100 % del consumo de energía se realiza con uso de tarifa Intermedia.

Se utilizan las tarifas correspondientes al año 2020 y, se muestra el desglose del costo en la Tabla 4.4.

4.4 Ahorro implicado por el funcionamiento del sistema de calentamiento integral

Costo Fijo mensual	\$/mes	697
Costo variable (Energía) Base	\$/kWh	0.96
Costo variable (Energía) Intermedio	\$/kWh	1.58
Costo variable (Energía) Punta	\$/kWh	1.84
Costo de Distribución & Capacidad	\$/kW	406.79

Tabla 4.4: Promedio anual de costo desglosado de la tarifa GDMTH

4.4. Ahorro implicado por el funcionamiento del sistema de calentamiento integral

Para saber el porcentaje anual de ahorro, se considera la razón de dos escenarios:

- Escenario convencional: Se toma en cuenta de manera monetaria, en MXN, el consumo de gas LP sin el funcionamiento del sistema de calentamiento solar y bombas de calor y, el consumo de energía eléctrica de la bomba principal y la booster.
- Escenario 1: El consumo de gas LP con el funcionamiento del sistema de calentamiento solar y bombas de calor y, el consumo de energía eléctrica de la bomba principal, la booster, las bombas requeridas para mantener en recirculación los sistemas de colectores solares y las bombas de calor.

Por lo tanto el ahorro anual se calcula de con la ecuación

$$\text{Ahorro anual} = \frac{\text{Escenario convencional}}{\text{Escenario 1}} - 1 \quad (4.28)$$

4.5. Parámetros económicos

Para el análisis económico del sistema de calentamiento solar y las bombas de calor se consideran los perfiles de energía aportada que se tiene en un día típico y, considerando los días al mes en que se encuentra en servicio las instalaciones de la Alberca Olímpica, se estima el perfil mensual.

Para conocer los ahorros económicos implicados por disminuir el uso de las calderas que funcionan a base de gas LP, se presentan los factores de conversión y su precio unitario del combustible como fuente auxiliar analizado:

Combustible	Peso específico	Poder calorífico	Precio unitario (CDMX)	Factor de emisión
gas LP	0.53 kg _{GLP} /litro _{GLP} [45]	46.15 MJ/kg _{GLP} [45]	13.78 mxn/litro _{GLP} [46]	3.01 kg _{CO₂} /kg _{GLP} [45]

Tabla 4.5: Factores de conversión del gas LP

4. METODOLOGÍA

4.5.1. Inflación mensual

El cálculo de la inflación del combustible mensual se obtiene con la Ec. 4.29 [52]:

$$INF_{mc} = \sqrt[12]{\frac{INF_c}{100} + 1} - 1 \quad (4.29)$$

donde:

Inflación anual para precio de combustible (INF_c) 4.51 % (12 meses) [47]

Se obtiene que la Inflación mensual del combustible (INF_{mc}) es de un 0.369 %.

Valor actual

Para el análisis económico, los costos asociados se ajustaron al escenario de inflación último que se muestra en este trabajo con la Ec 4.30 [51]:

$$Valor_{actual} = \frac{Valor_{nominal}}{1 + \frac{i}{100}} \quad (4.30)$$

4.5.2. Costo del proyecto

El costo del proyecto es la suma de los costos asociados por la puesta en marcha del sistema de calentamiento solar y el conjunto de bombas de calor (Ec. 4.31), los costos considerados en este trabajo se desglosan de la siguiente manera:

$$C_p = \$BC + \$SCS \quad (4.31)$$

Costos asociados al sistema de calentamiento por bombas de calor* (\$BC)

Número de bombas de calor	10	
Precio unitario de bombas de calor	139,790.14	MXN
Precio total de bombas de calor	1,397,901.36	MXN
Instalación Hidráulica	157,036.76	MXN
Mano de obra de instalación eléctrica	156,139.41	MXN
Sistema de bombeo para las bombas de calor	108,676.47	MXN
Costo Total	1,819,754.01	MXN

*Precios brindados por HIDROTECNIA

Costos asociados al sistema de calentamiento solar (\$SCS)**

Número de colectores solares	484	
Área por colector	3.85	m^2
Área total instalada	1,863.40	m^2
Tubería de PVC y soportería		
Mano de obra de instalación		
Sistema de bombeo para el sistema		
Controles diferenciales de temperatura		
Costo final del m^2 de colector instalado y funcionando	1,766.09	MXN/ m^2
Costo Total	3,290,935.55	MXN

**Precios brindados por HELIOCOL

4.5.3. Tiempo de retorno de inversión (meses)

El número de meses de retorno de la inversión se obtiene cuando la suma de acumulado de ahorros tiene una intersección con el monto de la inversión para el proyecto (Ec.4.32) [53]:

$$TR_{inversión} \cong \frac{\$BC + \$SCS}{Ahorro_n} \quad (4.32)$$

4.5.4. Valor Presente Neto (VPN)

Para el cálculo del VPN para un análisis realizado a 10 años se utilizó la Ec. 4.33:

$$VPN = \sum_{n=1}^{n=10} \frac{A_n}{(1 + INF_a)^n} - C_p \quad (4.33)$$

y para el cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR) se utilizó la Ec. 4.34:

$$0 = \sum_{n=1}^{n=10} \frac{A_n}{(1 + TIR)^n} - C_p \quad (4.34)$$

donde:

Inflación anual del Banco de México (INF_a)	3.15 % [48]
Inflación anual de la electricidad (INF_{ee})	2.91 % [49]
Ahorro anual A_n	1,636,360.60 MXN
Costo del proyecto (C_p)	5,110,689.56 MXN

Capítulo 5

Análisis de Resultados

Para los datos de temperatura dentro de la alberca, se extrajo la información directamente de los sensores.

Mediante conexión directa a la base de datos por SQL, se obtuvieron los datos necesarios de un año completo para poder calcular el aporte de energía tanto del sistema de calentamiento solar como el auxiliar y así poder realizar un análisis técnico-económico de todo el sistema de calentamiento. Los datos obtenidos de las bombas de calor se obtuvieron de la instrumentación hecha en el sistema, por lo que son datos experimentales obtenidos en sitio.

5.1. Análisis de temperatura dentro de la alberca

A raíz del sensor faltante y con el objetivo de que se tenga un registro de temperatura que cubra toda la alberca, se hizo un análisis para determinar si era necesario recolocar alguno de los sensores puestos en marcha; para esto, se analizó en diferentes meses cada sensor y se sacó la diferencia de temperatura entre cada uno de ellos.

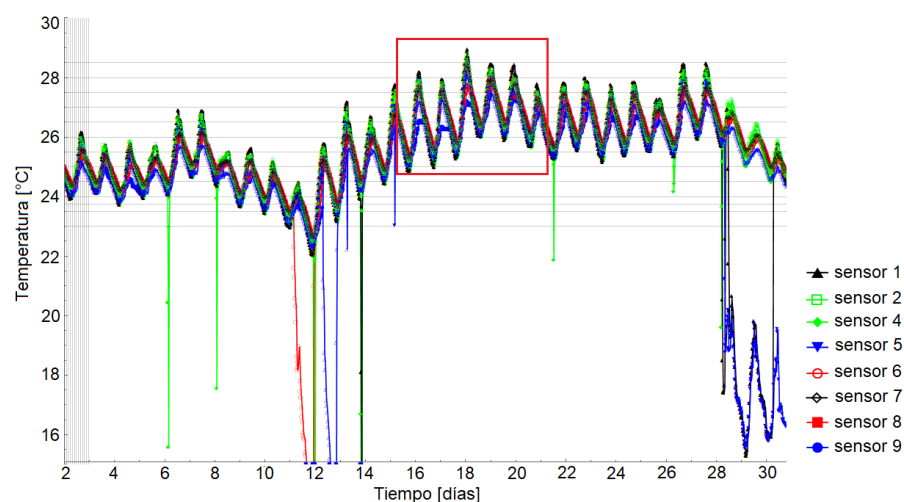


Figura 5.1: Mes de septiembre

En la Figura 5.1 se muestra la serie de tiempo del mes de septiembre donde, a grandes

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

rasgos, se observa que el comportamiento de temperatura registrado por los distintos sensores a distintas profundidades es similar entre sí. En la Figura 5.2 se observa que el sensor 9 muestra un comportamiento aplanado en sus picos de temperatura, esto debido a que se trata del sensor colocado a mayor profundidad a partir del espejo de agua, por lo que su rango en cuanto a cambio de temperatura durante el funcionamiento del sistema de calentamiento, es el más corto. Así mismo, se observa que existen lapsos de tiempo donde hay bajadas de temperatura drásticas registradas por distintos sensores.

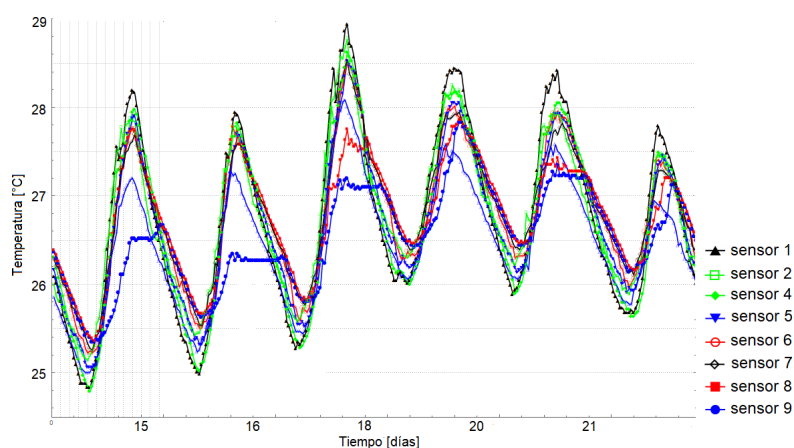


Figura 5.2: ComportamientoAlberca/figs/SemanaSeptiembre

Teniendo datos de temperaturas estables de la semana, se obtuvo en ese rango el valor máximo y mínimo de diferencia de temperatura entre los sensores mostrado en la Tabla 5.1. El valor mínimo es de una diferencia de temperaturas registrada entre dos sensores de $0.019\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el máximo de $0.784\text{ }^{\circ}\text{C}$; se trata de errores muy bajos por lo que la temperatura a lo largo de la alberca se comporta de manera similar.

	Valor de la diferencia de temperatura		Sensor correspondiente	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Enero	0.069	0.784	s6-s5	s5-s8
Febrero	0.097	0.673	s6-s5	s5-s8
Marzo	0.068	0.509	s8-s9	s5-s8
Julio	0.081	0.690	s6-s7	s5-s8
Septiembre	0.080	0.633	s6-s7	s5-s8
Octubre	0.047	0.446	s8-s9	s2-s8
Noviembre	0.019	0.721	s7-s2	s5-s8

Tabla 5.1: Valores de diferencia de temperatura

Los resultados permiten concluir que el sensor faltante (sensor 7) coincide con el que tiene la menor diferencia de temperatura con el sensor 2, que está instalado en la misma piscina pero en su otro extremo. Así mismo, en otros dos meses distintos presenta también la menor diferencia de temperatura diaria mensual con el sensor 6. Por lo que siendo en este caso el sensor con mayor cercanía en valores registrados de temperatura a otros dos sensores, no existiría impacto alguno si se mantienen los demás sensores en su lugar sin colocar uno nuevo en el faltante.

En la Figura 5.3 se muestra la temperatura del agua dentro de la alberca registrada por cada sensor en un día típico; se observa que es el sensor 1 el que registra las temperaturas

más extremas durante el día, y el sensor 9 el que tiene los valores más aplanados. De acuerdo a la Tabla 3.3 los sensores 1 y 9 corresponden a los sensores instalados a la menor y mayor profundidad en la alberca, es decir, 1.00 m y 4.96 m, respectivamente.

El sensor 5, instalado a una profundidad media de 1.54 m, registra valores medios entre los registrados por el sensor 1 y el 9. También se logra ver que el comportamiento de la temperatura es similar entre todos los sensores; a partir de media noche la temperatura empieza a descender hasta que las calderas empiezan su funcionamiento y llega a tener efecto a distintas profundidades de la alberca a partir de las 08:00 de la mañana.

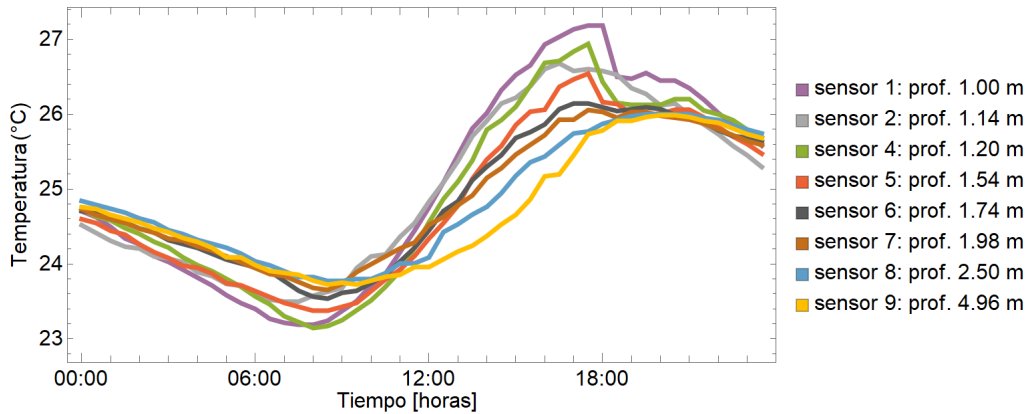


Figura 5.3: Temperatura de la alberca registrada en los sensores instalados dentro de la alberca a distintas profundidades. Fecha de datos: 12 de septiembre 2017

5.1.0.1. Comparación de temperatura ambiente con la temperatura de la alberca

Como se observa en la Figura 5.1, existen lapsos de tiempo durante el mes de septiembre donde hay decrementos drásticos de temperatura en sensores localizados que salen del comportamiento que lleva el resto. Para encontrar un motivo, se compararon estos comportamientos atípicos de la temperatura del agua de la alberca con la temperatura ambiente correspondiente.

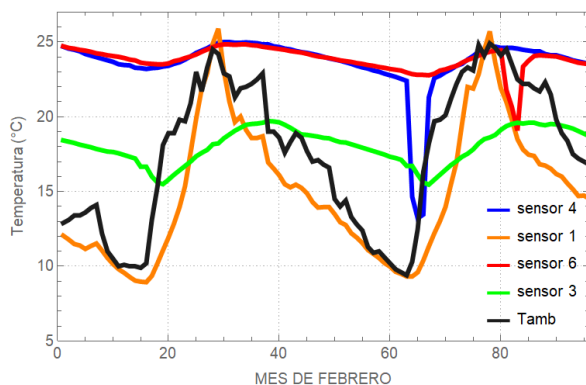


Figura 5.4: T_{amb} con $T_{alberca}$ (°C); febrero.

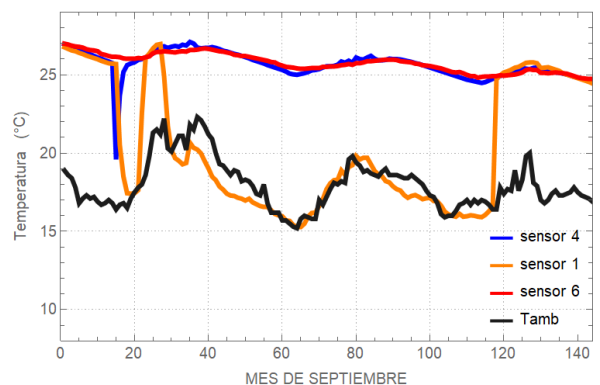


Figura 5.5: T_{amb} con $T_{alberca}$ (°C); septiembre.

