



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

RENDIMIENTO Y ESTRATEGIAS DE FUNCIONAMIENTO DE UN
SISTEMA SOLAR HÍBRIDO PARA SUMINISTRAR ENERGÍA
TÉRMICA DE PROCESOS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

RODRIGO SALVADOR SAAVEDRA PALMA

PROFESOR GUÍA:
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
DIEGO ROJAS EDWARDS
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

RENDIMIENTO Y ESTRATEGIAS DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA SOLAR HÍBRIDO PARA SUMINISTRAR ENERGÍA TÉRMICA DE PROCESOS

El escenario energético actual de importación de combustibles fósiles y sus altos precios hacen que el estudio de sistemas alternativos sea un asunto de prioridad para los cuerpos académicos e industriales. Chile es un país con un recurso solar privilegiado. Por lo tanto, la energía solar térmica es interesante dada la limpieza en su operación y versatilidad al momento de implementarla como una fuente de energía térmica en procesos y esto constituye un gran potencial para reemplazar o servir de apoyo a tecnologías tradicionales.

Como trabajo de título, se realizó el estudio del rendimiento y las estrategias de control de una planta solar térmica provista por la empresa Renersol y compuesta de 27 m² de paneles solares, una bomba de calor, y un estanque de acumulación. Se elaboró un modelo basado en balances de energía para evaluar su dinámica temporal que fue validado con mediciones en terreno. Este modelo permitió predecir las temperaturas de funcionamiento y el flujo aportado a un proceso, flujo de energía perdida al ambiente, rendimiento instantáneo de colectores, aporte térmico de bomba de calor, consumo eléctrico, y rendimiento acumulado del sistema.

Los resultados permiten observar que el modelo predijo de manera aceptable las temperaturas y flujos de energía, y que el rendimiento se ve afectado principalmente por los flujos máxicos en los circuitos de calentamiento de agua y consumo. Por otro lado, se analizó la influencia del tamaño del estanque, el criterio de activación, el funcionamiento conjunto con bomba de calor, y el funcionamiento en condiciones de verano e invierno. La bomba de calor se encuentra restringida en su uso debido a las temperaturas máxicas a las que puede operar por lo que es necesario divisar una estrategia de uso de los colectores que de condiciones que favorezcan su integración. Se recomienda hacer uso de ambas tecnologías independientemente y sin estrategia de acumulación para un mismo proceso.

TABLA DE CONTENIDO

1	Introducción	1
2	Objetivos.....	3
3	Alcances	4
4	Antecedentes.....	5
4.1	Empresa.....	5
4.2	Energía Solar Térmica	5
4.2.1	Radiación Solar	5
4.2.2	Paneles Solares CPC	7
4.2.3	Balances de Energía	10
4.2.4	Sistemas de Acumulación de Energía	10
5	Metodología.....	15
5.1	Montaje Experimental.....	15
5.1.1	Ubicación Geográfica	15
5.1.2	Diagrama de Proceso	15
5.1.3	Equipos Componentes	16
5.1.4	Instrumentos.....	23
5.1.5	Manejo de Datos.....	24
5.2	Ensayos Experimentales.....	24
6	Desarrollo	25
6.1	Datos.....	25
6.2	Planteamiento de Modelo de Dinámica Temporal.....	25
6.2.1	Diagrama de Flujo de Cálculo	28
6.2.2	Cálculo de Flujos Energéticos	29
6.2.3	Cálculo de Funciones de Control.....	30

6.2.4	Cálculo de Flujo Mixto y Balance de Energía	31
6.3	Estimación de Coeficiente de Pérdidas-Área	32
6.4	Estimación de Efectividad de Intercambiador de Calor	34
6.5	Medición de COP de Bomba de Calor	39
6.6	Medición de Rendimiento Instantáneo Real de Colectores	41
6.7	Validación del Modelo	43
6.8	Simulación e Indicadores de Desempeño	45
7	Resultados Y Discusión	49
7.1	Medición de Rendimiento de la Bomba de Calor	49
7.2	Medición de Rendimiento Instantáneo de Colectores	55
7.3	Efectos del Tamaño del Estanque	62
7.4	Efectos del Flujo Másico en Colectores	68
7.5	Efectos de Variar el Flujo Másico en Consumo	73
7.6	Efectos de Variar el Criterio de Activación del Consumo	78
7.7	Efectos de Variar el Coeficiente de Pérdidas-Área	82
7.8	Comparación de Funcionamiento en Verano e Invierno	86
7.9	Funcionamiento en Condiciones Favorables	91
7.10	Funcionamiento con Paneles Solares y Bomba de Calor	93
7.11	Aporte Energético Anual	99
8	Conclusiones	101
	Bibliografía	105
	Anexo	1
	Anexo A: Tabla de resultados de mediciones de COP de bomba de calor	1
	Anexo B: Especificaciones técnicas de colectores solares	2
	Anexo C: Especificaciones técnicas de intercambiador de calor	3
	Anexo D: Especificaciones técnicas de bombas centrífugas	4

Anexo E: Especificaciones técnicas de bomba de calor	5
Anexo F: Especificaciones técnicas de estanque de expansión	7
Anexo G: Código Matlab	8

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1: Poder emisivo espectral del sol. Fuente: “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, Incropera y Dewitt.</i>	6
<i>Figura 2: Balance energético en la Tierra. Fuente: “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, Incropera y Dewitt.</i>	7
<i>Figura 3: Relaciones entre razón de concentración y temperatura de funcionamiento del elemento absorbedor. Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes, Duffie y Beckman.</i>	8
<i>Figura 4: Esquema y disposición real de colectores CPC.</i>	9
<i>Figura 5: Esquema de flujos de energía en un sistema con estanque y colector.</i>	11
<i>Figura 6: Esquema de estanque estratificado. La inyección de agua se desplazará a la zona del estanque con temperatura similar por efectos de flotabilidad.</i>	13
<i>Figura 7: Ejemplo de volúmenes de control a considerar en un modelo de estratificación en estanques de acumulación con 3 nodos.</i>	13
<i>Figura 8: Diagrama de disposición de equipos en la planta. Fuente: Renersol.</i>	16
<i>Figura 9: Disposición real de los equipos en la planta.</i>	16
<i>Figura 10: Paneles solares Ritter XL Solar</i>	17
<i>Figura 11: Curvas de eficiencia según diferencia de temperatura de panel y ambiente</i>	18
<i>Figura 12: Esquema de disposición de paneles solares instalados</i>	18
<i>Figura 13: Intercambiador de calor Anwo instalado en planta</i>	19
<i>Figura 14: Bomba Grundfos Magna Solar 25-100 (izquierda) y estación de bombeo de planta (derecha)</i>	20
<i>Figura 15: Bomba Grundfos 32-80 (izquierda) y bomba instalada en circuito de alimentación a intercambiador (derecha)</i>	20
<i>Figura 16: Bomba Grundfos 32-70 180 en circuito de alimentación a bomba de calor</i>	21
<i>Figura 17: Bomba de calor Baumann AW12</i>	22
<i>Figura 18: Estanque de expansión Imera en planta (izquierda) y placa (derecha)</i>	23
<i>Figura 19: Esquema de puntos con instrumentos de medición.</i>	23
<i>Figura 20: Salida del panel solar con orificio para insertar termocupla en vaina (izquierda) y piranómetro (derecha)</i>	24
<i>Figura 21: Esquema de flujos y temperaturas a utilizar en el modelo.</i>	26
<i>Figura 22: Diagrama de flujo de programa</i>	28
<i>Figura 23: Datos medidos en planta el 16 de octubre de 2013</i>	34
<i>Figura 24: Esquema de temperaturas en intercambiador contra corriente</i>	35
<i>Figura 25: Instalación de remarcador de energía activa para medición de COP en bomba de calor</i>	40
<i>Figura 26: Remarcador de energía activa</i>	41
<i>Figura 27: Temperaturas simuladas y medidas para validación</i>	43
<i>Figura 28: Flujo térmico y consumo eléctrico para el experimento realizado a baja temperatura ambiente</i>	49
<i>Figura 29: Flujo térmico y consumo eléctrico para el experimento realizado a alta temperatura ambiente</i>	50

<i>Figura 30: Temperaturas y COP medidos para el experimento a baja temperatura ambiente</i>	51
<i>Figura 31: Temperaturas y COP medidos para el experimento a alta temperatura ambiente</i>	51
<i>Figura 32: COP vs. Temperatura de entrada de agua de alimentación</i>	52
<i>Figura 33: Irradiación global medida para el 29 de Octubre de 2013</i>	55
<i>Figura 34: Temperaturas medidas en colectores para el 29 de Octubre de 2013</i>	56
<i>Figura 35: Temperaturas medidas en estanque para el 29 de Octubre de 2013</i>	57
<i>Figura 36: Rendimiento instantáneo de colectores a lo largo del día para irradiaciones globales superiores a 100 W/m² considerando pérdidas en piping</i>	58
<i>Figura 37: Rendimiento instantáneo de colectores a lo largo del día para irradiaciones globales superiores a 1000 W/m² considerando pérdidas en piping</i>	58
<i>Figura 38: Rendimiento instantáneo de colectores a lo largo del día para irradiaciones globales superiores a 100 W/m² no considerando pérdidas en piping</i>	59
<i>Figura 39: Rendimiento instantáneo de colectores a lo largo del día para irradiaciones globales superiores a 1000 W/m² no considerando pérdidas en piping</i>	60
<i>Figura 40: Ajuste polinómico de rendimiento para $G > 1000$ W/m² con y sin pérdidas en piping</i>	61
<i>Figura 41: Ajuste lineal para datos de rendimiento instantáneo según diferencia de temperatura reducida</i>	62
<i>Figura 42: Temperaturas de nodos para distintos tamaños de estanque</i>	63
<i>Figura 43: Detalle de temperatura de zona inferior del estanque para el caso 50 kg</i>	63
<i>Figura 44: Flujo de energía entregada al proceso para distintos tamaños de estanque</i>	64
<i>Figura 45: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos tamaños de estanque</i>	64
<i>Figura 46: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos tamaños de estanque</i>	65
<i>Figura 47: Rendimiento acumulado para distintos tamaños de estanque</i>	65
<i>Figura 48: Temperaturas de nodos para distintos flujos máxicos en circuito de colectores</i>	69
<i>Figura 49: Flujo de energía entregada al proceso para distintos flujos máxicos en circuito de colectores</i>	69
<i>Figura 50: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos flujos máxicos en circuito de colectores</i>	70
<i>Figura 51: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos flujos máxicos en circuito de colectores</i>	70
<i>Figura 52: Rendimiento acumulado para distintos flujos máxicos en circuito de colectores</i>	71
<i>Figura 53: Temperaturas de nodos para distintos flujos máxicos en circuito de consumo</i>	74
<i>Figura 54: Flujo de energía entregada al proceso para distintos flujos máxicos en circuito de consumo</i>	74
<i>Figura 55: Detalle de flujo de energía entregada al proceso para el caso de flujo máxico de 0,5 kg/s</i>	75
<i>Figura 56: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos flujos máxicos en circuito de consumo</i>	75
<i>Figura 57: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos flujos máxicos en circuito de consumo</i>	76
<i>Figura 58: Rendimiento acumulado para distintos flujos máxicos en circuito de consumo</i>	76
<i>Figura 59: Temperaturas de nodos para distintos criterios de activación del circuito de consumo</i>	79
<i>Figura 60: Flujo de energía entregada al proceso para distintos criterios de activación del circuito de consumo</i>	79
<i>Figura 61: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos criterios de activación del circuito de consumo</i>	80