En las Figuras 5.4 y 5.5 se observa que la temperatura que registra el sensor 1 efectivamente corresponde a la temperatura ambiente, que está representada en color negro.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Por lo tanto, se dedujo que los sensores que tienen caídas drásticas de temperatura y que empatan bien en comportamiento con la temperatura ambiente, son los que por fines de mantenimiento de la alberca (aspirado) son removidos en esos días.

5.2. Bombas de calor

De las diez bombas de calor instaladas en el cuarto de máquinas de la alberca olímpica, se instrumentó una de ellas para conocer las condiciones en las que trabaja y con ello obtener el aporte de energía que tienen de manera unitaria y escalado a las diez unidades. En la Tabla 5.2 se muestran las variables promedio de funcionamiento de la bomba de calor instrumentada. La diferencia de temperatura promedio (ΔT) de operación es de 2.42 °C con un flujo másico establecido de 124.7 kg/min y un COP real de 5.33, un 29.8% menos que el COP teórico de fábrica, lo cual considerando que no son unidades recientes, su funcionamiento es óptimo como parte del sistema de calentamiento integral de la alberca olímpica.

Se obtuvo además la potencia de entrada de la bomba de calor con un valor promedio de 3.95 kW; este dato se utiliza posteriormente para conocer cuanta electricidad se consume en las instalaciones y poder realizar un análisis tecno-económico más completo.

	Valor	Unidades
$T_{entrada BC}$	26.75	°C
$T_{salida BC}$	29.17	°C
Flujo másico	124.7	kg/min
Potencia de entrada	3.95	kW
COP teórico	7.6	-
COP real	5.33	-

Tabla 5.2: Valores promedio de funcionamiento de una de las diez bombas de calor ubicadas en el cuarto de máquinas.

5.3. Sistema de calentamiento solar

5.3.1. Eficiencia del S_1 y S_2 de colectores solares.

El sistema de calentamiento solar se compone de dos sistemas, el sistema 1 (S_1) y el sistema 2 (S_2), los cuales fueron analizados tanto como sistemas independientes y como sólo un sistema de calentamiento solar. En esta sección se muestra la eficiencia obtenida por el sistema S_1 y S_2 y las condiciones ambientales con las cuales se justifican los valores de eficiencia obtenidos.

Para obtener el aporte de energía mensual, se escogió un día típico de cada mes para realizar los cálculos en un periodo de un año, los cuales se muestran en la Tabla 5.6.

Se obtuvo en el día típico de mayo (23 de mayo 2017), mes caluroso, valores máximos de radiación y temperatura de 1,060.5 W/m^2 y 32.3°C, respectivamente; lo que indica condiciones óptimas para el buen funcionamiento de los sistemas de colectores solares, de los cuales se obtuvo eficiencias promedio para el S_1 de 29.4% y el S_2 de 33.7%. En la Figura 5.6 se observan para el mes de mayo, la eficiencia del sistema S_1 y S_2 , así como el comportamiento de la radiación solar en W/m^2 y la temperatura ambiente y de la alberca en °C.

En un mes frío como lo es diciembre (12 diciembre 2017) (Figura 5.7) se obtuvo una radiación y temperatura máxima de 865.4 W/m^2 y $24.2 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente, con eficiencias promedio menores que en un mes caluroso como es mayo de 25.8 y 27.2% para el sistema S_1 y S_2 , respectivamente. Las condiciones de los meses restantes del año estudiado se presentan en el Apéndice B.

	η_{S_1} [%]			Radiación [W/m^2]	T_{amb} [$^\circ\text{C}$]		ΔT [$^\circ\text{C}$]		\dot{m}_{op} [kg/s]	T_{amb} operación [$^\circ\text{C}$]
	Mín	Máx	Prom	Máx	Mín	Máx	Máx	Promedio	Promedio	Promedio
Enero	6.49	35.3	28	826.8	7.1	26.4	6.55	5.21	13.77	24.28
Febrero	5.31	41.2	27.4	906	10.8	28.4	7.05	5.30	13.80	25.85
Marzo	5.96	57	24	1036.4	10.5	28.6	7.55	5.94	12.03	25.89
Abril	8.04	34.9	23.5	1077.2	10.2	28.6	7.30	5.90	14.71	26.23
Mayo	18.63	50.7	29.4	1060.5	12.3	32.3	7.48	6.12	13.63	28.93
Junio	12.53	59.3	25.1	1086.3	14.5	28.6	6.85	5.95	13.99	26.13
Julio	5.37	47.8	24.1	1166.6	15.6	26.4	6.55	5.76	14.67	23.16
Agosto	5.57	56.9	23.8	1231.4	16.2	25.6	6.65	5.20	14.11	23.19
Sept	5.72	40.3	23.7	1075.9	8.7	24.8	6.65	5.07	13.78	22.36
Oct	9.89	54.1	24.1	913.3	6.6	24.7	6.45	5.05	13.69	21.41
Nov	8.84	36	22.4	942.5	7.6	25.4	6.30	5.18	13.62	22.72
Dic	5.64	49.5	25.8	865.4	6.3	24.2	6.05	5.11	12.76	22.23

Tabla 5.3: Valores de eficiencia, condiciones de operación y ambientales del S_1

El ΔT máximos registrados promedio anual para el S_1 fue de $7.48 \text{ }^\circ\text{C}$ y para el S_2 de $7.30 \text{ }^\circ\text{C}$, como se observa para el S_1 en la Tabla 5.3 y para el S_2 en la Tabla 5.4. Sin embargo en el promedio durante el día para el S_1 fue de $5.48 \text{ }^\circ\text{C}$ y $5.35 \text{ }^\circ\text{C}$ para el S_2 .

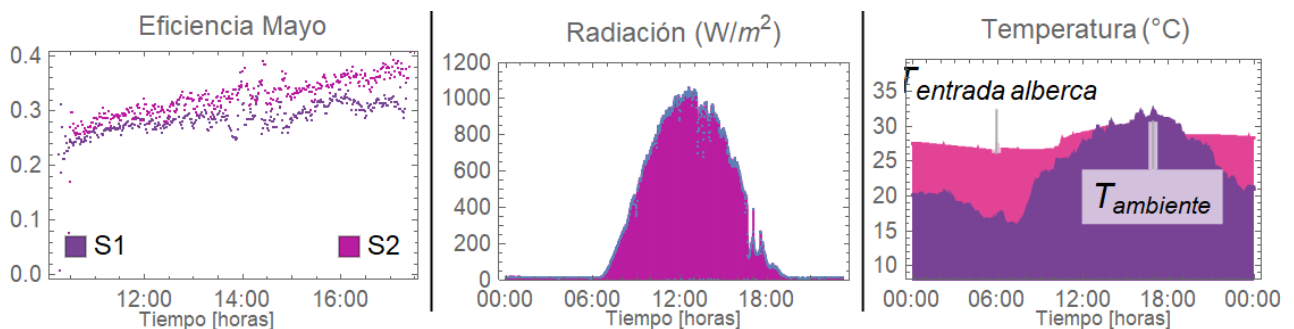


Figura 5.6: Condiciones ambientales y eficiencia de un día típico del mes de mayo.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

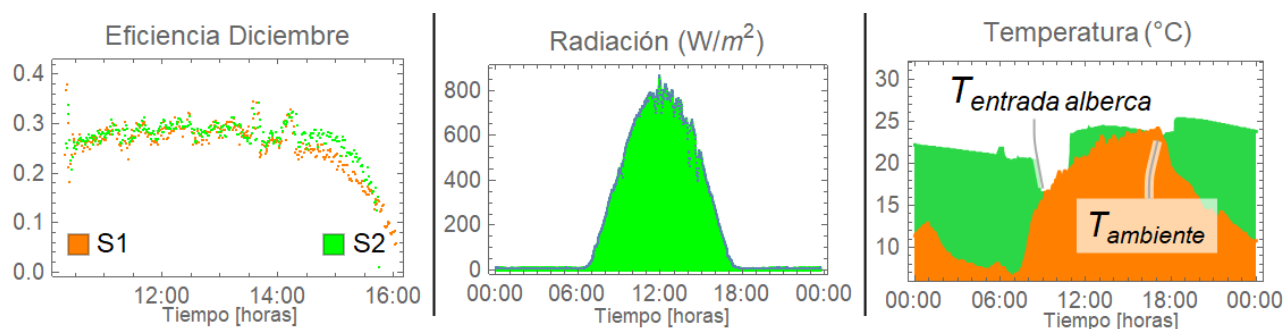


Figura 5.7: Condiciones ambientales y eficiencia de un día típico del mes de diciembre.

	η_{S_1} [%]			Radiación [W/m^2]	T_{amb} [°C]		ΔT [°C]		\dot{m}_{op} [kg/s]	T_{amb} operación [°C]
	Mín	Máx	Prom	Máx	Min	Máx	Máx	Promedio	Promedio	Promedio
Enero	6.02	59.90	34.80	826.80	7.10	26.40	6.40	4.45	12.80	24.24
Febrero	7.04	55.90	34.10	906.00	10.80	28.40	6.80	4.73	12.48	25.86
Marzo	8.14	59.90	30.30	1,036.40	10.50	28.60	7.00	5.71	12.14	25.89
Abril	10.54	46.90	31.20	1,077.20	10.20	28.60	7.30	5.89	12.41	26.23
Mayo	17.62	45.40	33.70	1,060.50	12.30	32.30	7.20	5.95	12.70	29.00
Junio	15.26	46.40	28.90	1,086.30	14.50	28.60	6.90	5.28	12.22	26.13
Julio	5.71	58.50	27.60	1,166.60	15.60	26.40	7.00	5.64	12.39	23.16
Agosto	8.62	59.90	25.90	1,231.40	16.20	25.60	6.90	5.49	11.88	23.19
Sept	9.49	30.00	25.20	1,075.90	8.70	24.80	7.00	5.57	12.66	22.36
Oct	9.64	57.60	28.10	913.30	6.60	24.70	6.60	5.67	11.89	21.41
Nov	6.68	42.70	26.60	942.50	7.60	25.40	6.50	5.46	12.93	22.72
Dic	6.17	34.30	27.20	865.40	6.30	24.20	5.90	4.31	12.68	22.23

Tabla 5.4: Valores de eficiencia, condiciones de operación y ambientales del S_2

En la Tabla 5.3 y 5.4 se muestra por mes la eficiencia máxima instantánea y promedio durante las horas de funcionamiento de cada uno de los dos sistemas independientes de calentamiento solar durante el año analizado, así como la radiación, temperatura ambiente, ΔT , el flujo másico de operación y la temperatura ambiente en el lapso de tiempo donde se mantuvo en operación el sistema. Se observa que las temperaturas más bajas son en diciembre y enero que coincide con los valores máximos más bajos del año de radiación como se muestra también en las Figuras 3.3, para temperatura, y 3.4, para la irradiancia.

En promedio anual el sistema S_1 tiene una eficiencia del 25.11 % y el S_2 de 29.47%. La eficiencia instantánea máxima del S_1 se presenta en el mes de julio con un valor de 59.32 % y la mínima en el mes de enero con un valor de 35.32 %. La eficiencia instantánea máxima del S_2 se presenta en el mes de marzo y la mínima en septiembre con un valor de 59.93 % y 29.97 %, respectivamente.

El sistema S_2 es quién presenta menor número de colectores solares comparado con el S_1 y alcanza mayores valores de eficiencia instantánea, pero los menores valores de ΔT máximos.

5.3.2. Eficiencia obtenida del colector solar marca Heliocol

La Figura 5.8 muestra el rendimiento térmico del colector usado en sitio comparado con la eficiencia de fábrica del mismo colector con datos de un lapso de un día completo de operación de los calentadores solares. La ecuación de rendimiento térmico de fábrica muestra un coeficiente de pérdida de calor de $-18.52 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ y la obtenida con la instrumentación en sitio presenta una pendiente más negativa de $-20.35 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. De igual manera, la eficiencia óptica de la ecuación de fábrica presenta mejores valores (0.83) que la calculada en sitio (0.73). Se obtuvo un coeficiente de determinación (R^2) de 0.45 en los datos, que es el 45 % de variación total en el eje y respecto a su media.

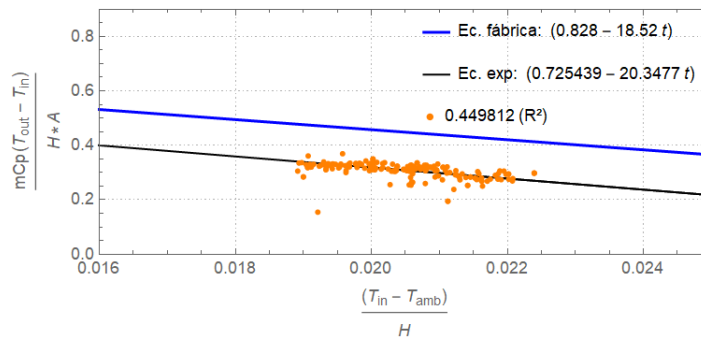


Figura 5.8: Eficiencia del colector solar marca Heliocol utilizado.

5.4. Pérdida de energía

En las instalaciones de la alberca olímpica de Ciudad Universitaria se encuentran ubicados tres espacios principales donde, en cada uno de ellos, se ubica un sistema de calentamiento distinto. Los espacios principales son: el sistema de calentamiento solar, el cuarto de máquinas que alberga los intercambiadores de calor de placa plana y las bombas de calor y el cuarto de calderas, los cuales se encuentran interconectados entre sí por medio de tubería subterránea. En esta sección se muestran los resultados, en porcentaje, de la pérdida de energía que existe por la falta de aislamiento de los dos distintos tramos de tuberías que conectan los tres espacios antes mencionados; así como la energía que se pierde por no hacer uso de la cubierta térmica adecuada en la alberca olímpica en horas donde las instalaciones no prestan servicio.

5.4.1. Tramo 1: Sistema de calentamiento solar - Cuarto de máquinas

El agua caliente obtenida de cada sistema de calentamiento solar es llevada, mediante tubería subterránea, al cuarto de máquinas donde el calor es cedido de manera indirecta al agua proveniente de la alberca olímpica, que corresponde al circuito primario de cada intercambiador de calor.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

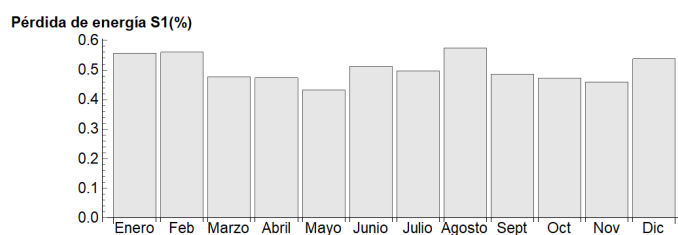


Figura 5.9: Pérdida de energía por tubería subterránea en el S_1 .

Se obtuvo que para el S_1 se pierde un promedio anual del 51.17% de energía y un decremento en la temperatura de llegada a los intercambiadores de calor promedio de 1.9°C , desde la salida de agua caliente del sistema de calentamiento solar. En la Figura 5.9 se puede observar que en los meses de agosto, diciembre, enero y febrero es cuando hay mayor pérdida de energía debido a las condiciones ambientales que se presentan en sitio, teniendo en agosto el mes con mayor pérdida de energía con un valor del 56%. Esta pérdida máxima en agosto puede ser debido a las temporadas de lluvia que se presentan en sitio.

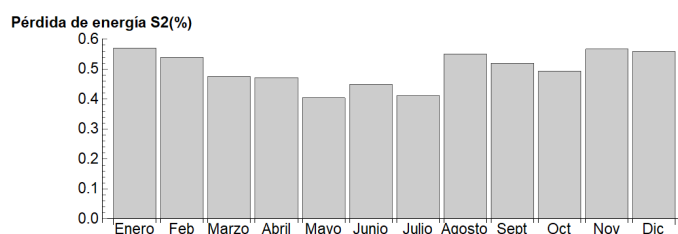


Figura 5.10: Pérdida de energía por tubería subterránea en el S_2 .

Para el S_2 , el porcentaje de pérdida de energía anual promedio, desde la salida del sistema de calentamiento solar a la entrada del intercambiador de calor, es de 51.73%, una pérdida mayor que el S_1 debido a que la tubería correspondiente al S_2 esta por debajo de la del S_1 . De igual manera los meses con mayor pérdida son los meses fríos y agosto, que se puede atribuir a la temporada de lluvias que se presenta en ese mes.

5.4.2. Tramo 2: Cuarto de máquinas - Cuarto de calderas

Así mismo existe un segundo tramo de tubería subterránea, la cual conecta el cuarto de calderas con el cuarto de máquinas. El agua de salida de cada intercambiador de calor es conectada, mediante esta tubería, a la entrada del intercambiador de tubos en el cuarto de calderas.

En la Figura 5.11 se muestra, para el día típico del mes de abril (11/04/2017), la temperatura a la que entra y sale en el intercambiador de calor y la temperatura a la que entra en el cuarto de calderas; se observa que la temperatura que llega al cuarto de calderas es menor que la proveniente de la salida del cuarto de máquinas. En la Figura 5.12 se observa la fracción de pérdida que se obtuvo durante el día. Se obtuvo un promedio anual de pérdida del 31.48%, en esa tubería.

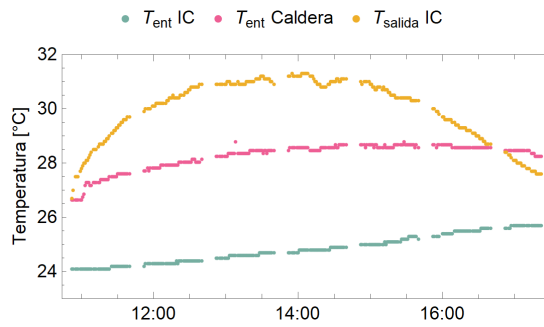


Figura 5.11: Temperaturas consideradas para el análisis de pérdida de energía en el tramo 2.

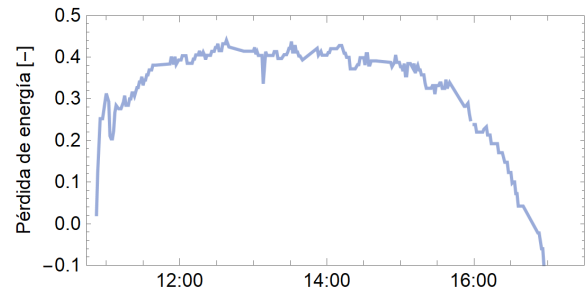


Figura 5.12: Fracción de pérdida de energía en el día típico del mes de septiembre.

5.4.3. Cubierta térmica de la alberca olímpica

Como se explicó anteriormente, el sensor 5, instalado a una profundidad de 1.54 m desde el espejo de agua en la alberca, es el que se encuentra a una profundidad media entre todos los sensores colocados; se mostró que registra valores de temperatura del agua que pueden ser considerados como valores promedio. Por ello el análisis mostrado en esta sección se realizó únicamente con datos reales del sensor 5.

Tomando un promedio mensual de los datos históricos de los cuales se tiene registro; se obtuvo la pérdida de energía que se tiene desde el cierre de las instalaciones de la alberca olímpica en CU que es a las 19:00 horas, hasta antes de que inicien en operación las calderas que es a las 07:00 horas del día siguiente.

Del lapso de tiempo analizado, en ningún momento se hizo uso de la cubierta térmica, por lo que los valores de temperatura aquí presentados reflejan la pérdida en la que el agua de la alberca interactúa en todo momento con el ambiente.

Debido a que no se ha cuantificado las pérdidas que se tiene por el no uso de la cubierta térmica, el personal en sitio no ha tenido la motivación para realizar esta práctica con un horario establecido.

Se muestra en la gráfica de la Figura 5.13 que en los meses donde hay mayor disminución de temperatura es en los meses de diciembre y enero con diferencias de temperatura (ΔT) de 5.06 y 5.04 °C, respectivamente. El decremento de temperatura promedio durante la noche es de 4.26 °C.

La pérdida, en porcentaje, de energía que se tiene por no hacer uso de la cubierta térmica considerando los seis millones de litros de agua que tiene la alberca olímpica y el ΔT que se tiene durante la noche es, en promedio anual del 18.4 %.

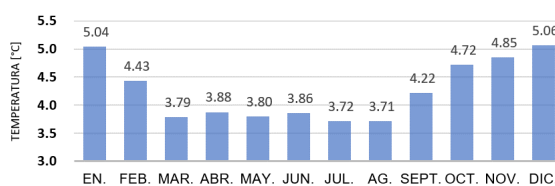


Figura 5.13: °C perdidos durante las horas que no hay servicio en las instalaciones.

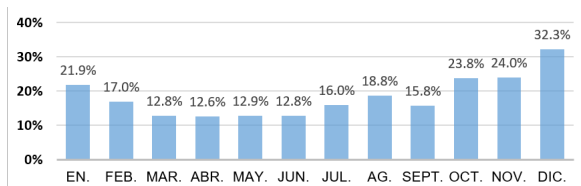


Figura 5.14: Valores en porcentaje de pérdida promedio mensual.

5.5. Eficiencia de los IC de placa plana

El intercambiador de calor de placa plana se compone de dos circuitos: el primario, el cuál tiene contacto con el sistema de calentamiento solar y el secundario, por donde pasa el agua proveniente de la alberca olímpica.

Calculando la efectividad de cada intercambiador de calor, se obtuvo para el S_1 un valor promedio anual del 83.88 % y para el S_2 de 86.75 %. En el Apéndice B se muestran los valores promedios obtenidos mensuales y, en la Figura 5.15 se muestra el comportamiento de la efectividad del intercambiador de calor en dos distintos meses, se observa que en el mes caluroso la eficiencia es mayor que en el mes frío.

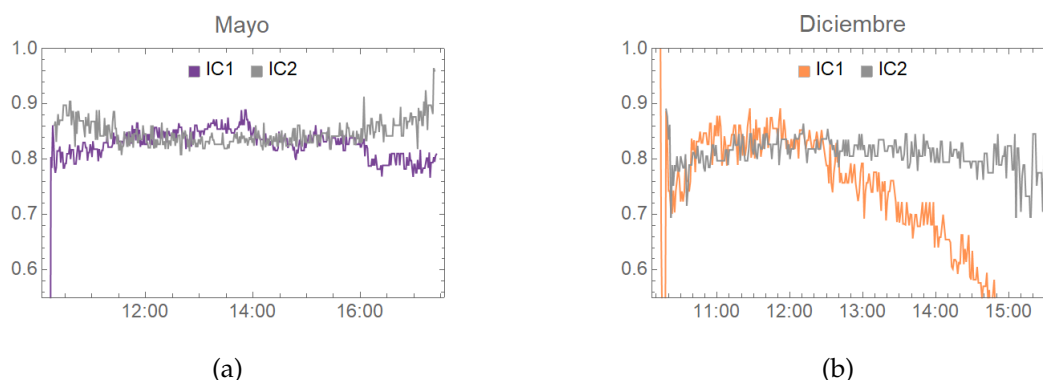


Figura 5.15: Eficiencia del intercambiador de calor en los meses de a) mayo y b) diciembre.

5.6. Funcionamiento de un día típico: 12 de septiembre 2017

En esta sección se muestra como se comporta un día típico en la alberca olímpica cuando todo el sistema de calentamiento integral está funcionando.

En la Figura 5.16 se muestra la eficiencia que tiene el sistema S_1 y S_2 de calentamiento con colectores solares para el día típico de septiembre, cuyos valores promedio de eficiencia del día son, 23.7 % y 25.21 %, respectivamente.

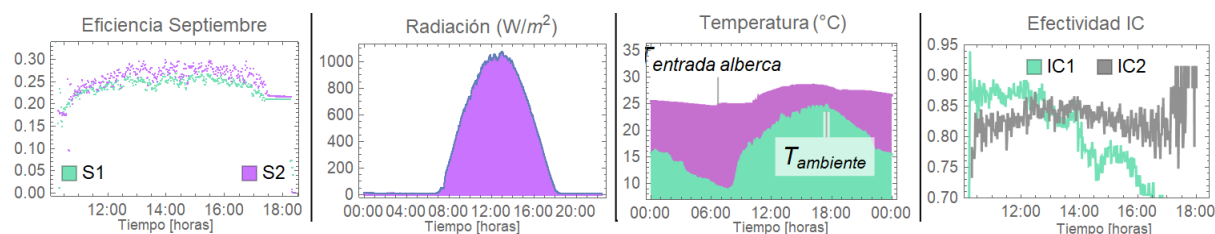


Figura 5.16: Condicionales ambientales del día típico de septiembre

En la Tabla 5.5 se muestran las temperaturas máximas y mínimas que registran los sensores a la entrada y salida de la alberca, en el día.

	Máxima	Mínima
$T_{entrada}$ alberca	28.6 °C	23.5 °C
T_{salida} alberca	27.9 °C	24.8 °C

Tabla 5.5: Valores de temperatura relacionados con la alberca.

En la Figura 5.17 se observa que la temperatura del agua dentro de la alberca después de media noche empieza a descender como lo hace la temperatura ambiente, es a partir de que las condiciones ambientales son más favorables para el calentamiento de la alberca y que las calderas empiezan a funcionar cuando la temperatura del agua dentro de la alberca empieza a subir.

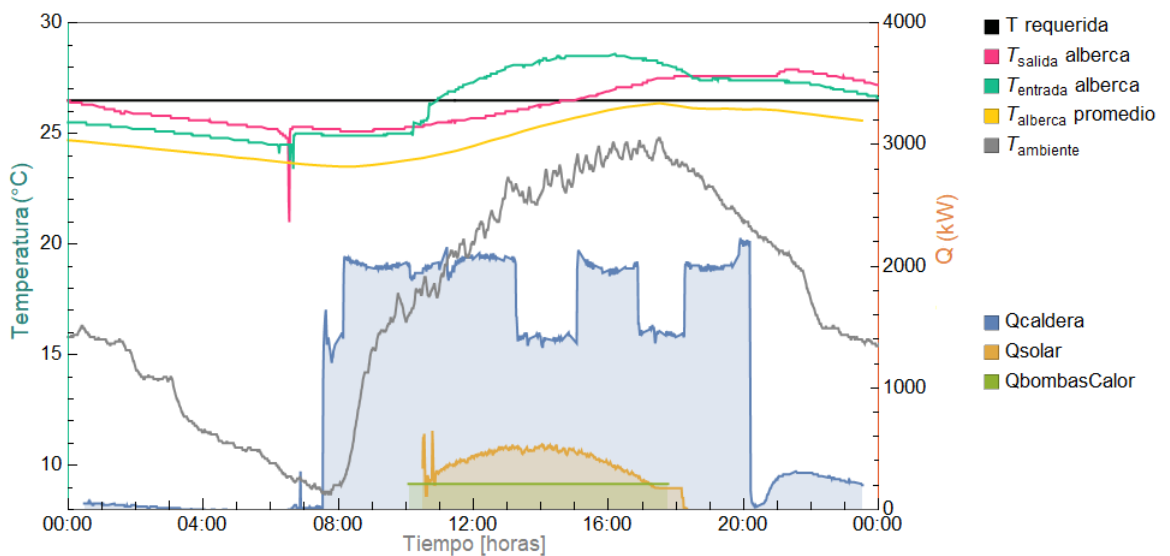


Figura 5.17: Comportamiento del sistema de calentamiento integral con la temperatura ambiente y la temperatura de la alberca.

Después de hora y media de funcionamiento de las calderas, es cuando notablemente se logra que el agua, calentada por el sistema de calentamiento integral, que llega a la entrada de la alberca registre la temperatura requerida de calentamiento que son los 26.5 °C, manteniéndose por arriba de la temperatura requerida lo que resta del día.

Se observa en la Figura 5.17, que el agua calentada por el sistema de calentamiento integral logra que esta llegue a la temperatura requerida a la entrada de la alberca; sin embargo, en la Figura 5.18, se muestra que la temperatura promedio registrada por los sensores a distintas profundidades distribuidos en toda la alberca apenas logra llegar a la temperatura requerida, teniendo su valor máximo al mismo tiempo que la temperatura ambiente lo logra, a las 17:16 horas.

Se observa también en la Figura 5.17 que el horario de funcionamiento de las bombas de calor es similar a las horas de funcionamiento del sistema de calentamiento solar, pero la energía que aporta durante el día las diez bombas de calor es menor que la energía aportada por el sistema de calentamiento solar, y conjuntamente aportan durante todo el día un 27.9% de la energía total requerida en el día.

La energía entregada por las calderas de las 20:00 a las 24:00 horas es el remanente que

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

disminuye conforme el sistema pasa más tiempo sin uso, lo que nos dice que el tiempo de paro absoluto no es inmediato.

Como se vio en la sección 5.1, los registros de temperatura del agua de la alberca olímpica más distantes entre sí son los que se encuentran colocados a mayor o menor profundidad. El sensor 5 instalado a una profundidad media de 1.54 m registra valores intermedios entre los registrados por el sensor 1 y 9, que se trata del sensor más y menos profundo, respectivamente, como se observa en la Figura 5.18.

De aquí se concluye que el comportamiento de la temperatura varía según la profundidad en la que se mida. El registro de la temperatura a mayor profundidad, indica una menor pérdida de energía durante la noche, pero también es la zona donde hay menor ganancia de energía durante el día, lo que nos dice que a mayor profundidad en la alberca, hay menor cambio de temperatura en el agua.

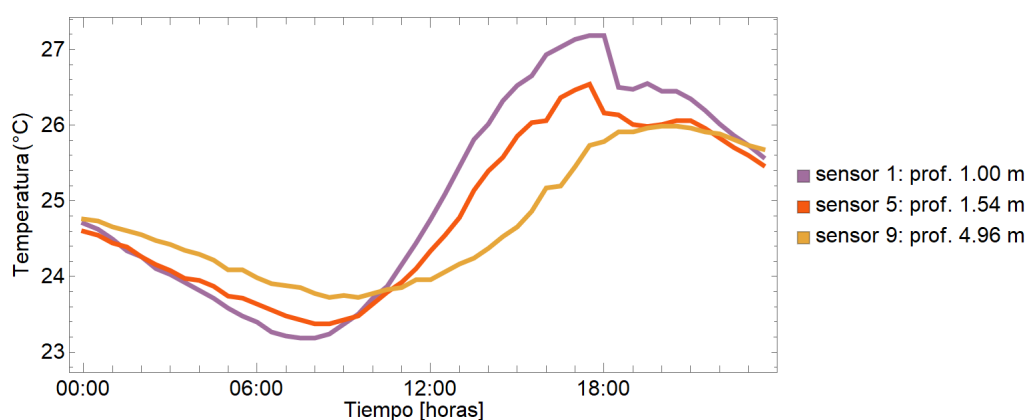


Figura 5.18: Temperatura de la alberca registrada en los sensores instalados dentro de la alberca a las tres profundidades más representativas, máxima, mínima y a la promedio en el día típico de septiembre.