<i>Figura 62: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos criterios de activación del circuito de consumo</i>	80
<i>Figura 63: Rendimiento acumulado para distintos criterios de activación del circuito de consumo</i>	81
<i>Figura 64: Temperaturas de nodos para distintos coeficientes de pérdidas-área</i>	83
<i>Figura 65: Flujo de energía entregada al proceso para distintos coeficientes de pérdidas-área</i>	83
<i>Figura 66: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos coeficientes de pérdidas-área</i>	84
<i>Figura 67: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos coeficientes de pérdidas-área</i>	84
<i>Figura 68: Rendimiento acumulado para distintos coeficientes de pérdidas-área</i>	85
<i>Figura 69: Temperaturas de nodos para condiciones de verano e invierno</i>	87
<i>Figura 70: Flujo de energía entregada al proceso para condiciones de verano e invierno</i>	88
<i>Figura 71: Flujo de pérdidas al ambiente para condiciones de verano e invierno</i>	88
<i>Figura 72: Rendimiento instantáneo de colectores para condiciones de verano e invierno</i>	89
<i>Figura 73: Rendimiento acumulado para condiciones de verano e invierno</i>	89
<i>Figura 74: Temperaturas de nodos en estanque para condiciones de funcionamiento favorables</i>	91
<i>Figura 75: Flujos de energía para condiciones de funcionamiento favorables</i>	92
<i>Figura 76: Rendimiento acumulado para condiciones de funcionamiento favorables</i>	92
<i>Figura 77: Temperaturas de nodos y alimentación en estanque en funcionamiento de colectores con bomba de calor y bajo flujo másico de consumo (0,04 kg/s)</i>	94
<i>Figura 78: Flujos de energía en funcionamiento de colectores con bomba de calor y bajo flujo másico de consumo (0,04 kg/s)</i>	95
<i>Figura 79: Detalle de flujos de energía para el tramo de funcionamiento de bomba de calor</i>	95
<i>Figura 80: Rendimiento acumulado en funcionamiento de colectores con bomba de calor y bajo flujo másico de consumo (0,04 kg/s)</i>	96
<i>Figura 81: Temperaturas de nodos y alimentación en estanque en funcionamiento de colectores con bomba de calor y alto flujo másico de consumo (0,5 kg/s)</i>	97
<i>Figura 82: Flujos de energía en funcionamiento de colectores con bomba de calor y alto flujo másico de consumo (0,5 kg/s)</i>	98
<i>Figura 83: Rendimiento acumulado en funcionamiento de colectores con bomba de calor y alto flujo másico de consumo (0,5 kg/s)</i>	98

1 INTRODUCCIÓN

El escenario energético actual está haciendo cada vez más necesario el estudio y aplicación de tecnologías de generación de energía a partir de fuentes renovables no convencionales (ERNC). El pronunciado incremento en el precio de los combustibles y la condición actual de importación de la mayoría de éstos, hace atractiva la implementación de sistemas alternativos.

Típicamente estos sistemas significan un costo de inversión muy elevado y no es viable llevar a cabo proyectos de este tipo sin incentivos específicos. Es así que surgen proyectos de ley como el informalmente llamado “20/25” que impone como meta para 2025 que las empresas generadoras de energía eléctrica cuenten con 20% de su potencia instalada a base de tecnologías ERNC. Esta meta impulsa el desarrollo de tecnologías limpias e innovadoras en un país especialmente privilegiado en términos de recursos solares y en vías de desarrollo. En este marco, el estudio y aplicación de tecnologías ERNC es muy importante, y en los años venideros –de concretarse dicho proyecto de ley- las empresas del rubro estarán obligadas a inyectar a lo menos 50% de su potencia instalada ERNC en forma de energía eléctrica a las redes de distribución, siendo la energía solar térmica una tecnología atractiva como apoyo a sistemas convencionales.

Es interesante estudiar el desempeño de sistemas híbridos con paneles solares térmicos y bomba de calor pues se pueden aprovechar los altos rendimientos dependientes de las condiciones ambientales. Las bombas de calor, dadas ciertas condiciones, pueden proveer más de cinco veces el trabajo aportado en forma de energía térmica, mientras que los paneles solares térmicos aprovechan la irradiación solar abundante en Chile para obtener calor útil sin suministrar trabajo considerable. Es necesario, por lo tanto, tomar los elementos de conocimientos de estas tecnologías y analizar su aplicabilidad para necesidades industriales.

En este trabajo se expone el estudio del rendimiento de una planta híbrida provista por la empresa Renersol que combina el uso de paneles solares térmicos y bomba de calor para realizar aporte energético térmico en el precalentamiento del agua de alimentación de una caldera de vapor. El área de colección de radiación es de 27 m² y la bomba de

calor es capaz de producir un flujo térmico de hasta 13 kW. Mediante el uso de herramientas computacionales y de medición en terreno, se realizaron simulaciones que permitieron visualizar el comportamiento de distintas variables.

2 OBJETIVOS

El objetivo general del trabajo es determinar el rendimiento y estrategias de funcionamiento de un sistema híbrido solar/bomba de calor con almacenamiento energético para hacer suministro de energía térmica a procesos.

Como objetivos específicos se listan:

- Medir el rendimiento térmico de los paneles solares y bomba de calor utilizando datos medidos en planta.
- Construir un modelo transiente utilizando ecuaciones de balance de energía para modelar el estanque de acumulación y estudiar la dinámica temporal del sistema.
- Validar el modelo utilizando mediciones reales en la planta.
- Definir indicadores, escenarios y estrategia de funcionamiento para maximizar la eficiencia en la oferta energética.
- Determinar el aporte energético que la planta puede proveer.

3 ALCANCES

El trabajo desarrollado en esta memoria y los resultados que se obtendrán están limitados al funcionamiento de la planta piloto provista por Renersol. Se describen a continuación los alcances de puntos específicos en términos de la profundidad de los distintos análisis que se llevaron a cabo.

Para la modelación de la dinámica temporal del sistema, se utilizarán los balances de energías considerando el aporte energético de los paneles solares y la bomba de calor, pérdidas al ambiente, y extracciones de calor hacia un circuito de consumo. Los aportes energéticos serán calculados a partir de parámetros de rendimiento medidos en la planta. No se realizará un cálculo teórico derivado de ecuaciones de diseño de los paneles ni se harán cálculos relativos a la bomba de calor utilizando información de su ciclo de refrigeración.

Los aportes energéticos corresponderán a los aumentos de entalpía debido al aumento de temperatura del agua. Para el circuito de colectores, se asumirá que funciona de manera continua durante las horas con irradiación superior a $100 \text{ W}/\text{m}^2$ mientras que el circuito de consumo se asumirá que funciona de manera continua siempre que el estanque tenga una temperatura superior al agua de alimentación de la caldera.

Para la simulación de temperaturas en el estanque se utilizará un modelo de estratificación basado en nodos. Las pérdidas se consideran en el parámetro UA que combina el coeficiente de transferencia de calor total y el área, teniendo una dependencia lineal con la diferencia de temperatura. El número de nodos (discretizaciones) del estanque será de 4 por ser éste un valor recomendado en la literatura especializada [1].

Debido a que no fue posible contar con buenos datos meteorológicos medidos en la planta, los datos de entrada para las simulaciones corresponden a mediciones de irradiación global horizontal y temperatura ambiente realizadas por el Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile el año 2010. Para la validación del modelo se utilizarán mediciones realizadas el 29 de Octubre de 2013.

4 ANTECEDENTES

En esta sección se describirán algunos tópicos seleccionados claves para el desarrollo del trabajo.

4.1 EMPRESA

El trabajo experimental se lleva a cabo en instalaciones pertenecientes a la empresa Renersol que proporciona soluciones energéticas a base de recursos solares. El propósito de Renersol corresponde a comprender el funcionamiento de este tipo de planta y las consideraciones técnicas que se deben tener en el dimensionamiento de los equipos que la componen para evaluar su aplicación en procesos mineros.

4.2 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

La energía solar térmica consiste en la técnica que permite la transferencia de calor desde el sol hacia un fluido de trabajo. Esta transferencia ocurre primero mediante el fenómeno de emisión de radiación desde el sol, absorción y conducción en un medio material sólido, y finalmente por convección hacia un fluido de trabajo.