Lo contrario pasa con el comportamiento de temperatura registrada en el sensor colocado a menor profundidad; en este caso, se tendrá la pérdida y ganancia de energía más alta registrada en toda la alberca durante el día, ya que es la superficie de la alberca quien tiene la interacción con el ambiente. El sensor 5 que se encuentra a una profundidad media entre las dos profundidades extremas, presentara valores de temperatura que pueden ser considerados como valores promedio.

5.7. Aporte de energía

Se utilizó un día representativo de cada mes para realizar los balances de energía y obtener así la energía entregada por cada sistema de calentamiento. En la Tabla 5.6 se muestran las fechas de los días utilizados para cada mes.

EN.	FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.	AG.	SEPT.	OCT.	NOV.	DIC.
27/01/2017	28/02/2017	29/03/2017	11/04/2017	23/05/2017	12/06/2017	15/07/2017	24/08/2017	12/09/2017	26/10/2017	04/11/2017	04/12/2017

Tabla 5.6: Día típico escogido de cada mes.

5.7.1. Día típico escogido por mes

El sistema de calentamiento solar tiene en promedio 7.74 horas diarias de funcionamiento al año, las bombas de calor se establece su funcionamiento en 8 horas diarias y el sistema de calentamiento auxiliar tiene, en un promedio anual, 7.5 horas de funcionamiento al día.

El horario de funcionamiento del sistema de calentamiento auxiliar durante el año se divide en dos periodos, para temporadas de lluvias donde se consideran los meses de mayo, junio, julio y agosto, el tiempo de operación de las calderas es de 9.5 horas. En los meses restantes, el lapso de tiempo de operación es de 6.5 horas.

Se observa en la Figura 5.19 las horas al día que están en funcionamiento cada sistema de calentamiento; se observa que en los meses de mayo, junio y julio, donde es temporada de lluvias, el sistema de calentamiento auxiliar, que son las calderas, operan en promedio 9.5 horas al día ya que debe respaldar más al sistema de calentamiento solar y bombas de calor debido a que son meses nublados donde las condiciones climáticas no logran un cielo despejado para obtener el mejor aprovechamiento del recurso solar.

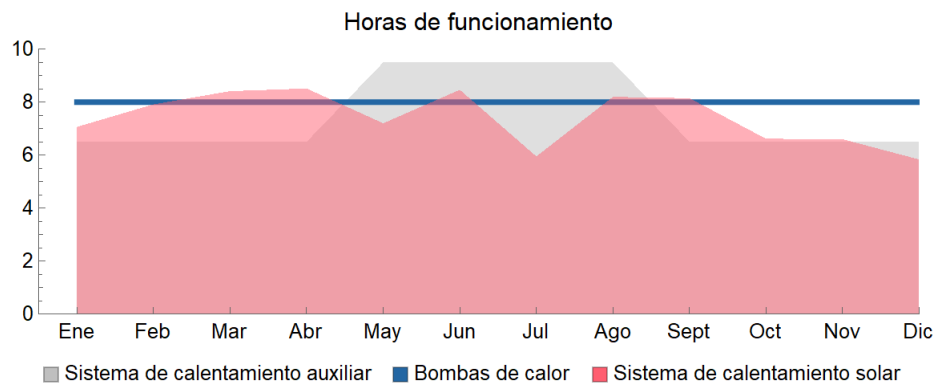


Figura 5.19: Horas de funcionamiento de cada sistema de calentamiento.

En la Figura 5.20 se observa que la energía constante aportada por las bombas de calor en un día típico en sus ocho horas de funcionamiento, es menor a la energía aportada por el sistema de calentamiento solar; exceptuando el mes de diciembre donde las horas de funcionamiento de este último son las más bajas debido al bajo recurso solar disponible. Esto nos dice que el aporte de energía de las bombas de calor es equivalente a un 60.46 % del aporte total que tiene los 484 colectores instalados.

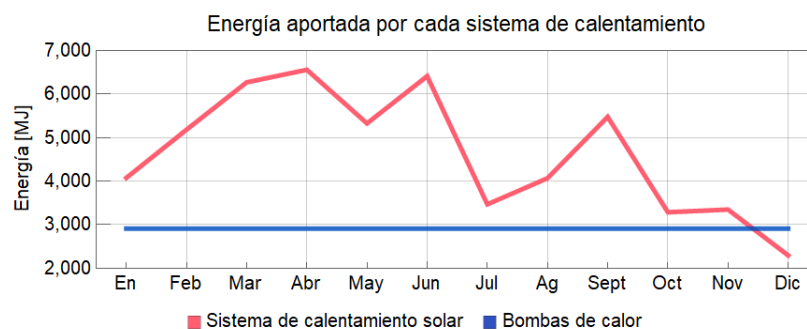


Figura 5.20: Energía aportada en un día típico del sistema de calentamiento solar y bombas de calor [MJ] (Tabla 5.6).

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

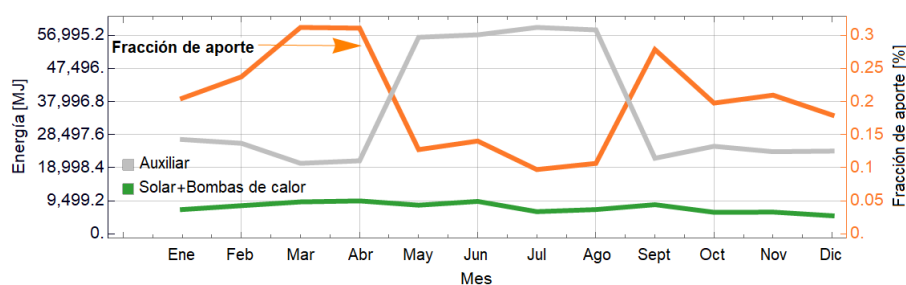


Figura 5.21: Fracción de aporte del sistema del sistema de calentamiento solar en conjunto con las bombas de calor y energía aportada por ambos y el sistema auxiliar en el día típico de cada mes [MJ] (Tabla 5.6).

Los meses donde mayor fracción de aporte tienen en conjunto el sistema de calentamiento solar y las bombas de calor en el sistema de calentamiento integral, es cuando las calderas funcionan al día 6.5 horas; y los meses donde hay mayor uso de calderas, la fracción de aporte es menor como se muestra en la Figura 5.21.

5.7.2. Mensual

En la Tabla 5.7 se muestra la energía mensual obtenida de cada sistema así como el porcentaje que aporta para el calentamiento de la alberca olímpica considerando los días de funcionamiento que tienen las instalaciones durante un año escolar. Se obtuvo que funcionando simultáneamente las bombas de calor y el sistema de calentamiento solar se podría cubrir hasta un 31.2 % de la energía requerida usando estas dos tecnologías, esto en el mes de marzo; y un mínimo de 5.3 % en el mes de julio, como se puede observar también en la Figura 5.22.

Mes	Bombas de calor		Sistema Solar		Total	Sistema auxiliar	
	MJ-mes	% aportado	MJ-mes	% aportado	% aportado	MJ-mes	% aportado
En.	66,962.31	8.5 %	93,807.21	12.0 %	20.5 %	495,379.86	79.5 %
Feb.	69,873.72	8.5 %	124,441.84	15.2 %	23.7 %	476,067.06	76.3 %
Mar.	75,696.53	9.9 %	163,127.55	21.3 %	31.2 %	362,344.83	68.8 %
Abr.	72,785.12	9.6 %	164,061.24	21.5 %	31.1 %	361,569.17	68.9 %
May.	69,873.72	4.5 %	127,902.94	8.2 %	12.7 %	1,182,239.29	87.3 %
Jun.	75,696.53	4.4 %	166,831.87	9.7 %	14.0 %	1,277,569.90	86.0 %
Jul.	20,379.83	4.4 %	24,285.96	5.3 %	9.7 %	374,589.53	90.3 %
Ag.	75,696.53	4.4 %	105,843.49	6.2 %	10.7 %	1,360,561.19	89.3 %
Sept.	69,873.72	9.7 %	131,496.21	18.2 %	27.9 %	376,086.81	72.1 %
Oct.	75,696.53	9.3 %	85,500.34	10.5 %	19.8 %	524,725.47	80.2 %
Nov.	66,962.31	9.7 %	77,041.30	11.2 %	21.0 %	429,066.54	79.0 %
Dic.	34,936.86	10.0 %	27,548.43	7.9 %	18.0 %	234,157.91	82.0 %
Total	774,434	7.75 %	1,291,888	12.3 %	20.02 %	7,454,358	79.98 %

Tabla 5.7: Fracción de energía que aporta cada uno de los sistemas de calentamiento

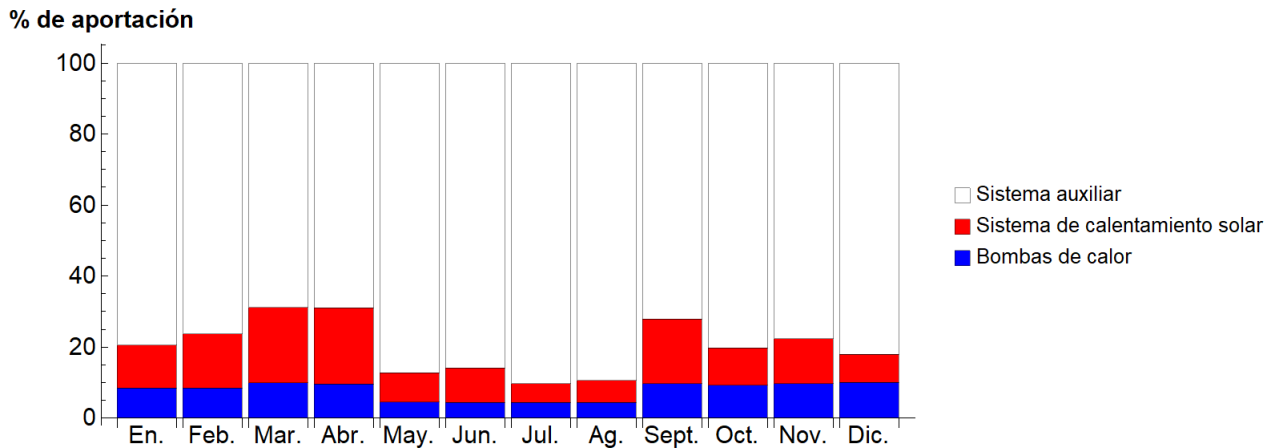


Figura 5.22: Fracción de aporte de energía de las bombas de calor, el sistema de calentamiento solar y del sistema de auxiliar.

Anualmente, se tiene que el sistema de calentamiento solar combinado con las bombas de calor aportan en promedio un 20.02 % de la energía total requerida para el calentamiento del agua de la alberca olímpica; teniendo entonces que el sistema auxiliar tiene una participación del 79.98 %.

Se considera como sistema auxiliar ya que como se mencionó en la sección 3.2.1 se planea en un futuro la implementación de dos sistemas adicionales (S_3 y S_4), con lo cual se espera que el porcentaje de participación de las bombas de calor y el sistema de calentamiento solar funja como fuente principal de calentamiento de agua de la alberca olímpica.

Con el sistema de calentamiento solar y las bombas de calor trabajando simultáneamente se busca lograr reducir las horas de funcionamiento de las calderas, en la Figura 5.23 se observa mediante la imagen de la derecha la pantalla del sensor de temperatura colocado en el flujo de agua con dirección a la alberca olímpica, la cual indica una temperatura de 26.5 °C lo que nos dice, de acuerdo a la consigna de la imagen derecha, que el sistema de calentamiento integral puede mantener esa temperatura sin la ayuda de las calderas.

Es entonces, cuando el operador en turno debe estar al tanto de que la consigna se cumpla en la pantalla del sensor de temperatura ya que no es una orden que se realice de manera automática.

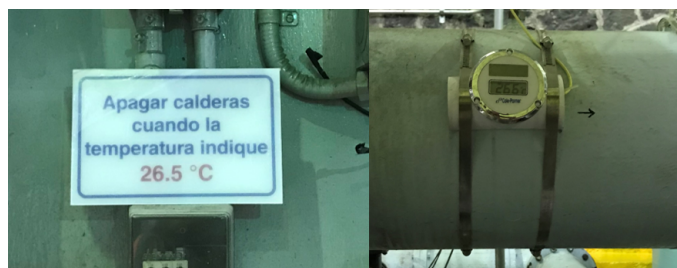


Figura 5.23: Consigna para apagar las calderas.

Obteniendo la energía aprovechada del sistema de calentamiento solar y las bombas de calor, es posible conocer cuantos kg de gas LP son equivalentes a la energía aportada por los sistemas, es decir, el ahorro de consumo de este combustible; así mismo, se puede conocer cuántas toneladas de dióxido de carbono (CO_2) se evitan emitir a la atmósfera y el ahorro

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

monetario por la cantidad de gas LP no consumida a lo largo de los meses (Figura 5.24-5.27).

Se observa que el comportamiento de los ahorros en los diversos rubros es similar ya que parten de la energía aportada por el sistema de calentamiento por bombas de calor y colectores solares.

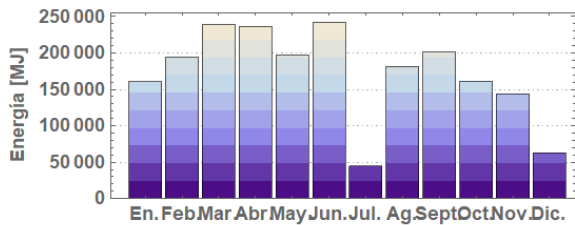


Figura 5.24: Energía aprovechada

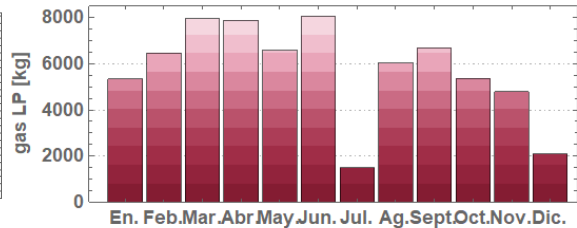


Figura 5.25: Cantidad de gas LP ahorrado

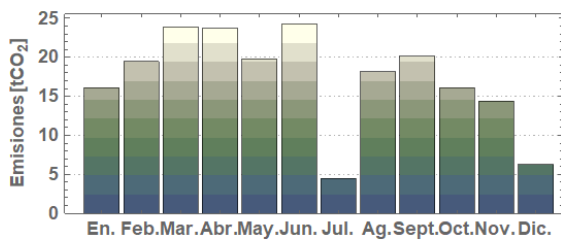


Figura 5.26: Emisiones no emitidas

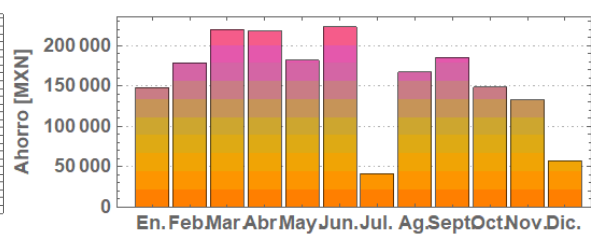


Figura 5.27: Ahorro monetario

Para mantener el funcionamiento correcto del sistema de calentamiento integral, se considera el consumo de energía eléctrica de los equipos considerados en la Tabla 4.3.

En la Figura 5.27 se muestra el ahorro monetario por el no consumo de gas LP. Anualmente se ahorra por consumo de gas LP la cantidad de 2,173,389 MXN; sin embargo, el ahorro neto que se utiliza para el análisis económico es considerando el consumo de energía eléctrica que mantiene activos tanto al sistema de calentamiento solar como a las bombas de calor el cual, mensualmente, se muestra en la Figura 5.28. De esta manera el ahorro anual neto es de 1,636,360 MXN.

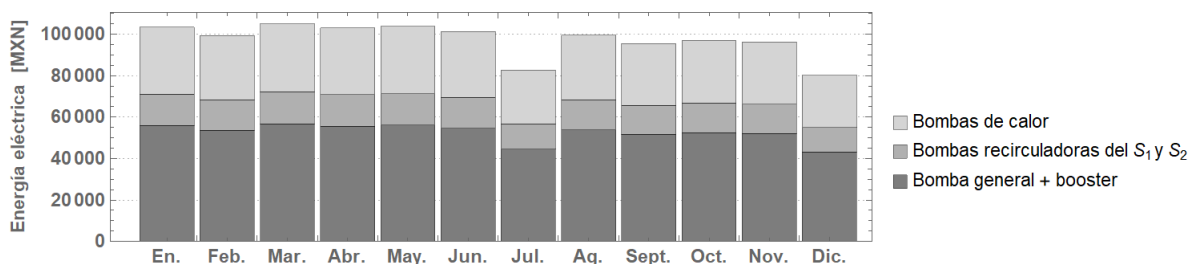


Figura 5.28: Consumo de energía eléctrica para el funcionamiento del sistema de calentamiento integral.

5.8. Ahorro implicado por el funcionamiento del sistema de calentamiento integral

Para poder conocer el ahorro real implicado por el uso de colectores solares y bombas de calor, se debe incluir en el análisis el costo de energía eléctrica consumida por las bombas hidráulicas que mantienen los sistemas en circulación y la energía eléctrica que consumen las diez bombas de calor.

Para calcular el ahorro sabiendo cuanta energía es capaz de entregar cada sistema y cuanta energía eléctrica se usa para mantener en funcionamiento los sistemas, se suponen tres escenarios posibles, que son:

1. Escenario 1: Funcionamiento del sistema de calentamiento integral (funcionamiento del sistema de calentamiento por bombas de calor, solar y auxiliar)
2. Escenario 2: Funcionamiento del sistema de calentamiento solar y auxiliar
3. Escenario 3: Funcionamiento de las bombas de calor y sistema de calentamiento auxiliar.

Con ello se obtiene el ahorro en dinero (MXN), en litros de gas y en toneladas de CO₂ que implica el uso de colectores solares y bombas de calor.

Sistema de calentamiento	Ahorro anual				
	Dinero (MXN)	Gas LP (litros)	Emisiones (ton CO2)	Considerando Gas (%)	Considerando Gas + energía eléctrica (%)
Escenario 1	\$ 1,636,360.60	157,720.70	249.20	26.06 %	17.21 %
Escenario 2	\$ 1,325,173.18	108,659.96	171.68	16.61 %	13.50 %
Escenario 3	\$ 311,187.41	49,060.75	77.52	6.87 %	2.87 %

Tabla 5.8: Ahorro implicado por el uso de colectores solares y bombas de calor en los tres distintos escenarios planteados.

En la Tabla 5.8 se observa que el ahorro anual total por consumo de gas es del 26.06 %, el cual disminuye un 8.85 % por consumo de energía eléctrica para el recirculamiento de agua y funcionamiento de las bombas de calor, por lo que el ahorro total anual neto es del 17.21 % para el caso donde se considera el funcionamiento simultáneo de los colectores solares y las bombas de calor. Se observa también que el solo uso de bombas de calor con el sistema auxiliar tiene solamente un ahorro neto del 2.87 % y el uso de colectores solares con el sistema auxiliar un 13.50 %.

El ahorro promedio anual se muestra en la Tabla 5.8; mensualmente, en la Figura 5.29 se observa como el mes con mayor ahorro se presenta en el mes de marzo y, es el mes de julio donde el costo por el funcionamiento del sistema de calentamiento (S.C) integral por la energía consumida por las bombas hidráulicas y bombas de calor es mayor que el costo implicado solo uso del S.C convencional. El costo de energía eléctrica por las bombas hidráulicas recirculadoras y bombas de calor ocupan, en promedio anual, un 5.1 % de lo equivalente al costo de gas usado en el S.C convencional.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

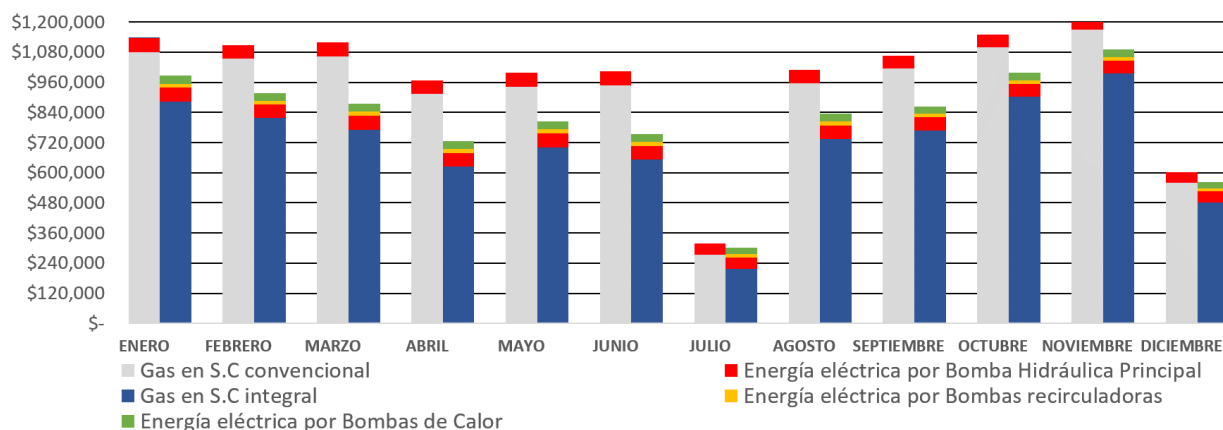


Figura 5.29: Comparación de costos por mes del Sistema de calentamiento convencional y el integral.

5.9. Pérdidas por falta de aislamiento

Como se vio en la sección 5.4, la falta de aislamiento en las tuberías hace que se pierda en el primer tramo, casi la mitad de energía que logran los colectores solares y un tercio de energía en el tramo que va del cuarto de máquinas al cuarto de calderas. Así mismo existe pérdida de energía por no hacer uso de la cubierta térmica que cubre la superficie de la alberca olímpica en las horas donde no hay actividades en las instalaciones.

En esta sección se hace un supuesto, primero ideal, donde se puede recuperar el 100 % de la energía perdida y después donde se puede lograr recuperar un 30 % de energía, esto para ambos tramos de tubería subterránea como en la superficie de la alberca olímpica.

Promediando las pérdidas de energía que tiene cada sistema para los tramos de tuberías subterráneas, en el tramo 1 existe una pérdida de energía del 51.45 % y 31.48 % para el tramo 2. La pérdida anual promedio por no hacer uso de la cubierta térmica es del 18.38 %. El supuesto de energía recuperada sería para el aporte que dan los colectores solares ya que son los que se encuentran en contacto con los intercambiadores de calor.

5.9.1. Recuperación de energía en un 100 %

En la Tabla 5.9 se muestra en dinero, litros de gas LP y emisiones de CO₂ que se ahorraría si las tuberías subterráneas aisladas y el uso de la cubierta térmica evitaran al 100 % las pérdidas. Los resultados fueron que el ahorro es más significativo por el aislamiento del tramo 1, seguido del aislamiento del tramo 2 y finalmente el uso de la cubierta térmica. La suma, ya sea de dinero ahorrado como de litros de gas LP, muestra que se ahorraría al año, sin pérdidas, un mes y medio de consumo de gas LP.

<i>Pérdida de ahorro anual</i>	<i>aislamiento tramo 1</i>	<i>aislamiento tramo 2</i>	<i>aislamiento ambos tramos</i>	<i>cubierta térmica</i>	<i>aislamiento y cubierta</i>
Dinero (MXN)	\$ 770,281.74	\$ 456,843.08	\$ 1,227,124.82	\$ 247,092.16	\$ 1,474,216.98
Gas LP (litros)	55,898.53	33,152.62	89,051.15	17,931.22	106,982.36
Emissiones (ton CO ₂)	88.32	52.38	140.70	28.33	169.03

Tabla 5.9: Pérdida de ahorro ideal por falta de aislamiento y uso de la cubierta térmica.

Como se vio en la sección 5.8, tal y como se encuentran las instalaciones de la alberca olímpica se ahorraría un 17.21 % por el uso del sistema de calentamiento integral; sin embargo, si idealmente se recuperara toda la energía que se pierde, el ahorro promedio anual sería del 38.73 %. Esto se logra ver en la Figura 5.30, donde además se muestran los casos de ahorro que se tendría si solo se aíslan una o ambas tuberías o bien solo hacer uso de la cubierta térmica.

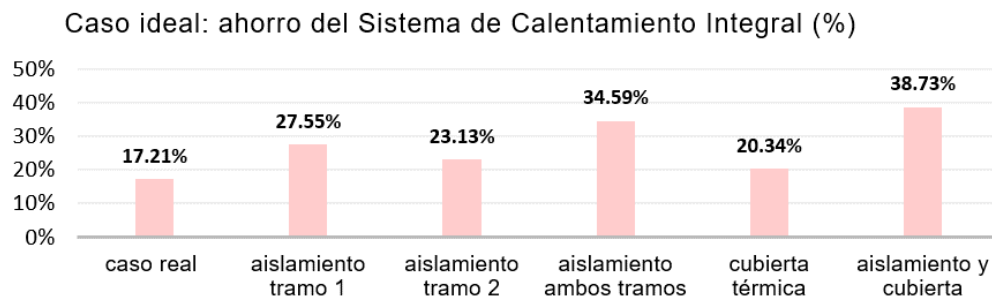


Figura 5.30: Comparación de porcentaje de ahorro promedio anual ideal por el uso del sistema de calentamiento integral en casos donde se aísla por tramos, se hace uso de la cubierta térmica y todo en conjunto.

5.9.2. Recuperación de energía en un 30 %

En el supuesto más real de que el uso de materiales aislantes para las tuberías subterráneas y el uso de la cubierta térmica cuando no este en uso la alberca olímpica recuperaran un 30 % de la energía pérdida se tiene que se ahorraría \$442,265 MXN, 32,095 litros y 50.71 ton CO₂, que representa aproximadamente la mitad de lo que se gasta por el consumo de gas LP en un mes promedio (Tabla 5.10).

En la Figura 5.31 se muestra que el ahorro, por uso de aislamiento y cubierta térmica, aumentaría un 5.72 % anual comparado contra el caso real.

De acuerdo a la Ec. 4.28, el ahorro en porcentaje considera el consumo tanto de gas como energía eléctrica teniendo de base el escenario 1, que incluye los sistemas de colectores solares y bombas de calor.

Se observa en la Figura 5.31 que la diferencia entre el uso de la cubierta térmica y el uso en conjunto de la cubierta térmica con el aislamiento mejora solo un 4.8 %, esto es porque, en dinero, los montos son muy grandes y aplicando la Ec. 4.28 no se logra ver una diferencia sustancial. Sin embargo, en cuanto a dinero se refiere entre solo el uso de cubierta y el uso en conjunto de la cubierta con el aislamiento se tiene una diferencia de \$ 299,795 MXN anual, que es de esa manera donde se logra ver la diferencia que existe entre los dos casos.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

<i>Pérdida de ahorro anual</i>	<i>aislamiento tramo 1</i>	<i>aislamiento tramo 2</i>	<i>aislamiento ambos tramos</i>	<i>cubierta térmica</i>	<i>aislamiento y cubierta</i>
Dinero (MXN)	\$ 231,084.52	\$ 137,052.92	\$ 368,137.45	\$ 74,127.65	\$ 442,265.09
Gas LP (litros)	16,769.56	9,945.79	26,715.34	5,379.36	32,094.71
Emissiones (ton CO ₂)	26.50	15.71	42.21	8.50	50.71

Tabla 5.10: Supuesto de recuperación del 30 % por pérdidas de energía en los dos tramos de tubería subterránea y por la cubierta térmica de la alberca olímpica.

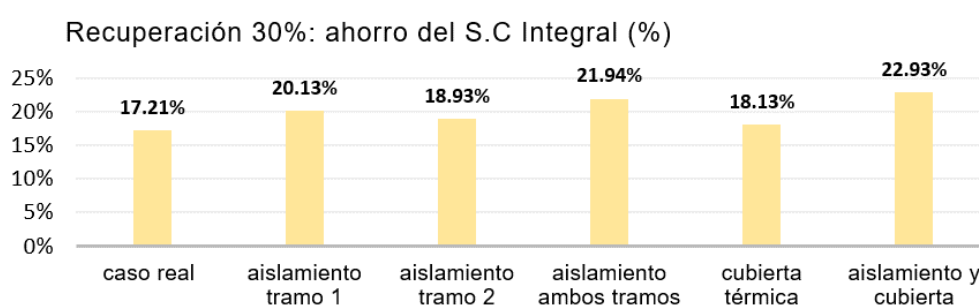


Figura 5.31: Comparación de porcentaje de ahorro promedio anual por el uso del sistema de calentamiento integral en casos donde se aísla por tramos, se hace uso de la cubierta térmica y todo en conjunto en el caso donde se recupera el 30 % de la energía que se pierde.

Debido a que por las tuberías subterráneas no circula un fluido de trabajo de altas temperaturas, se considera que un aislamiento en la tubería de 3/4 de pulgada es suficiente para lograr recuperar en ambos tramos un 30 % de la energía.

El aislamiento para bajas temperaturas considerado, tiene un costo aproximado a diciembre 2020, de \$150 MXN por metro lineal. La distancia que recorre el fluido en tubería subterránea, del tramo 1 es de 50 metros y en el tramo 2 de 40 metros. El costo de mano de obra se considera que es un 50 % adicional del costo de material por lo que en total, el aislar ambas tuberías representaría un costo de \$40,500 MXN.

La razón por la que desde un principio no se aislaron las tuberías subterráneas que se encuentran sobre trincheras, fue porque no se trata de un sistema de calentamiento que maneje altas temperaturas y anteriormente no se había cuantificado las pérdidas en estas tuberías por lo que no se conocía la dimensión de las pérdidas. Considerando que el costo del aislamiento es bajo comparado con el ahorro del 30 % por recuperación de la energía, valdría la pena aislar los tramos de tuberías y hacer del uso de la cubierta una práctica diaria para aumentar el ahorro implicado por uso de colectores solares y bombas de calor.

5.10. Comparación de casos: real, ideal, recuperación del 30 %

De manera resumida, se tiene en las gráficas de la Figura 5.32 el ahorro anual promedio en porcentaje que se tendría en el caso ideal donde se recupera el 100 % de la energía perdida y el supuesto de que se recupera el 30 % de energía comparado con lo que, sin mejoras, aporta el

sistema de calentamiento integral.