Para realizar dicho proceso, existen variadas tecnologías desarrolladas que se enfocan en optimizar la transferencia de calor mediante un buen diseño y el desarrollo de nuevos materiales con propiedades de absorción de radiación cada vez mejores.

4.2.1 RADIACIÓN SOLAR

La radiación solar es el recurso sobre el cual se basa esta tecnología. La estructura y características del sol determinan las propiedades de la energía en forma de radiación que recibimos.

El sol es una estrella compuesta de gases calientes con un diámetro de $1,39 \times 10^9$ m y una temperatura superficial de aproximadamente 5777 K. Las continuas reacciones de fusión en su núcleo emiten energía en forma de radiación hacia las capas exteriores, lugar en el cual existen fenómenos convectivos y “re-radiativos” donde se vuelve a emitir radiación hacia el espacio.

La distribución espectral del poder emisor de radiación de cuerpo negro en función de la temperatura y longitud de onda está dada por la ecuación 1 determinada por Planck.

$$E_{\lambda,b}(\lambda, T) = \frac{2\pi hc_o^2}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{hc_o}{\lambda k_B T}\right) - 1 \right]} \quad (1)$$

Donde h y k_B son la constante universal de Planck y la constante de Boltzmann, respectivamente. c_o es la velocidad de la luz en el vacío y T es la temperatura absoluta de cuerpo negro. Esta ecuación permite saber en qué rango de longitudes de onda se encuentra la mayor cantidad integrada de energía.

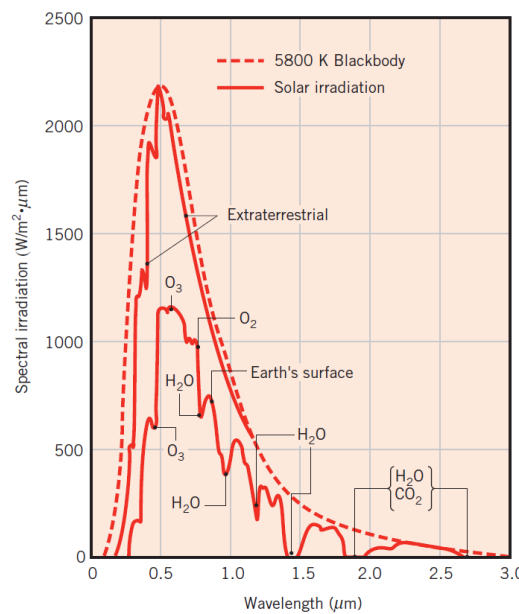


Figura 1: Poder emisor espectral del sol. Fuente: “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, Incropera y Dewitt.

Como se observa en la figura 1, encontramos que a una temperatura de aproximadamente 5800 K , el poder emisor de la radiación de cuerpo negro tiene un máximo cuya longitud de onda está dada por la ley de desplazamiento de Wein:

$$\lambda_{max}T = 2898\ \mu\text{m K} \quad (2)$$

En particular para el caso de la radiación solar en la Tierra, esta longitud de onda se encuentra en el medio del rango visible por el humano (entre $0,4\ \mu\text{m}$ y $0,7\ \mu\text{m}$), el cual evolucionó para percibir la radiación de mayor intensidad disponible en su medio. Además, dado que el sol no se comporta exactamente como un cuerpo negro, el espectro

de emisión real está acotado superiormente por aquel descrito en la ecuación de Planck (ver figura 1) y existen mínimos por las bandas de absorción de los gases presentes.

Una vez que la emisión de radiación atraviesa el espacio y llega a la Tierra, se producen variados fenómenos de absorción, reflexión y dispersión en la atmósfera. En la figura 2 se muestra un balance energético entre el espacio, la atmósfera, y la superficie terrestre.

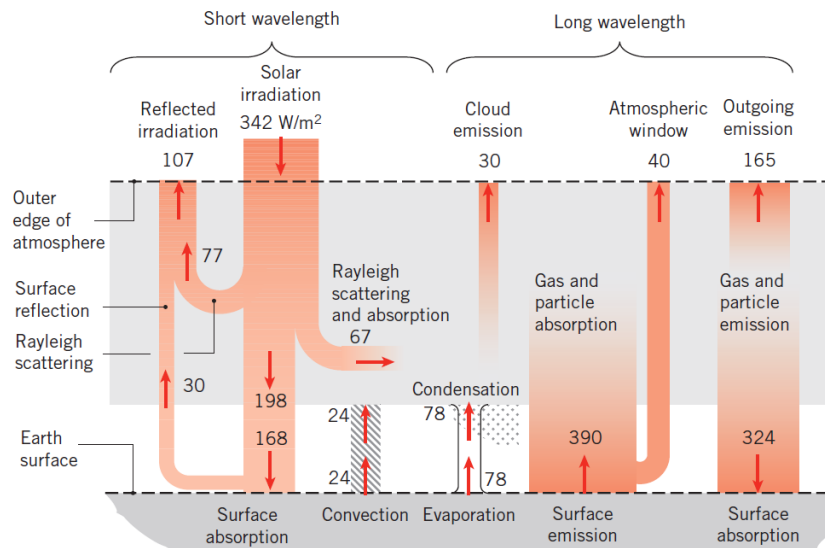


Figura 2: Balance energético en la Tierra. Fuente: "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", Incropera y Dewitt.

El recurso solar en Chile es especialmente privilegiado en la zona del desierto de Atacama. La combinación de alta irradiación y cielos despejados durante gran parte del año permiten cosechar hasta $7 kWh/m^2$ por día en algunas zonas.

4.2.2 PANELES SOLARES CPC

Los paneles solares CPC (Compound Parabolic Concentrator) corresponden a un tipo de colectores de energía térmica que utilizan la absorción selectiva de radiación solar con el uso de reflectores parabólicos. El rango de longitudes de onda en que se concentra esta energía es entre $0,3 \mu m$ y $1 \mu m$, porción que corresponde principalmente al espectro visible e infrarrojo cercano (VIS-NIR). Los colectores concentradores se clasifican de acuerdo a su tratamiento de la luz (formadores de imagen y no formadores de imagen) y su razón de concentración (área de colección/área de absorción).

La aplicación de este tipo de paneles corresponde a aquellos problemas donde se requiere una temperatura de salida del agua mayor por cuanto la irradiación es

acumulada en un espacio menor por los concentradores, en contraste con los colectores sin concentración. Por otro lado, aquellas aplicaciones donde se tienen razones de concentración menores corresponden a procesos de calentamiento de agua sin evaporación y sin dispositivos de seguimiento solar.

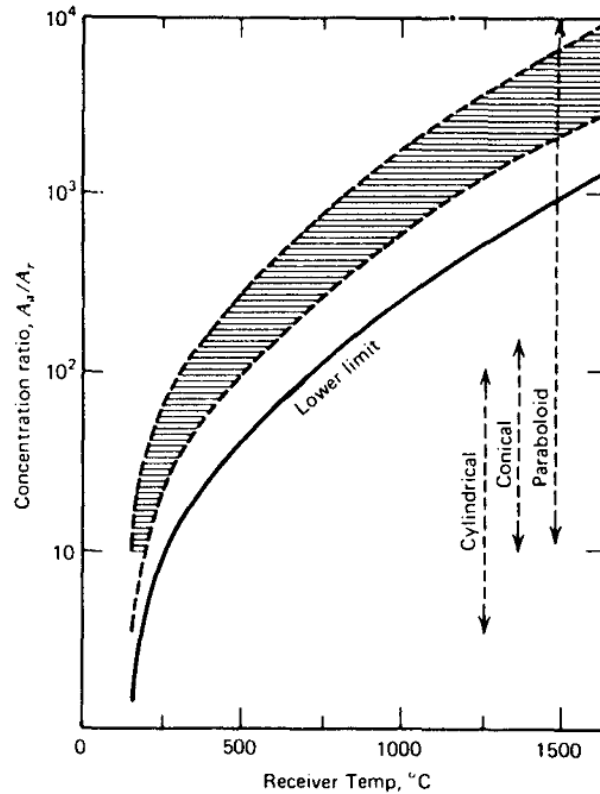


Figura 3: Relaciones entre razón de concentración y temperatura de funcionamiento del elemento absorbedor. Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes, Duffie y Beckman.

En la figura 3 se muestran los rangos aproximados de temperaturas de operación de los elementos receptores en colectores concentradores. A medida que se requiere mayor temperatura en dicho elemento, las razones de concentración crecen. Junto con este crecimiento aumentan los costos por cuanto la sofisticación de los elementos ópticos y electromecánicos (en caso de que existan sistemas de seguimiento solar) aumenta. La curva que señala el límite inferior corresponde al caso en que las pérdidas de calor son iguales a la energía absorbida.



Figura 4: Esquema y disposición real de colectores CPC.

Los colectores CPC son colectores concentradores con razones de concentración bajas entre 2 y 10. El elemento básico componente es el conjunto receptor-concentrador. La radiación solar es captada por un área de apertura definida como la zona de entrada al elemento reflejante y es absorbida por un tubo Dewar. Este tubo es un arreglo de dos cilindros concéntricos con vacío entre ellos y un material de alta absorptividad selectiva en el rango de interés (VIS-NIR) que transfiere el calor por conducción y luego convección al fluido de trabajo. Un arreglo de tales tubos paralelos compone lo que se denomina el colector y forman la unidad modular utilizada en las implementaciones de esta tecnología. El calor útil extraíble mediante este tipo de colectores está dado por la ecuación 3.

$$Q_u = F_R A_a \left[S - \frac{A_r}{A_a} U_L (T_i - T_a) \right] \quad (3)$$

Donde F_R es el factor de remoción de calor, S es la radiación absorbida, A_r es el área del receptor, A_a es el área de apertura, U_L es el coeficiente de pérdidas, T_i es la temperatura de entrada del fluido de trabajo y T_a es la temperatura ambiente.

Todos los efectos de la geometría del reflector y variaciones de radiación a lo largo del día y el año están contenidos en la función S , mientras que los efectos de la geometría del colector en los fenómenos de transferencia de calor están contenidos en el factor F_R . Por lo tanto, ambas funciones son de gran complejidad y dificultad para su cálculo, y constituyen el trabajo más sensible en el diseño para la determinación teórica de la energía útil extraíble.

4.2.3 BALANCES DE ENERGÍA

El modelamiento general de la planta corresponde a la elaboración del conjunto de ecuaciones de balance de energía entre todos los componentes. El balance energético macroscópico transiente general está dado por la ecuación 4.

$$\frac{d}{dt}(K_{tot} + \Phi_{tot} + U_{tot}) = \sum \left(\frac{1}{2} \frac{\langle v_1^3 \rangle}{\langle v_1 \rangle} + gh_1 + \widehat{H}_1 \right) w_1 - \sum \left(\frac{1}{2} \frac{\langle v_2^3 \rangle}{\langle v_2 \rangle} + gh_2 + \widehat{H}_2 \right) w_2 + W_m + Q \quad (4)$$

Donde K_{tot} es energía cinética total, Φ_{tot} es la energía potencial total, U_{tot} es la energía interna total, v_i es la velocidad del fluido, h_i es la cota, g es la aceleración de gravedad, \widehat{H}_i es la entalpía, w_i es el flujo másico, W_m es el trabajo termodinámico, y Q es el calor. Los subíndices 1 y 2 indican las entradas y salidas con sus correspondientes signos.

En la mayoría de los casos, la mayor parte de los términos se simplifica y se obtendrán ecuaciones diferenciales de primer orden para la temperatura en función del tiempo. Para la resolución de dichas ecuaciones, se recomienda en la literatura [1] utilizar integración simple de Euler para pasos de tiempo cortos.

4.2.4 SISTEMAS DE ACUMULACIÓN DE ENERGÍA

Los sistemas de acumulación de energía en aplicaciones solares son de mucha importancia ya que definen la capacidad de un sistema de satisfacer una demanda energética que frecuentemente no coincide en el tiempo con la oferta del recurso. El objetivo de los sistemas de acumulación es permitir que las fuentes solares sean capaces de satisfacer las demandas en el tiempo.

Existen variados sistemas de acumulación de energía aplicables en tecnologías solares. Los más importantes corresponden al almacenamiento de agua caliente en estanques, calentamiento de lecho de piedras, y sistemas con cambio de fase. El sistema más utilizado es el de almacenamiento de calor sensible en agua dada su simplicidad tecnológica y buenas propiedades termofísicas de este fluido.

El dimensionamiento y selección de características de un estanque almacenador de agua caliente están definidos por la disponibilidad del recurso solar, el perfil del requerimiento energético, la confiabilidad esperada del sistema, el mecanismo de adición de energía auxiliar, y los factores económicos asociados a todos los puntos anteriores. Las

principales características a tener en cuenta en el diseño de un sistema de acumulación son su capacidad volumétrica, rango de temperaturas de operación, mecanismos de adición o remoción de energía térmica, estratificación de su temperatura interior, requerimientos de energía en su operación, sistemas de control, y su costo.

4.2.4.1 Flujos de Energía

Los flujos de energía presentes en un estanque de acumulación con agua caliente corresponden a los aportes de entalpía de los circuitos de calentamiento por colectores, aportes térmicos auxiliares (en caso de estar instalados), consumos en circuito de carga, y pérdidas por transferencia de calor al ambiente. Para la evaluación extendida en el tiempo, los términos de energía potencial y cinética del agua no se consideran pues las inyecciones y extracciones se realizan con flujo másico constante. Por otra parte, el trabajo mecánico es nulo porque el estanque se asume isocórico.

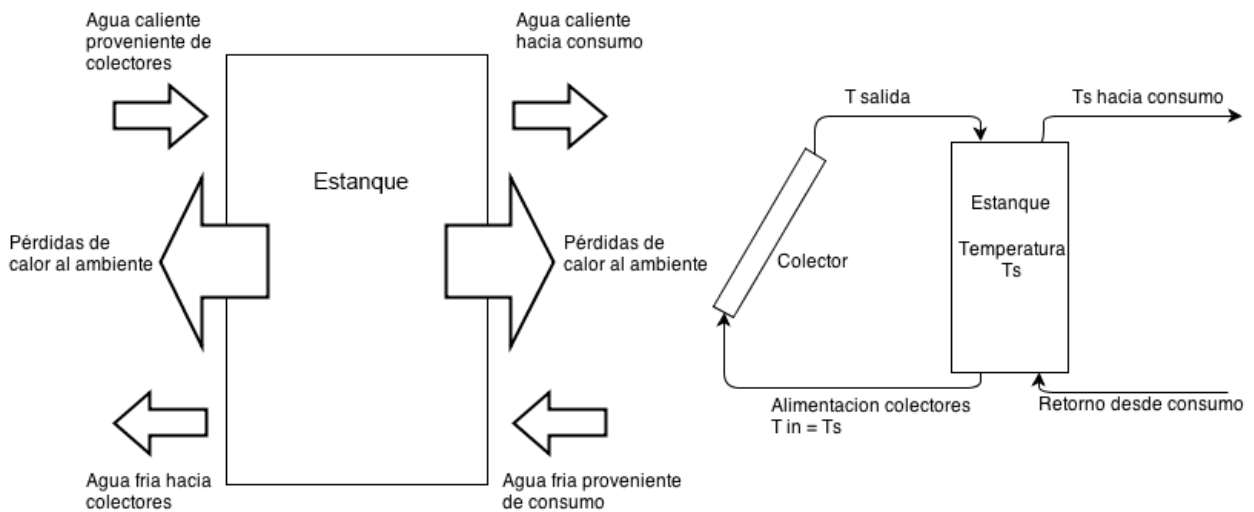


Figura 5: Esquema de flujos de energía en un sistema con estanque y colector.

El tratamiento teórico de este componente corresponde a la elaboración ecuaciones diferenciales con balances de energía en volúmenes de control auxiliares que modelen la estratificación al interior, siendo el tiempo la variable independiente y las temperaturas las variables dependientes.

El balance de energía de un estanque no estratificado con pérdidas, con una sola entrada, y una sola salida, está dado por la ecuación 5.

$$(mC_p)_s \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q}_u - \dot{L}_s - (UA)_s(T_s - T_a') \quad (5)$$

Donde m es la masa de fluido en el estanque, C_p es el calor específico del fluido, \dot{Q}_u es el aporte energético de los paneles solares, \dot{L}_s es la tasa de extracción de energía, $(UA)_s$ es el coeficiente de pérdidas-área, T_s es la temperatura al interior del estanque (supuesta uniforme para el estanque en cada instante), y T_a' es la temperatura ambiente.

Haciendo una integración explícita de Euler de la expresión anterior sobre un paso de tiempo Δt , se obtiene la ecuación 6.

$$T_{s,i}^+ = T_{s,i} + \frac{\Delta t}{(m C_p)_s} [\dot{Q}_u - \dot{L}_s - (UA)_s(T_s - T_a')] \quad (6)$$

Esta expresión es la modelación del caso más simple y menos favorable para el almacenamiento de energía puesto que el rendimiento de los colectores es menor a medida que la temperatura del agua de alimentación aumenta. Por esto, es necesario utilizar estanques donde se favorezca la estratificación de temperatura del agua por efectos de disipadores de velocidad, aspersores, y el manejo correcto de los flujos entrantes y salientes.

4.2.4.2 Estratificación de Temperatura

La estratificación de temperatura corresponde al fenómeno de distribución de temperaturas no uniforme a lo largo de la altura del estanque y representa una situación más real que el de un estanque completamente mezclado. Este fenómeno se produce por la distribución natural de las inyecciones de agua dentro del estanque por efectos de flotabilidad y es una condición deseable porque permite colocar los puntos de extracción de agua caliente lejos de los de retorno. Esto posibilita extraer el agua caliente antes de mezclarse con el agua del resto del estanque y permite un mejor rendimiento térmico. Sin embargo, es una condición difícil de mantener debido a que es fácilmente perturbada por los movimientos del agua y en instalaciones reales se observa un grado de estratificación moderado y generalmente preservado por estrategias en la inyección de flujos.

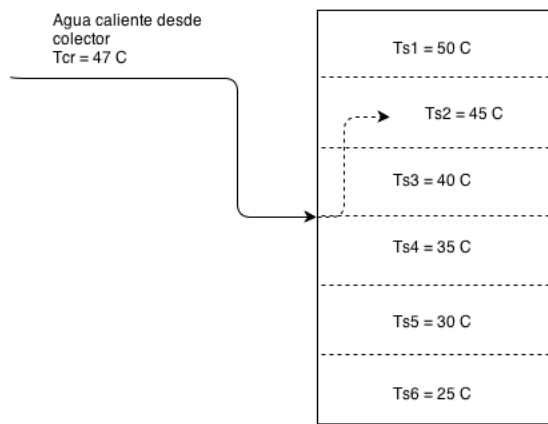


Figura 6: Esquema de estanque estratificado. La inyección de agua se desplazará a la zona del estanque con temperatura similar por efectos de flotabilidad.

Como se ejemplifica en la figura 6, una masa de agua inyectada en algún punto del estanque se desplazará hacia arriba o hacia abajo dependiendo de la temperatura de la zona de inyección. Si la masa de agua se encuentra a mayor temperatura que dicha zona, ésta tenderá a subir. Por el contrario, si se encuentra a menor temperatura, tenderá a descender hasta el punto de temperatura similar.

Un modelo basado en el balance de energía de la ecuación 5 permite describir las distintas temperaturas a diferentes alturas realizando la integración del balance de energía sobre un conjunto arbitrario de volúmenes de control.