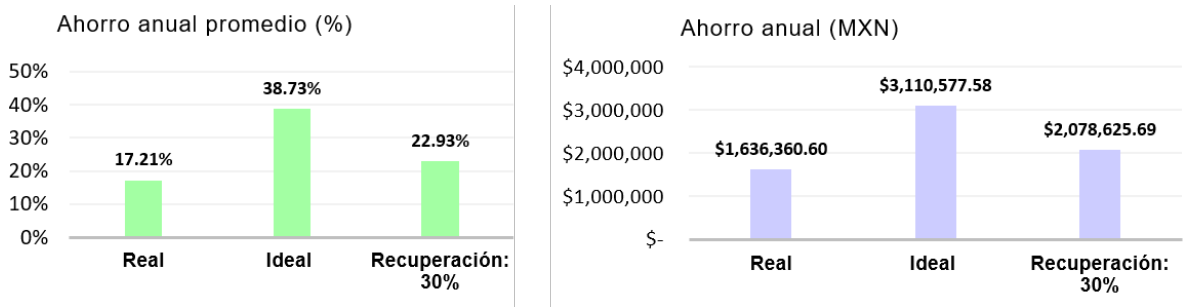


Figura 5.32: Ahorro anual en porcentaje y en dinero

5.11. Análisis económico: Caso real

Conociendo el ahorro mensual neto, el costo del proyecto, los costos unitarios del gas LP y valores de inflación, es posible calcular el tiempo de retorno de inversión ($TR_{inversión}$), el Valor Presente Neto (VPN) y la Tasa Interna de Retorno anual (TIR). Se muestra a continuación, el resumen del análisis económico hecho del sistema de calentamiento:

Energía anual del SCS	1,291,888	MJ
Energía anual de las Bombas de calor	774,433	MJ
Ahorro anual	82,803	kg_{GLP}
Ahorro neto anual	1,636,360	MXN
Emisiones evitadas (10 años)	2492.38	tCO_2
Ahorro neto anual (10 años)	16,363,600	MXN
Tiempo de retorno	37	meses
VPN	13,299,183	
TIR anual	36.73	%

El tiempo de recuperación de la inversión es de 3 años con un TIR anual del 36.73%, lo cual significa que el porcentaje de ingreso anual es aproximadamente un tercio de lo que fue la inversión inicial, lo cual lo hace un proyecto rentable.

Se muestra en la Figura 5.33 el retorno de inversión del sistema de calentamiento considerando el ahorro neto durante el tiempo analizado.

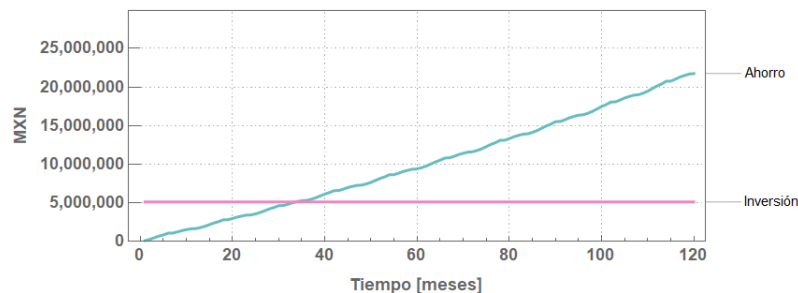


Figura 5.33: Retorno de inversión del sistema de calentamiento solar y bombas de calor.

5.12. Análisis económico: Recuperación 30 %

Una recuperación de energía del 30 % conllevaría a aumentar 442,265.09 MXN anual de ahorro. Se muestra a continuación en análisis económico del supuesto:

Energía anual del SCS	1,673,471	MJ
Energía anual de las Bombas de calor	774,433	MJ
Ahorro anual	99,653	kg_{GLP}
Ahorro neto anual	2,078,625	MXN
Emisiones evitadas (10 años)	2,999.56	tCO_2
Ahorro neto anual (10 años)	20,786,250	MXN
Tiempo de retorno	30	meses
VPN	17,996,555	
TIR anual	46.32	%

Se muestra en la Figura 5.34 el retorno de inversión del sistema de calentamiento considerando el ahorro neto durante el tiempo analizado.

El tiempo de recuperación de la inversión en este caso es de 2 años y medio, con un TIR anual del 46.32 %, lo cual mejora la rentabilidad del proyecto.

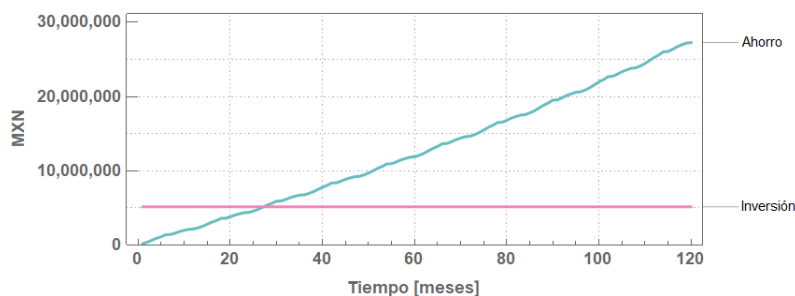


Figura 5.34: Retorno de inversión del sistema de calentamiento solar y bombas de calor si se evitan pérdidas en un 30 %.

Entre ambos casos, el recuperar un 30 % de la energía pérdida logra que el retorno de inversión del proyecto sea en medio año menos y además aumenta el TIR un 9.59 % anual.

5.13. Comparación de colectores solares

El colector solar instalado para el S_1 y S_2 del sistema de calentamiento solar fue el de la marca HELIOCOL, se planea instalar dos sistemas de colectores solares adicionales (S_3 y S_4) para aumentar el aporte de energía que se tiene por esta tecnología, y para eso el colector considerado para los nuevos sistemas es el ECOSUN 16104-8.

En esta sección se realiza una comparación de eficiencias considerando su curva de fábrica de ambos colectores con el fin de tener una idea general de cómo podría ser el rendimiento de los colectores para los sistemas adicionales contra los que ya se encuentran instalados y en funcionamiento.

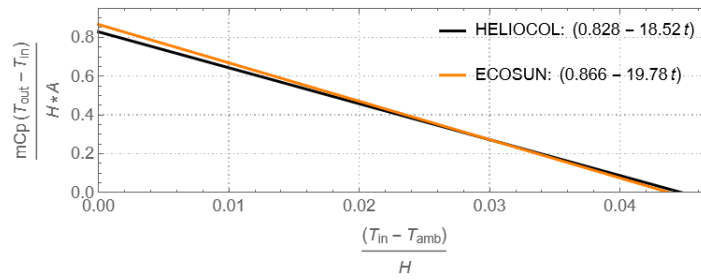


Figura 5.35: Eficiencia de fábrica del colector solar HELIOCOL y ECOSUN.

Se muestra en la Figura 5.35 el rendimiento térmico de fábrica de ambos colectores y se observa que la eficiencia óptica del colector ECOSUN presenta ligeramente un valor más alto y también una pendiente un poco más negativa que el colector HELIOCOL, pero en general su rendimiento es bastante similar.

La diferencia marcada entre ambos colectores es su área de captación, mientras que el colector HELIOCOL cuenta con un área de 3.8 m^2 , el colector ECOSUN tiene un área de 2.9 m^2 . Esto nos dice que a valores similares de eficiencia el colector ECOSUN necesita menor área de captación por lo que habrá la posibilidad de contar con mayor número de colectores y con esto, tener mayor aporte de energía que la que se tendría con los colectores actuales.

En la Tabla 5.11 se muestra el valor promedio de eficiencia obtenido con las condiciones ambientales conocidas en sitio. Se observa que la eficiencia del colector ECOSUN es ligeramente mayor que la del colector HELIOCOL en un 2.5 % promedio anual.

	HELIOCOL	ECOSUN
Enero	0.51	0.52
Febrero	0.44	0.46
Marzo	0.46	0.47
Abril	0.52	0.53
Mayo	0.49	0.50
Junio	0.44	0.46
Julio	0.43	0.44
Agosto	0.41	0.41
Septiembre	0.44	0.45
Octubre	0.40	0.41
Noviembre	0.43	0.44
Diciembre	0.47	0.48
Promedio	0.45	0.46

Tabla 5.11: Valores de eficiencia promedio obtenidos de los colectores HELIOCOL y ECOSUN.

Capítulo 6

Conclusiones, recomendaciones y trabajo futuro

6.1. Conclusiones

- El objetivo general de cuantificar el ahorro monetario, de combustible y de emisiones de CO_2 con el uso simultáneo de dos sistemas independientes de colectores solares desnudos, diez bombas de calor y el sistema de calentamiento auxiliar fue alcanzado. De igual manera los objetivos específicos se cumplieron.
- Se analizó la información histórica de cada uno de los sensores instalados en la alberca olímpica y, se encontró que las caídas drásticas de temperatura coinciden con la temperatura ambiente por lo que en esos lapsos de tiempo el personal en sitio extrae los sensores.
- Se analizó la distribución de los sensores sumergibles de temperatura para determinar si era necesario un reacomodo de los mismos, lo cual se determinó que no ya que la información faltante del sensor 7 puede ser considerada como la misma información que arroja el sensor 6. Así mismo se comprobó que la temperatura registrada en la superficie, al ser la que está en contacto con el ambiente, tiene cambios más notables durante el día y la noche, es decir, es la zona que más se calienta durante el día y más se enfría durante la noche. Lo contrario ocurre con la temperatura del agua a mayor profundidad.
- Se logró instrumentar la bomba de calor número 6, con sensores de temperatura y flujo másico, así mismo se logró medir la potencia de entrada de las bombas de calor. El COP obtenido experimental fue un 29.8 % menos que el teórico, lo cual considerando que no son tecnologías recientes, mantienen un buen desempeño que cubre de manera anual independiente un 7.75 % de la energía demandada para el calentamiento del agua de la alberca olímpica.
- El sistema de calentamiento solar S_2 registra un ΔT máximo de $7.30\text{ }^\circ C$ con una eficiencia del 25.11 % promedio anual, que es menor al ΔT del sistema S_1 , el cual tiene un valor de $7.48\text{ }^\circ C$ con una eficiencia promedio anual del 29.47 %.
- Se cuantificó la energía que se puede obtener de los sistemas de calentamiento solar y las bombas de calor. Se obtuvo que si estos funcionan simultáneamente, el sistema auxiliar

6. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

aportaría, del total de la demanda de energía, un promedio anual del 79.98 % de participación. Existen meses, como marzo y abril, donde la fracción de aporte de los colectores solares y bombas de calor es casi un tercio de la demanda requerida en esos meses, lo que se plantea en la hipótesis de este trabajo. Considerando el promedio anual, este baja a un 20.02 % total de aporte de energía a la demanda de la alberca olímpica.

- Se obtuvo que el costo por energía eléctrica representa un 5.1 % de lo equivalente al costo de gas LP utilizado en el S.C convencional y, que el dinero implicado por el consumo de energía necesario para mantener en funcionamiento el sistema de calentamiento solar y las bombas de calor, es anualmente de \$ 537,030 MXN. En total se tiene un consumo anual de energía eléctrica cuando todos los sistemas están operando, de \$ 1,167,264 MXN.
- Por el uso del sistema de calentamiento integral, se obtuvo un ahorro anual de \$1,636,361 MXN, 157,721 litros de gas LP, 249.20 tCO₂ evitadas y en porcentaje un ahorro anual del 17.21 %. Este ahorro se traduce en un mes y medio de consumo de gas LP cuando solo funciona el sistema de calentamiento convencional.
- De acuerdo al ahorro por el funcionamiento del sistema de calentamiento integral y el costo del proyecto, se obtuvo un tiempo de recuperación del proyecto de 37 meses, un VPN de 13.3 MDP y una TIR anual del 36.73 %, lo cual indica que es un proyecto viable y rentable.
- Considerando que es factible poder recuperar un 30 % de la energía pérdida, el tiempo de retorno de inversión disminuye a 30 meses, el VPN aumenta a 18 MDP y el TIR anual aumenta a 46.32 %, lo cual convierte al proyecto aún más atractivo.
- El proyecto para el calentamiento de la Alberca Olímpica usando colectores solares y bombas de calor, se vio que tiene una TIR superior al que la Secretaría de Hacienda y Crédito Público establece para proyectos de inversión comercial que es del 10 %; por ello, se clasifica a esta inversión como *no-brainer*, por su término en inglés, lo cual nos dice que no se requiere un análisis complejo del proyecto para saber que será redituable a través de los años de vida útil del proyecto.
- Se calculó la pérdida de energía que existe en sitio con el fin de motivar al personal que labora en las instalaciones a hacer uso diario de la cubierta térmica y aislar ambos tramos de tubería subterránea para tener más energía neta proveniente del sistema de calentamiento solar y así ahorrar, en dinero \$ 442,265 MXN anual.

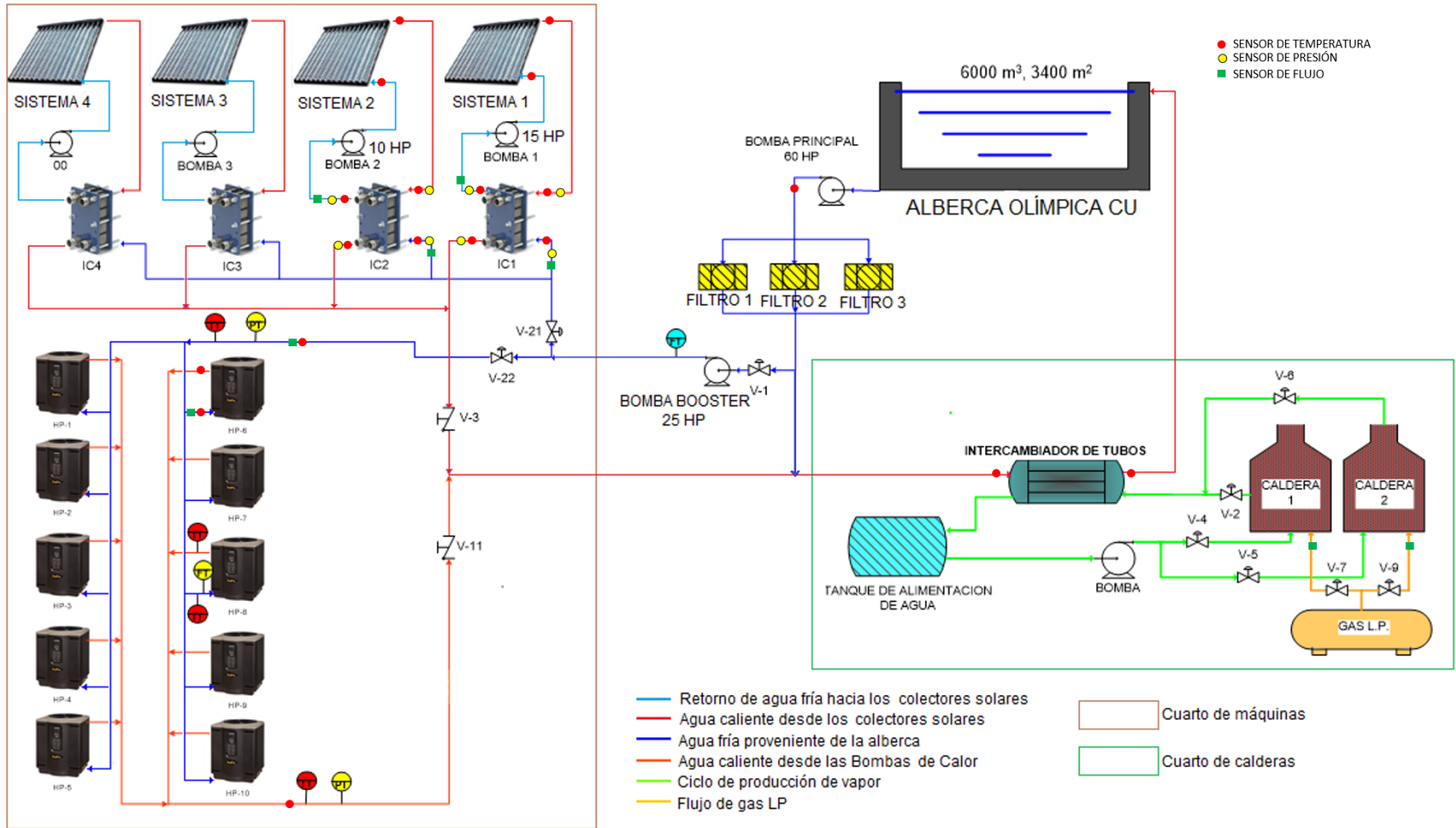
6.2. Recomendaciones y trabajo futuro

- Aislar los tramos de tubería subterránea con el fin de evitar, en la medida de lo posible, las pérdidas de energía; así mismo, hacer uso continuo de la cubierta térmica con la que ya se cuenta en sitio en un horario en el que las instalaciones ya no se encuentran en servicio. Con estas prácticas como hábitos sería interesante volver a realizar los balances de energía adecuados para conocer cuánta energía se logró recuperar.
- Establecer horarios de funcionamiento de las calderas y hacérselo llegar a los fogoneros en sitio, de tal manera que solo sean prendidas cuando la demanda de energía no es cubierta con el funcionamiento en conjunto del sistema de calentamiento solar y las bombas de calor, ya que no es un sistema que funcione de manera automática.