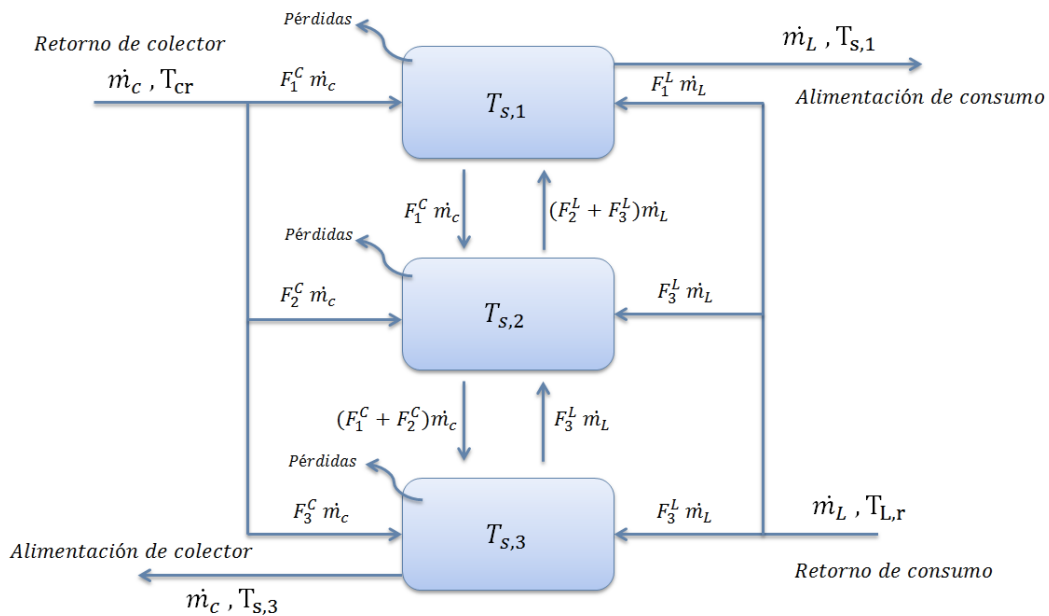


Figura 7: Ejemplo de volúmenes de control a considerar en un modelo de estratificación en estanques de acumulación con 3 nodos.

En este modelo se utiliza una función de control que determina el lugar donde se inyecta calor por efectos de flotabilidad, asignando la inyección de agua caliente a la zona del estanque con una temperatura similar. Dicha función puede tomar solamente los valores 1 o 0, y solamente un nodo puede tener una función de control con valor 1 para una iteración. De esta manera se asignan las inyecciones provenientes de los colectores y del retorno del consumo.

Para mantener la conservación del flujo, se define el flujo mixto del nodo i en términos de la masa de fluido proveniente del nodo anterior. Esto permite mantener las masas de los nodos constantes y las inyecciones y extracciones de agua en todo el estanque.

Una vez calculadas las funciones de control, se realizan las integraciones de los balances de energía similares al dado por la ecuación 5 para N nodos y luego obtener las temperaturas $T_{s,i}^+$ luego del paso de tiempo.

5 METODOLOGÍA

La metodología de trabajo comprende una etapa de aplicación del modelo de estratificación basado en nodos con datos de irradiación global horizontal y temperatura ambiente para obtener predicciones de las temperaturas del estanque acumulador. Se realizarán mediciones sobre el funcionamiento de la planta y se analizará su funcionamiento a partir de la información recopilada y generada por la simulación.

5.1 MONTAJE EXPERIMENTAL

La planta está compuesta de los siguientes elementos:

- 6 paneles solares térmicos CPC que totalizan un área de apertura de $27 m^2$.
- 1 estanque acumulador con una capacidad 1.000 kg de agua.
- 1 estanque de expansión marca Imera.
- 1 bomba de calor marca Baumann.
- 4 bombas centrífugas marca Grundfos.
- 1 intercambiador de calor de placas marca Anwo.

Cada equipo cuenta con fichas técnicas elaboradas por el fabricante para conocer sus características más importantes.

5.1.1 UBICACIÓN GEOGRÁFICA

La planta se encuentra situada en terrenos pertenecientes a la empresa Don Pollo en su planta de procesamiento en la dirección Calle Camino el Mariscal 1590, La Pintana, Región Metropolitana (coordenadas geográficas $33^{\circ}36'29''S$ $70^{\circ}39'31''O$).

5.1.2 DIAGRAMA DE PROCESO

Los equipos que componen la planta forman parte de 3 circuitos principales de transporte de energía:

- Circuito de calentamiento de agua a través de los colectores solares
- Circuito de calentamiento de agua a través de la bomba de calor
- Circuito de consumo en intercambiador de calor

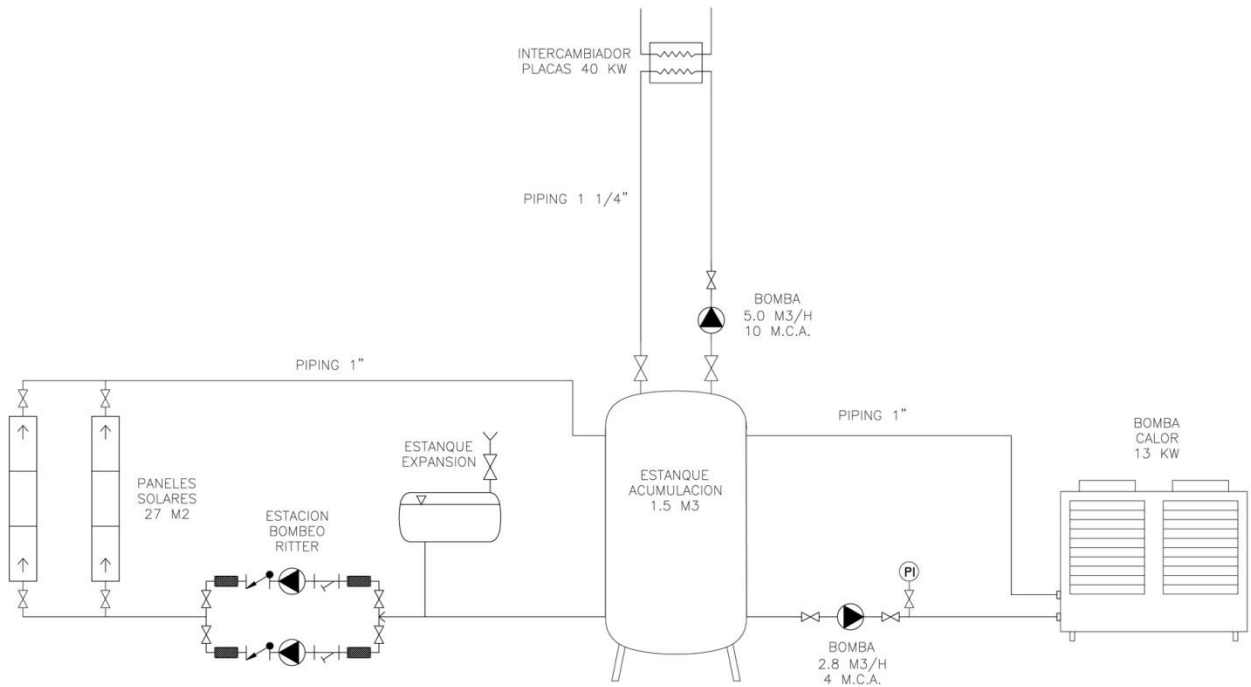


Figura 8: Diagrama de disposición de equipos en la planta. Fuente: Renssol.

5.1.3 EQUIPOS COMPONENTES

En la figura 9 se observa la disposición física de los equipos.



Figura 9: Disposición real de los equipos en la planta.

Los equipos señalados en la figura 9 son:

1. Paneles solares térmicos de tubo evacuado CPC 45 XL marca Ritter XL Solar
2. Bombas centrífugas marca Grundfos modelo Magna Solar 25-100

3. Bomba centrífuga marca Grundfos modelo UPS 32-80 180 en circuito de intercambiador de calor
4. Bomba centrífuga marca Grundfos modelo UPS 32-70 180
5. Estanque de acumulación de $1 m^3$
6. Bomba de calor aire-agua marca Baumann modelo AW12/B-QNNNE
7. Estanque de expansión marca Imera modelo SV50
8. Panel de control y data logger
9. Válvula de seguridad (3 bar)
10. Válvula de seguridad (6 bar)

5.1.3.1 Paneles Solares

En la planta hay 6 paneles solares térmicos instalados y son del tipo tubo evacuado marca Ritter XL Solar, modelo CPC 45 XL. Entre sus características principales destacan:

- Tubos evacuados de alta eficiencia basados en el principio Thermos Flask (tubos Dewar)
- Concentrador parabólico compuesto (CPC) resistente a condiciones ambientales
- Tubos internos en forma de U y hechos de cobre
- Diseñados para grandes sistemas y aplicaciones industriales



Figura 10: Paneles solares Ritter XL Solar

Las especificaciones técnicas se encuentran en el Anexo B.

Las curvas de rendimiento provistas por el fabricante para distintas irradiaciones globales se muestran en la figura 11.

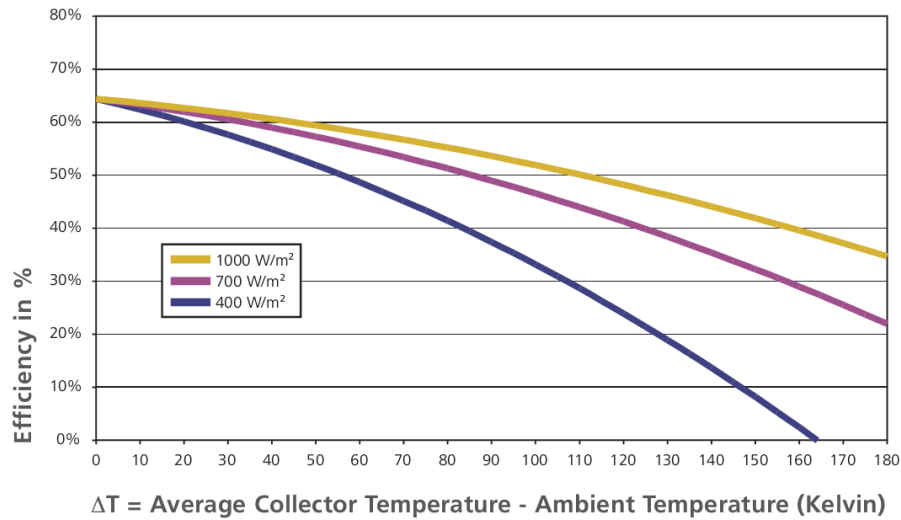


Figura 11: Curvas de eficiencia según diferencia de temperatura de panel y ambiente

Los parámetros de la curva de rendimiento según la norma europea EN 12975-2:2001 [18] se muestran en la tabla 1.

Tabla 1: Parámetros de ajuste parabólico de rendimiento instantáneo según ensayo de norma EN 12975-2:2001

Parámetro	Unidad	Valor
η_0		0,644
a_1	$W m^{-2}K^{-1}$	0,749
a_2	$W m^{-2}K^{-2}$	0,005

En la planta se cuenta con 6 paneles conectados en 2 ramas de 3 colectores en serie como se muestra en el diagrama de la figura 12. Esto totaliza un área de captura de radiación de $27 m^2$.

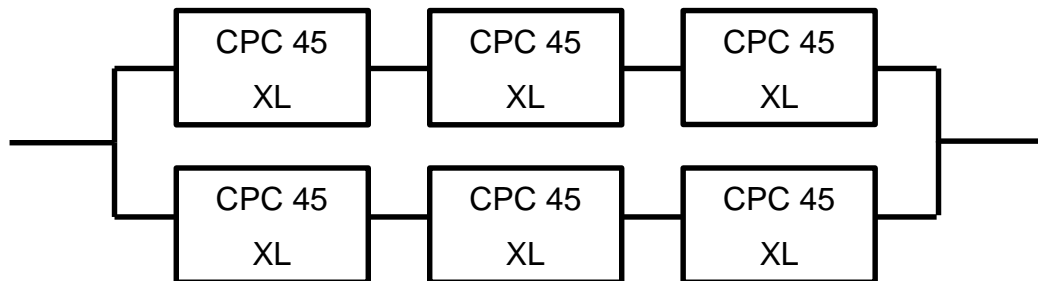


Figura 12: Esquema de disposición de paneles solares instalados

5.1.3.2 Intercambiador de calor

El intercambiador de calor tiene la función de entregar el calor proveniente del estanque hacia la carga y se encuentra instalado en el punto de abastecimiento de agua de la caldera de Energías Industriales S.A. (empresa proveedora de vapor para Don Pollo). Es de tipo placa (49 placas) con paso 1-1 contracorriente y fabricado por Anwo. Su fabricación es especial para esta aplicación y, por lo tanto, no existe una ficha técnica detallada. Sus características principales se muestran en el Anexo C.



Figura 13: Intercambiador de calor Anwo instalado en planta

5.1.3.3 Estación de Bombeo de Agua para Paneles

La estación de bombeo de agua para los paneles solares está compuesta de 2 bombas centrífugas en serie marca Grundfos modelo Magna Solar 25-100. Más adelante en el circuito está instalada una válvula de seguridad configurada a 6 bares.

Las bombas están optimizadas para trabajar en circuitos primarios en sistemas solares térmicos, mientras que soporta agua o mezclas agua-glicol como fluidos de trabajo.

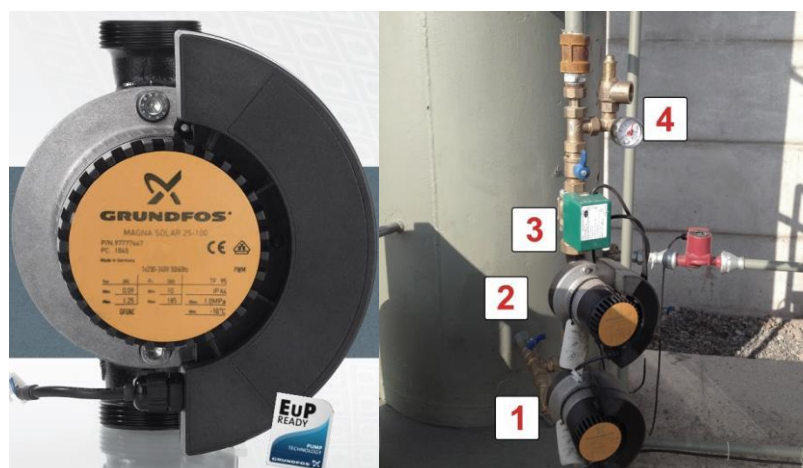


Figura 14: Bomba Grundfos Magna Solar 25-100 (izquierda) y estación de bombeo de planta (derecha)

En figura 14 se muestra la bomba y su disposición en la estación de bombeo:

1. Bomba Grundfos Magna Solar 25-100
2. Bomba Grundfos Magna Solar 25-100
3. Sensores de temperatura y caudal
4. Válvula de seguridad configurada para 6 bar

Las especificaciones técnicas de las bombas se encuentran en el Anexo D.

5.1.3.4 Bombas de Circuito de Bomba de Calor e Intercambiador de Calor

La bomba de calor Baumann está alimentada por una bomba centrífuga marca Grundfos modelo UPS 32-70 180, mientras que el intercambiador de placas Anwo del circuito de entrega de calor al proceso está alimentado por una bomba de la misma marca y modelo UPS 32-80 180 de características similares.



Figura 15: Bomba Grundfos 32-80 (izquierda) y bomba instalada en circuito de alimentación a intercambiador (derecha)



Figura 16: Bomba Grundfos 32-70 180 en circuito de alimentación a bomba de calor

Entre sus características destacan:

- Rotor encapsulado
- Ejes y cojinetes radiales de cerámica
- Lubricación de cojinetes por el fluido bombeado
- Cojinete axial de carbono
- Camisa del rotor y placa soporte de acero inoxidable
- Impulsor resistente a la corrosión, compuesto PES/PP
- Cuerpo de bomba de fundición
- Motor unifásico

5.1.3.5 Bomba de Calor

La bomba de calor es marca Baumann y es el modelo AW12/B-QNNNE. Utiliza refrigerante R410a y está alimentada de agua fría tomada en la base del estanque acumulador por una bomba centrífuga Grundfos.

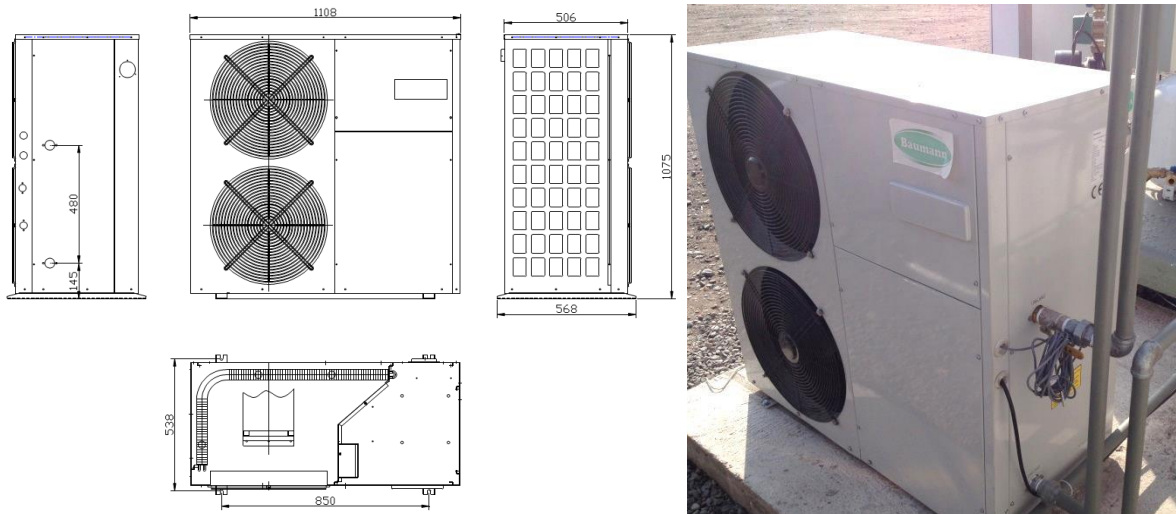


Figura 17: Bomba de calor Baumann AW12

Funciona en tres modos:

- Producción de agua caliente
- Producción de agua caliente y foco frío con apoyo de caldera
- Producción de agua caliente y foco frío en cascada

Para la instalación actual, se utiliza la bomba de calor en el primer modo (y más simple) de producción de agua caliente. El diagrama de proceso de la bomba de calor, así como las especificaciones técnicas, se encuentran en el Anexo E.

El principio de funcionamiento en este modo es el siguiente:

- Cuando la temperatura de retorno (alimentación) RT cumple que $RT < ST02 - ST04$, el compresor y la bomba P1 comenzarán a calentar el foco caliente hasta que $RT > ST02 + ST04$. Una vez alcanzado este punto, ambos equipos se detienen. La operación se reanuda una vez que $RT < ST02 - ST04$.

Es decir, una vez que la temperatura de la zona baja del estanque es menor que la temperatura de configuración definida por el usuario (ST04 es una diferencia de temperatura con un valor de 1 °C) de la bomba de calor, este equipo se activará para aumentarla y mantenerla al nivel deseado. Para el funcionamiento de nuestro montaje, la temperatura objetivo fue fijada en el valor máximo permitido por el controlador: 50 °C.

5.1.3.6 Estanque de Expansión

Para posibilitar los cambios de densidad del agua en el acumulador, es necesario utilizar un estanque de expansión. En la planta se encuentra instalado uno marca Imera modelo SV50.



Figura 18: Estanque de expansión Imera en planta (izquierda) y placa (derecha)

En el Anexo F se muestran las características técnicas.

5.1.4 INSTRUMENTOS

En el sistema instalado se cuenta con mediciones provenientes de cuatro fuentes distintas: sensores pertenecientes a la planta solar y conectados al controlador, sensores pertenecientes a la bomba de calor, un medidor de flujo conectado en el conducto de alimentación de la bomba de calor, y un remarcador de energía activa conectado en su alimentación eléctrica. En el diagrama de la figura 19 se muestran los distintos puntos de medición.