- Instrumentar las nueve bombas de calor restantes para conocer específicamente el comportamiento que presenta cada bomba de calor.
- Instalar la segunda parte del sistema de calentamiento solar que corresponde al sistema S_3 y S_4 con el que, en conjunto con la primera parte ya instalada, se espera pueda lograr cubrir en un promedio anual al menos la mitad de la demanda de energía que se tiene en las instalaciones de la alberca olímpica de Ciudad Universitaria.
- Para la implementación de los dos nuevos sistemas de calentamiento solar es viable instalar los colectores solares de la marca ECOSUN, ya que como se mostró en los resultados presenta un mejor rendimiento que los colectores que se encuentran actualmente en funcionamiento.

Apéndice A

Diagrama de la alberca

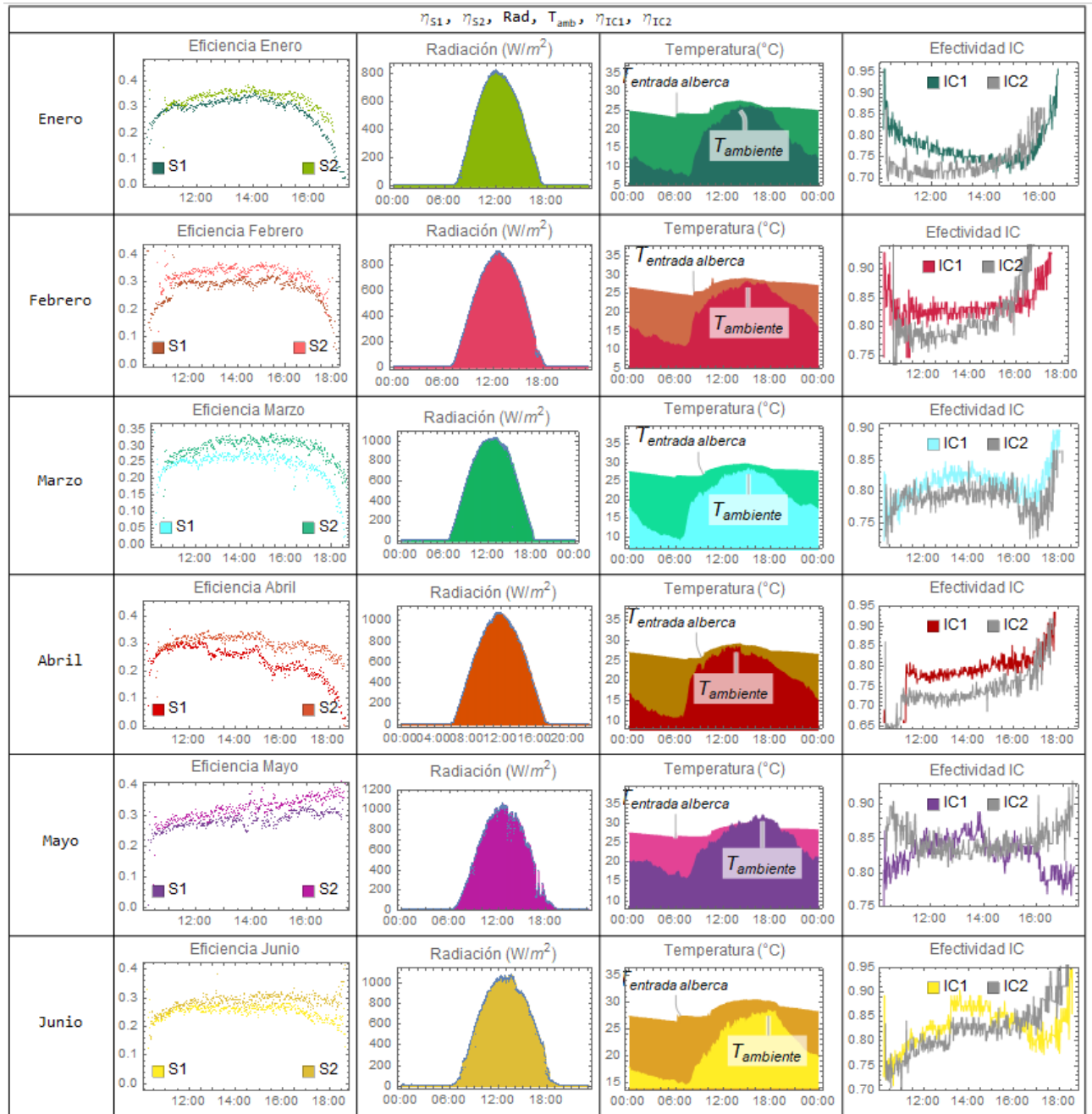


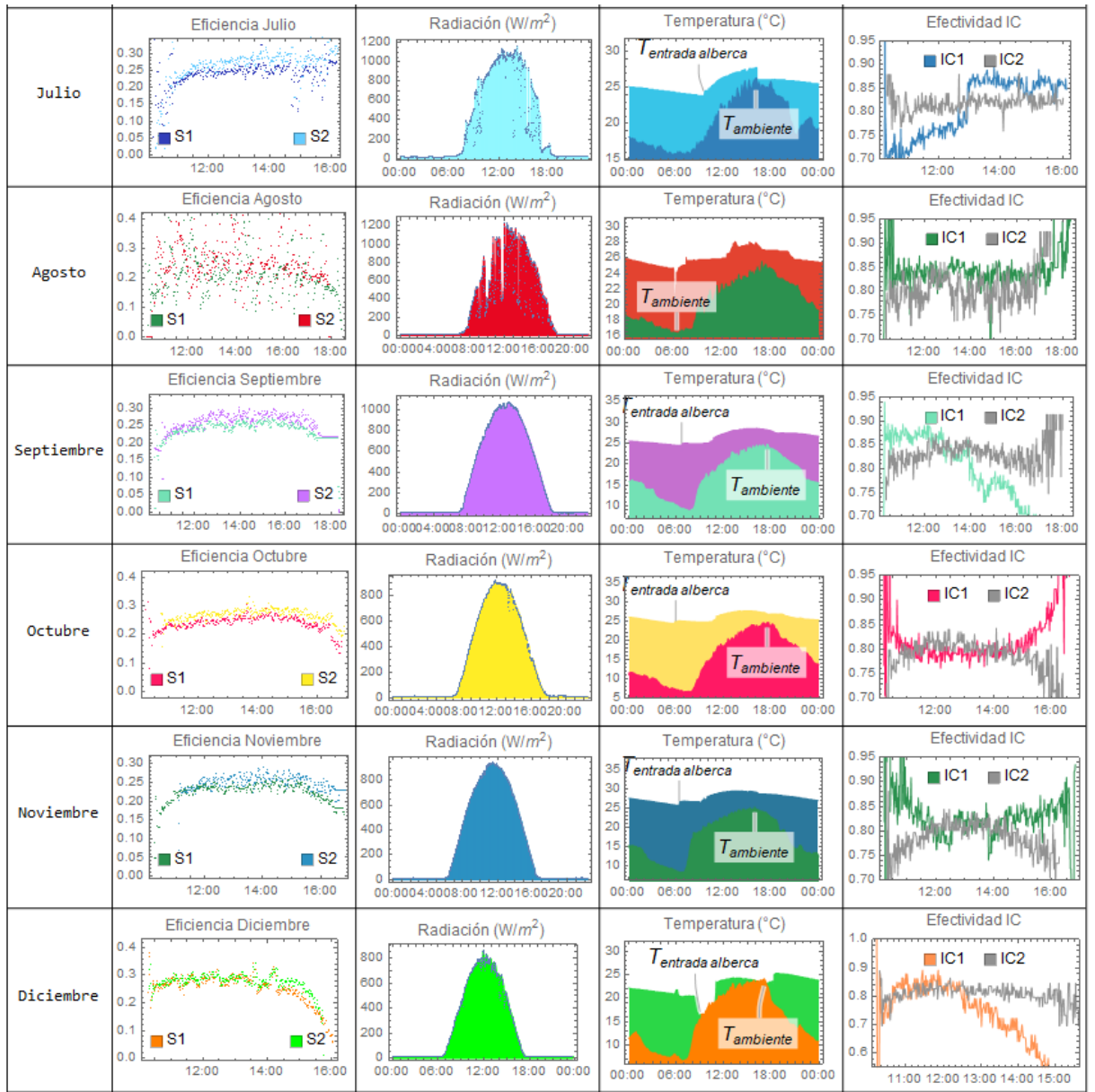
A. DIAGRAMA DE LA ALBERCA

Apéndice B

Tabla de η_{S_1} y η_{S_2} de colectores solares; radiación, temperatura ambiente de día típico y temperatura de entrada a la alberca olímpica; η_{IC} de cada sistema

B. TABLA DE η_{S1} Y η_{S2} , DE COLECTORES SOLARES; RADIACIÓN, TEMPERATURA AMBIENTE DE DÍA TÍPICO Y TEMPERATURA DE ENTRADA A LA ALBERCA OLÍMPICA; η_{IC} DE CADA SISTEMA



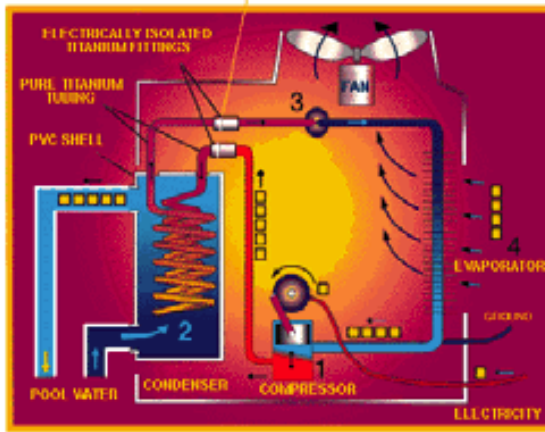


Apéndice C

Ficha Técnica Bomba de calor y colector solar sin cubierta

How HEAT SIPHON® Works: (Buy 1 BTU and Get 4 Free)

Heat Siphon is a heat pump designed specifically for recreational water heating. If you have an air conditioner, dehumidifier, water cooler or a refrigerator, you already own a heat pump. All these appliances use the same dependable refrigeration technology to move heat from one place to another by evaporating and condensing freon in a sealed tubing system. Here's how Heat Siphon works:



A unit of electrical energy (you pay for) goes into the compressor motor (1). The compressor turns this into mechanical energy and sucks cool gas from a gas-liquid freon mixture in the evaporator tubes. As the freon evaporates it absorbs four units of "free" heat from the warmer air the fan pulls over the outside of the tubes. The compressor squeezes this gas causing its temperature to climb above 200° F and adds the electrical/mechanical energy as another unit of heat. This hot high pressure gas then enters the condenser coil (2) and passes this heat to the colder (80° F) pool water being circulated over the outside of the coils. The freon gas condenses back to a liquid at high pressure and flows thru a valve (3) back to the lower evaporating pressure. This rapid pressure drop super cools the liquid freon which as it enters the evaporator (4) where it repeats the cycle. SO YOU PAY FOR ONE UNIT OF HEAT AND GET FOUR FREE!! . . . And with the Scroll models you get FIVE units FREE!!

HEAT SIPHON® SPECIFICATIONS

For the Latest Heat Siphon® Technical Information and a FREE Pool Heating Analysis visit: WWW.HEATSIPHON.COM

There are three (3) basic sizes of Heat Siphon, all based on compressor horsepower - 2.25hp, 3.25hp and 5hp

Shipping Information	Size	Boxed Dimension	Weight
	2.25hp	34W x 39D x 36H	190Lbs
	3.25hp	34W x 39D x 46H	250Lbs
	5hp	34W x 39D x 46H	300Lbs

General - All Models

- Air Flow5000 CFM - Discharge Vertical Up
- Water Flow25 GPM min. - 80 GPM max.
(pressure Drop less than 2 psi)
- Cabinet.....UV Stabilized Flame Retardant PVC
- Hardware.....All 18-8 Stainless Steel
- Full Flow CondenserGR2 Comm. Pure Titanium in PVC Housing
- Control Circuit.....24 volt AC 40VA current limiting transformer
- Low Pressure Switchauto-reset (CO 48/CI 44 psig) 42-48°F Air
- High Pressure Switch.....auto-reset (CO 355/CI 255 psig) 118-98°F H2O
- Expansion DeviceThermostatic Expansion Valve
- Water ThermostatElectromechanical 1.5°F Diff - 106°F Max
- Anti Cycle Time Delay.....Solid State 5 minute delay on break

ALL RATINGS AT 80°F water/80°F air and 80%RH.

NOTICE: THE FACTORY SIZING COMPUTER PROGRAM USES ACTUAL PERFORMANCE DATA BASED ON YOUR LOCAL WEATHER DATA AND THE POOL CONDITIONS YOU SPECIFY. CONTACT THE FACTORY FOR A FREE ANALYSIS TO ENSURE PROPER SIZING.