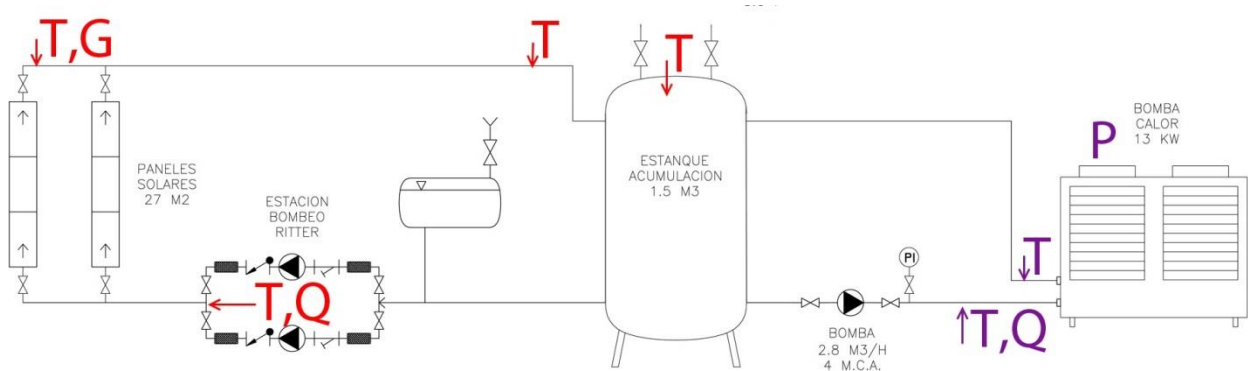


Figura 19: Esquema de puntos con instrumentos de medición.

Al panel de control llegan las señales de los sensores de la estación de bombeo, los paneles solares, y la zona superior del estanque. Las temperaturas de entrada y salida

de la bomba de calor se pueden ver en el panel de control. Sin embargo, no es posible hacer un registro en el tiempo de éstas.



Figura 20: Salida del panel solar con orificio para insertar termocupla en vaina (izquierda) y piranómetro (derecha)

Las mediciones de caudal se realizan mediante un sensor electrónico en la estación de bombeo del circuito de paneles solares, y un sensor analógico de paso en el circuito de la bomba de calor.

5.1.5 MANEJO DE DATOS

La planta cuenta con un equipo que registra los datos en el tiempo en intervalos de 1 minuto. Éstos son extraídos a través de una conexión a internet inalámbrica y enviados a la plataforma del fabricante. Una vez descargados, se procesan en el software Microsoft Excel y se exportan a Matlab.

5.2 ENSAYOS EXPERIMENTALES

Los ensayos a realizar en la planta corresponden a los siguientes:

- Medición de coeficiente de pérdidas-área (UA) del estanque acumulador no aislado
- Medición de la efectividad del intercambiador de placas
- Medición del rendimiento de la bomba de calor bajo distintas condiciones de operación
- Medición del rendimiento instantáneo de los colectores

6 DESARROLLO

El desarrollo experimental comienza con la elaboración de un modelo transiente que permita hacer predicciones del funcionamiento de la planta a partir de distintas configuraciones en su funcionamiento.

6.1 DATOS

Debido a que no fue posible contar con datos medidos en terreno de buena calidad, los datos para desarrollar la simulación corresponden a mediciones de irradiación global horizontal, temperatura ambiente, y velocidad del viento realizadas por el Departamento de Geofísica de la Universidad de Chile. Las mediciones están disponibles en intervalos de 30 minutos, por lo que se hizo un refinamiento mediante interpolaciones lineales hasta lograr intervalos de 1 minuto. El propósito de esto es evitar inestabilidades en el cálculo de temperaturas del modelo.

6.2 PLANTEAMIENTO DE MODELO DE DINÁMICA TEMPORAL

La modelación se realizó utilizando la teoría expuesta en la sección 4. En el diagrama de la figura 21 se muestran los elementos a considerar.

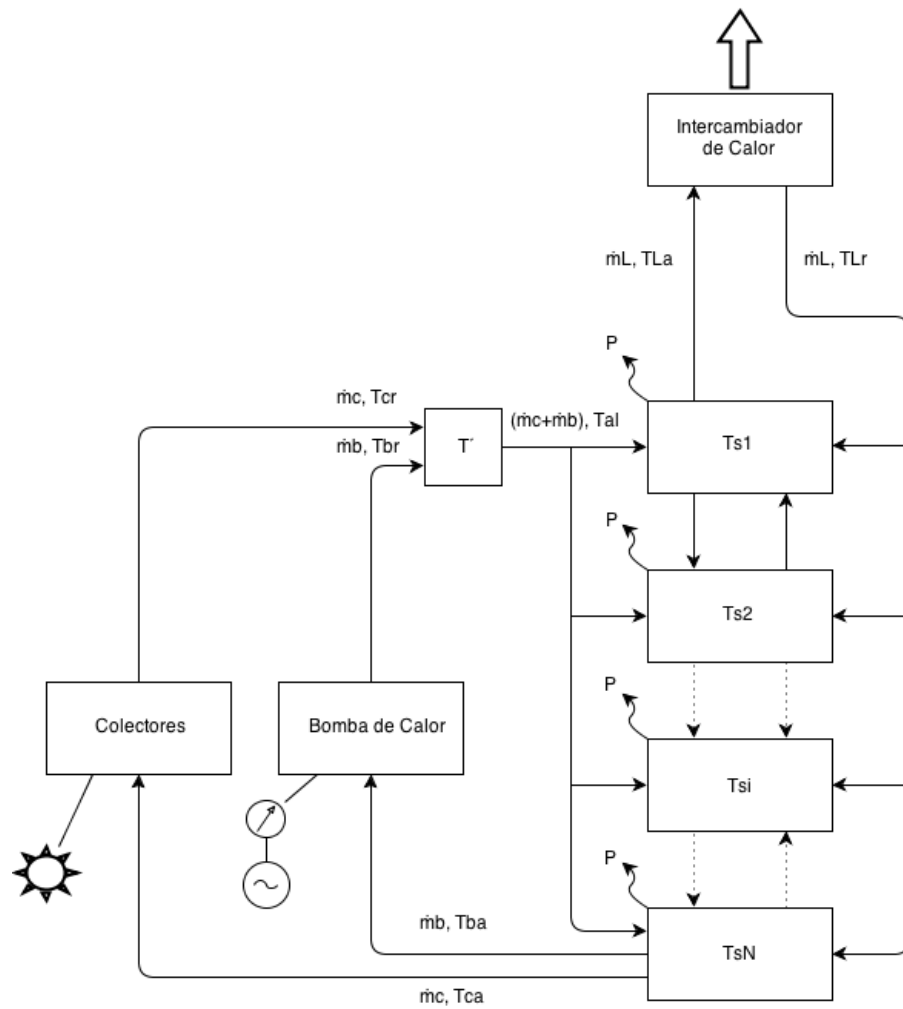


Figura 21: Esquema de flujos y temperaturas a utilizar en el modelo.

El cálculo consiste en considerar los aportes térmicos provenientes de los colectores y la bomba de calor, el consumo del circuito de carga, y las pérdidas al ambiente. Conocidas las temperaturas y flujos másicos de los tres circuitos, se calculan las temperaturas de cada nodo del estanque considerando flujos entre los mismos y pérdidas de calor al ambiente. Las temperaturas de alimentación de los colectores y la bomba de calor corresponden a la temperatura del nodo inferior del estanque ($T_{s,N}$) mientras que la temperatura de alimentación del circuito de consumo corresponde a la temperatura del nodo superior ($T_{s,1}$).

Las variables utilizadas en el modelo de dinámica temporal se describen en la tabla 2.

Tabla 2: Descripción de variables a utilizar en el modelo

Variable	Unidad	Descripción
A_a	m^2	Área de apertura de colectores
a_1	$W m^{-2} K^{-1}$	Coefficiente algebraico para ajuste parabólico
a_2	$W m^{-2} K^{-2}$	Coefficiente algebraico para ajuste parabólico
C_p	$J kg^{-1} °C^{-1}$	Calor específico del agua
F_i^c		Función de control de inyección de agua proveniente de colectores
F_i^l		Función de control de inyección de agua proveniente de consumo
F_i^m		Función de control de inyección de agua proveniente de mezcla
G	$W m^{-2}$	Irradiación hemisférica solar
m	kg	Masa de acumulado en estanque
m_i	kg	Masa de acumulado en estanque en nodo i
$\dot{m}_{m,i}$	$kg s^{-1}$	Flujo másico mixto en nodo i
\dot{m}_c	$kg s^{-1}$	Flujo másico en circuito de colectores
\dot{m}_b	$kg s^{-1}$	Flujo másico en circuito de bomba de calor
\dot{m}_L	$kg s^{-1}$	Flujo másico en circuito de consumo
P	W	Pérdidas de calor
\dot{Q}_c	W	Flujo de energía producido por colectores
\dot{Q}_L	W	Flujo de energía consumido por carga
\dot{Q}_b	W	Flujo de energía producido por bomba de calor
Q_c	J	Energía producida por colectores
Q_L	J	Energía consumida por carga
Q_b	J	Energía producida por bomba de calor
S	$W m^{-2}$	Irradiación global en superficie de colector
T_a	$°C$	Temperatura ambiente
T_{cr}	$°C$	Temperatura de retorno en circuito de colectores
T_{ca}	$°C$	Temperatura de alimentación en circuito de colectores
T_{Lr}	$°C$	Temperatura de retorno en circuito de consumo
T_{La}	$°C$	Temperatura de alimentación en circuito de consumo
T_{br}	$°C$	Temperatura de retorno en circuito de bomba de calor
T_{ba}	$°C$	Temperatura de alimentación en circuito de bomba de calor
t_m	$°C$	Temperatura media del fluido de trabajo en el colector
T_m^*	$m^2 K W^{-1}$	Diferencia de temperatura reducida
$T_{s,i}$	$°C$	Temperatura de estanque en nodo i
$T_{s,i}^+$	$°C$	Temperatura de estanque en nodo i al final del período de cálculo
UA	$W °C^{-1}$	Coefficiente de pérdidas-área de estanque
UA_i	$W °C^{-1}$	Coefficiente de pérdidas-área de estanque en nodo i
ε		Efectividad de intercambio de calor
η		Rendimiento instantáneo de colectores
η_0		Rendimiento máximo bajo el supuesto de pérdidas nulas
Δt	s	Paso de tiempo para cálculos

6.2.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE CÁLCULO

En la figura 22 se muestra el procedimiento seguido para realizar los cálculos en el software Matlab 2010a.