Technical Specifications by Heat Siphon® Model

MODEL	Compressor	Power Req'd Voltage	Hz	PH	Breaker Amps	@60 Hz BTUH	@60 Hz COP	@50 Hz BTUH	@50 Hz COP	
220 Volt Single Phase Piston Models (60/50 Hz):										
220v Single Phase	2.25HP	Piston	208/230	60/50	1	30	60,000	6.4	52,000	6.8
	3.25HP	Piston	208/230	60/50	1	40	83,000	5.9	72,000	6.2
	5.0HP	Piston	208/230	60/50	1	50	122,000	6.2	104,000	6.6
220 Volt Single Phase Scroll Models (60 Hz ONLY):										
220v Single Phase	SX3.25HP	Scroll	208/230	60	1	40	80,000	7.0	N/A	N/A
	SX5.0HP	Scroll	208/230	60	1	50	109,000	7.6	N/A	N/A
220 Volt Single Phase Scroll Models (50 Hz ONLY):										
220v Three Phase	SX3.25HP50	Scroll	220/240	50	1	40	N/A	N/A	67,000	7.3
	SX5.0HP50	Scroll	220/240	50	1	50	N/A	N/A	103,000	6.9
220 Volt Three Phase Piston Models (60/50 Hz):										
220v Three Phase	3.25HP3	Piston	200/230	60/50	3	30	83,000	5.9	62,000	6.5
	5.0HP3	Piston	200/230	60/50	3	30	120,000	6.3	104,000	6.6
220 Volt Three Phase Scroll Models (60/50 Hz):										
220v Three Phase	SX3.25HP3	Scroll	200/230	60/50	3	30	80,000	7.0	62,500	6.5
	SX5.0HP3	Scroll	200/230	60/50	3	30	109,000	7.6	84,500	7.2
440/380 Volt Three Phase Piston Models (60/50 Hz):										
440v Three Phase	2.25HPX	Piston	380/460	50/60	3	10	71,000	6.2	62,000	6.5
	3.25HPX	Piston	380/460	50/60	3	15	90,000	5.8	78,500	6.1
	5.0HPX	Piston	380/460	50/60	3	20	122,000	6.2	104,000	6.6
440/380 Volt Three Phase Scroll Models (60/50 Hz):										
440v Three Phase	SX3.25HPX	Scroll	380/460	50/60	3	20	80,000	7.0	67,000	7.3
	SX5.0HPX	Scroll	380/460	50/60	3	20	109,000	7.6	93,000	7.8
Special Heat / Cooling Models:										
Heating	SX3.25HC	Scroll	208/230	60/50	1	40	80,000	7.0	N/A	N/A
Cooling	SX3.25HCX	Scroll	380/460	50/60	3	40	80,000	7.0	67,000	7.3

All specifications subject to change without notice.



“We Perform To Keep You Warm!!”



SUMMARY INFORMATION SHEET

FSEC #00013C

Certification Date: 01-FEB-09

MANUFACTURER

Company	Heliocol USA, Inc.	Collector Model	Heliocol 40
Address	950 Sunshine Lane Altamonte Springs, FL 32714 USA		

This solar collector was evaluated by the Florida Solar Energy Center (FSEC) in accordance with prescribed methods and was found to meet the minimum standards established by FSEC. This evaluation was based on solar collector tests performed by an FSEC approved laboratory. The purpose of the tests is to verify initial performance conditions and quality of construction only. The resulting certification is not a guarantee of long term performance or durability.

DESCRIPTION

Gross Length	3.226 meters	10.58 feet
Gross Width	1.172 meters	3.85 feet
Gross Depth	.04 meters	.131 feet
Gross Area	3.779 square meters	40.68 square feet
Transparent Frontal Area	3.779 square meters	40.68 square feet
Volumetric Capacity	11.7 liters	3.1 gallons
Weight (empty)	9 kilograms	19 pounds
Test Pressure	1103 kPa	160 Psig
Number of Cover Plate	0	

MATERIALS

Enclosure	None
Glazing	None
Absorber	Polypropylene with UV stabilization
Absorber Coating	None
Insulation	None

THERMAL PERFORMANCE

Test flow Rate 314 ml/s 4.98 gpm
Incident Angle Modifier $K_{\tau\alpha} = 1 - .11 \text{ Linear Fit}$

Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and $(P)=T_i-T_a$]	Y INTERCEPT	SLOPE
S I UNITS: $\eta = 0.837 - 18.44000 (P)/I - 50.69000 (P)^2/I$	0.828	-18.52 W/m ² ·°C
I P UNITS: $\eta = 0.837 - 3.24820 (P)/I - 4.96060 (P)^2/I$	0.828	-3.30 Btu/hr.ft ² ·°F

RATING

This collector has been rated for energy output on measured performance and an assumed standard day. Total solar energy available for the standard day is 5045 Watt-hour/m² (1600 Btu/ft²) distributed over a 10 hour period. Output energy ratings for this collector based on the second-order efficiency curve are:

Collector Temperature	ENERGY OUTPUT			
Low 35 °C (95 °F)	11.4 kWh/day	38900 Btu/day		
Intermediate 50 °C (122 °F)	4.103 kWh/day	14000 Btu/day		
High 100 °C (212 °F)	0 kWh/day	0 Btu/day		



Bibliografía

- [1] REPORTE FINAL DEL PROYECTO FORDECYT 190603 .ESTUDIO SOBRE EL USO DE LA ENERGÍA SOLAR EN APLICACIONES RESIDENCIALES, INDUSTRIALES Y COMERCIALES EN DIFERENTES ESTADOS DEL PAÍS". *Instalación del monitoreo del sistema solar de calentamiento de agua de la alberca de C.U.*". 1
- [2] REN21. 2020. *Renewables 2018 Global Status Report*. (Paris: REN21 Secretariat). ISBN 978-3-9818911-3-3. [xv](#), [xv](#), [2](#), [3](#), [5](#)
- [3] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *Renewables 2019. Analysis and forecast to 2024*. (IEA Publications). ISBN 978-92-64-36998-6. [xv](#), [xv](#), [xv](#), [3](#), [4](#), [8](#), [9](#)
- [4] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *World Energy Outlook 2018*. (IEA Publications). ISBN 978-92-64-30677-6. [xv](#), [7](#)
- [5] PROMEXICO, DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT (GIZ) y INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES. *La industria solar fotovoltaica y fototérmica en México*. Primera Edición. Ciudad de México,2017. ISBN-13: 978-607-97294-8-6.
- [6] SECRETARÍA DE ENERGÍA. (2017). *Balance Nacional de Energía*. Primera Edición. Ciudad de México, 2017.
- [7] INSTITUTO NACIONAL DE ECOLOGÍA Y CAMBIO CLIMÁTICO (INECC) y SECRETARÍA DE MEDIO AMBIENTE Y RECURSOS NATURALES (SEMARNAT).(2015). *Primer Informe Bienal de Actualización ante la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático*. INECC/Semarnat, México.
- [8] IPCC. (2013). *Summary for Policymakers Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. United Kingdom y USA. 2013.
- [9] C. ARPAGAU, F. BLESS, M. UHLMANN, J. SCHIFFMANN, AND S. S. BERTSCH, "High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials," *Energy*, vol. 152, pp. 985–1010, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.03.166. [7](#)
- [10] IEA-ETSAP E IRENA.(Enero 2013). *Heat Pumps Technology Brief*. Disponible en: <https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2015/IRENA-ETSAP-Tech-Brief-E12-Heat-Pumps.pdf> [xv](#), [7](#), [8](#)
- [11] EHPA. (2010). *Outlook 2010 European Heat Pump Statistics/Summary*. [8](#)
- [12] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY.(Mayo 2011). *Technology Roadmap Energy-efficient Buildings: Heating and Cooling Equipment* [xv](#), [9](#)

BIBLIOGRAFÍA

- [13] CONUEE. (2018). *Energía solar térmica para procesos industriales en México “Estudio base de Mercado”*. xv, xv, 6, 9
- [14] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. SOLAR HEATING AND COOLING PROGRAMME.(2020). *Solar Heat Worldwide* xv, xv, xv, xv, xix, 3, 4, 5, 6
- [15] MORDOR INTELLIGENCE.(2019). *Heat Pumps Market-Growth, trends and forecast (2020-2025)*. xv, 8
- [16] SENER. (2012). *Prospectiva de energías renovables 2012-2026*. xv, 10
- [17] COMISIÓN REGULADORA DE ENERGÍA (CRE).(2017). *Historial de precios promedio al público de gas LP reportados por los distribuidores*. 09 de Mayo de 2017
- [18] SECRETARÍA DE ENERGÍA. (2017). *Sistema de Información Energética*. Disponible en: <http://sie.energia.gob.mx/>
- [19] ALI SAYIGH. (2012). *Comprehensive Renewable Energy*. ISBN:978-0-08-087873-7. Elsevier. 14
- [20] O. GARCÍA VALLADARES. *Energía solar térmica y sus aplicaciones*. 1er. Foro Ambiental Municipal de Energía Renovable (FAMER). Jalisco 2018 xv, 15
- [21] O. GARCÍA VALLADARES, I. PILATOWSKY FIGUEROA. *Aplicaciones térmicas de la energía solar en los sectores residenciales, servicio e industrial*. 2017, ISBN:978-607-02-9005-3. Páginas 158. 14
- [22] L. EVANGELISTI, R. D. L. VOLLARO, AND F. ASDRUBALI. *Latest advances on solar thermal collectors : A comprehensive review*. Sustain. Energy Rev., vol. 114, no. August, p. 109318, 2019. xv, 13, 14
- [23] H. OLFIAN, S. S. M. AJAROSTAGHI, AND M. EBRAHIMNATAJ, “*Development on evacuated tube solar collectors: A review of the last decade results of using nanofluids*,” Solar Energy, vol. 211. Elsevier Ltd, pp. 265–282, Nov. 15, 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.09.056. xv, 14
- [24] G. FANINGER. (2012). *Solar Hot Water Heating Systems*. Vol. 3. Elsevier Ltd. xv, xv, 13, 16
- [25] ZOHURI, BAHMAN. (2017). *Compact Heat Exchangers: Heat Exchanger Types and Classifications*. ISBN:978-3-319-29835-1. 17, 18
- [26] THULUKKANAM KUPPAN. (2013). “*Heat Exchanger Design Handbook*”. ISBN:978-1439842126. 17, 18
- [27] L. PEKAŘ. (2020). “*Introduction to heat exchangers*,” in *Advanced Analytic and Control Techniques for Thermal Systems with Heat Exchangers*, Elsevier, 2020, pp. 3–20. 17, 18
- [28] O. A. JARAMILLO *Intercambiadores de calor*. Noviembre 20, 2007. 18
- [29] CENGEL, Y. A.; BOLES, M.A. *Termodinámica*. Mc Graw-Hill, 1996. xv, 20, 21
- [30] I. SARBU, C. SEBARCHIEVICI, I. SARBU, Y C. SEBARCHIEVICI, “*Heat Pump Heating and Cooling Systems*”, Ground-Source Heat Pumps, pp. 129–165, ene. 2016. 19, 40
- [31] “*Instalación del monitoreo del sistema solar de calentamiento de agua de la alberca de C.U.*”. REPORTE FINAL DEL PROYECTO FORDECYT 190603 “Estudio Sobre el Uso de la Energía Solar en Aplicaciones Residenciales, Industriales y Comerciales en Diferentes Estados del País”

- [32] GRUPO DE ESTUDIANTES DE LA ESPECIALIDAD DE AHORRO Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA. (2017). *Reporte técnico Operación actual de la caldera 2: Alberca Olímpica de Ciudad Universitaria*. XIX, 38
- [33] A. KASAEIAN, S. M. HOSSEINI, M. SHEIKHPOUR, AND O. MAHIAN, “ *Applications of eco-friendly refrigerants and nanorefrigerants: A review*,” vol. 96, no. December 2016, pp. 91–99, 2018. 22
- [34] B. O. BOLAJI. “ *Performance of A R22 split-air-conditioner when retrofitted with ozone friendly refrigerants (R410A and R417A)*,” vol. 23, no. 3, pp. 16–22, 2012. XIX, 22, 23
- [35] W. CHEN. “ *A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners*,” vol. 28, pp. 1–7, 2008. XIX, 23
- [36] P. MAKHNATCH AND R. KHODABANDEH. “ *The role of environmental metrics (GWP , TEWI , LCCP) in the selection of low GWP refrigerant.*,” Energy Procedia, vol. 61, pp. 2460–2463, 2014. 22
- [37] A. ALABDULKAREM, R. ELDEEB, Y. HWANG, V. AUTE, AND R. RADERMACHER. “ *Testing , simulation and soft-optimization of R410A low-GWP alternatives in heat pump system Essai , simulation et optimisation légère des frigorigènes alternatifs à faible GWP au R410A dans un système de pompe à chaleur*,” Int. J. Refrig., vol. 60, pp. 106–117, 2015. XIX, 23
- [38] M. SOBIERAJ. “ *Development of novel wet sublimation cascade refrigeration system with binary mixtures of R744/R32 and R744/R290*,” Applied Thermal Engineering 196 117336, 2021. 23
- [39] IPCC. “ *Summary for Policymakers*,” Cambridge, UK and New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2013. XIX, 23
- [40] ZHUANG, R., LIANG, X., 2011. “ *Study of R32 refrigerant for residential air conditioning applications*,” Int. Congress Refrigeration (259), 1-8.
- [41] BANSAL P, SHEN B. *Analysis of environmentally friendly refrigerant options for window air conditioners*,” Sci Technol Built Environ 2015;21:483–90.
- [42] GRUPO NOVEN. HEAT SIPHON: BOMBAS DE CALEFACCIÓN PARA PISCINAS. “ *Manual para el usuario y para el instalador. Instrucciones de Instalación para todos los modelos*”, Estados Unidos, Julio 2003. XVI, 41
- [43] HIDROCONTROL. ECO-KAL: BOMBA DE CALOR PARA PISCINA. “ *Manual de instalación*”. XVI, 45
- [44] PENTAIR. ULTRATEMP: BOMBAS DE CALOR. “ *Guía de instalación y del usuario*”. XVI, 45
- [45] INECC. “ *Factores de emisión para los diferentes tipos de combustibles fósiles y alternativos que se consumen en México*”, México, 2014. 57
- [46] CRE. “ *Consulta de precios vigentes de gas LP mediante planta de distribución reportados por los permisionarios*”, Diciembre 2020. 57
- [47] INEGI. “ *Índice nacional de precios al consumidor*.” Disponible en: [https://www.inegi.org.mx/app/indicesdeprecios/Estructura.aspx?idEstructura=112001300020&T=%C3%8Dndices%20de%20Precios%20al%20Consumidor&ST=Principales%20%C3%ADndices%20\(mensual\),2020](https://www.inegi.org.mx/app/indicesdeprecios/Estructura.aspx?idEstructura=112001300020&T=%C3%8Dndices%20de%20Precios%20al%20Consumidor&ST=Principales%20%C3%ADndices%20(mensual),2020). 58

BIBLIOGRAFÍA

- [48] BANXICO: SISTEMA DE INFORMACIÓN ECONÓMICA. “Inflación” Disponible en: <https://www.banxico.org.mx/tipcamb/main.do?page=inf&idioma=sp>, 2020. 59
- [49] CFE. “Tarifa GDMTH (Diciembre 2019-2020)” Disponible en: <https://app.cfe.mx/Aplicaciones/CCFE/Tarifas/TarifasCRENegocio/Tarifas/GranDemandaMTH.aspx> 59
- [50] DOF. “PROYECTO de Norma Oficial Mexicana PROY-NOM-027-ENER/SCFI-2016, Rendimiento térmico, ahorro de gas y requisitos de seguridad de los calentadores de agua solares y de los calentadores de agua solares con respaldo de un calentador de agua que utiliza como combustible gas L.P. o gas natural. Especificaciones, métodos de prueba y etiquetado.” Disponible en: <https://www.dof.gob.mx> 55
- [51] CANADÁ, J., SULLIVAN, W., WHITE, J., “Análisis de la Inversión de Capital para Ingeniería y Administración”, Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A., 1997. 58
- [52] COSS BU RAÚL, “Análisis y Evaluación de Proyectos de Inversión”, Editorial Limusa, 2ª. Edición, 2001. 58
- [53] RIGGS, BEDWORTH, RANDHAWA, “Ingeniería Económica”, Editorial Alfaomega, México 2002. 59