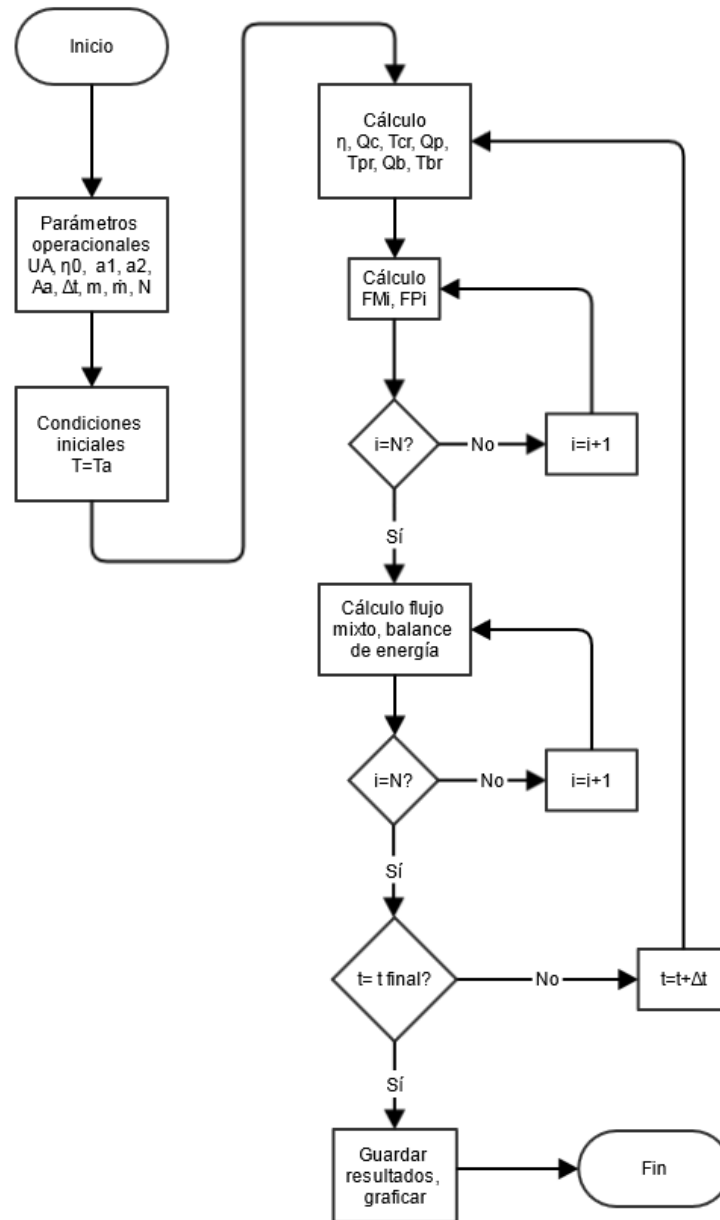


Figura 22: Diagrama de flujo de programa

El paso de tiempo utilizado es de 60 segundos, por lo que el cálculo se realiza 1440 veces por día con lecturas de todos los datos de entrada y escritura de resultados en cada iteración. Los sub-ciclos de cálculos en los nodos se realizan N veces (el número de

nodos. En este caso 4) dentro de cada iteración de tiempo. Los resultados de este programa corresponden a todas las variables calculadas necesarias para obtener las temperaturas utilizando el procedimiento expuesto a continuación para cada paso de tiempo.

6.2.2 CÁLCULO DE FLUJOS ENERGÉTICOS

El aporte energético de los colectores se calcula mediante datos conocidos de irradiación global y rendimiento según la ecuación 7.

$$\dot{Q}_c = \eta A_a S \quad (7)$$

De acuerdo a la norma europea EN 12975-2:2001 [18], el rendimiento instantáneo de los colectores solares se calcula según la ecuación 8.

$$\eta = \eta_0 - a_1 T_m^* - a_2 S T_m^{*2} \quad (8)$$

Donde T_m^* es la diferencia de temperatura reducida dada por la ecuación 9.

$$T_m^* = \frac{t_m - T_a}{S} \quad (9)$$

t_m es la temperatura media del fluido de trabajo y está dada por la ecuación 10.

$$t_m = T_{ca} + \frac{\Delta T}{2} \quad (10)$$

Una vez calculado \dot{Q}_c , podemos obtener la temperatura de retorno del agua de los colectores utilizando la ecuación 11.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_p \Delta T \quad (11)$$

Tomando la diferencia de temperaturas como aquella entre la salida y entrada de los colectores,

$$\Delta T = T_{cr} - T_{ca} \quad (12)$$

Se deduce, entonces, la temperatura de salida.

$$T_{cr} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_c C_p} + T_{ca} \quad (13)$$

De la misma manera se puede extraer la temperatura de retorno del agua en el circuito de consumo y en el circuito de calentamiento con bomba de calor, obteniéndose las ecuaciones 14 y 15.

$$T_{Lr} = T_{La} - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}_L C_p} \quad (14)$$

$$T_{br} = T_{ba} + \frac{\dot{Q}_b}{\dot{m}_b C_p} \quad (15)$$

Por otro lado, se puede calcular el flujo de calor consumido por el proceso utilizando la ecuación 16.

$$Q_L = \varepsilon (\dot{m} C_p)_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (16)$$

En la sección 6.4 se detalla el cálculo de ε .

6.2.3 CÁLCULO DE FUNCIONES DE CONTROL

La función de control de inyección de agua caliente proveniente de colectores para el nodo i permite indicar si es necesario un aporte térmico dadas las condiciones de temperatura del agua y de los nodos vecinos. Está dada por la ecuación 17.

$$F_i^C = \begin{cases} 1 & \text{si } i = 1 \text{ y } T_{cr} > T_{s,i} \\ 1 & \text{si } T_{s,i-1} \geq T_{cr} > T_{s,i} \\ 0 & \text{si } i = 0 \text{ o } i = N + 1 \end{cases} \quad (17)$$

La función de control de inyección de agua proveniente del retorno del circuito de consumo para el nodo i modela el mismo fenómeno y está dada por la ecuación 18.

$$F_i^P = \begin{cases} 1 & \text{si } i = N \text{ y } T_{L,r} < T_{s,i} \\ 1 & \text{si } T_{s,i-1} \geq T_{L,r} > T_{s,i} \\ 0 & \text{si } i = 0 \text{ o } i = N + 1 \end{cases} \quad (18)$$

Dado que el modelo está concebido considerando solamente una inyección de agua caliente, para considerar el aporte de ambas fuentes (colectores y bomba), se define un flujo másico combinado de alimentación dado por la ecuación 19.

$$\dot{m}_{alim} = \dot{m}_c + \dot{m}_b \quad (19)$$

Por la misma razón anterior, se debe definir una temperatura de mezcla para la alimentación al estanque. Ésta es proporcional a los flujos másicos de cada aporte y sus temperaturas y está dada por la ecuación 20.

$$T_{alim} = \frac{\dot{m}_c T_{cr} + \dot{m}_b T_{br}}{\dot{m}_c + \dot{m}_b} \quad (20)$$

El flujo másico de alimentación al estanque \dot{m}_{alim} y la temperatura de alimentación T_{alim} son las variables que se utilizarán en lugar del flujo másico y temperatura del colector para calcular las funciones de control y flujos mixtos. Por lo tanto, se define la nueva función de control de mezcla dada por la ecuación 21.

$$F_i^m = \begin{cases} 1 & \text{si } i = 1 \text{ y } T_{alim} > T_{s,i} \\ 1 & \text{si } T_{s,i-1} \geq T_{alim} > T_{s,i} \\ 0 & \text{si } i = 0 \text{ o } i = N + 1 \end{cases} \quad (21)$$

6.2.4 CÁLCULO DE FLUJO MIXTO Y BALANCE DE ENERGÍA

Como se expuso en la sección 4, la definición de los flujos másicos entre los nodos permite la continuidad del flujo de los circuitos. Por lo tanto, se define el flujo mixto del nodo i proveniente del nodo $i-1$ según la ecuación 22.

$$\dot{m}_{m,i} = \dot{m}_{alim} \sum_{j=1}^{i-1} F_j^m - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N F_j^L \quad (22)$$

El flujo mixto para los nodos 1 y $N+1$ corresponde a las ecuaciones 23 y 24.

$$\dot{m}_{m,1} = 0 \quad (23)$$

$$\dot{m}_{m,N+1} = 0 \quad (24)$$

Finalmente, el balance de energía para el nodo i está dado por la ecuación 25.

$$m_i \frac{dT_{s,i}}{dt} = \left(\frac{UA}{C_p} \right)_i (T'_a - T_{s,i}) + F_i^m \dot{m}_{alim} (T_{alim} - T_{s,i}) + F_i^L \dot{m}_L (T_{L,r} - T_{s,i}) + \begin{cases} \dot{m}_{m,i} (T_{s,i-1} - T_{s,i}) & \text{si } \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1} (T_{s,i} - T_{s,i+1}) & \text{si } \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases} \quad (25)$$

Haciendo una integración explícita de Euler, se obtiene la ecuación 26.

$$T_{s,i}^+ = T_{s,i} + \frac{\Delta t}{m_i} \left[\left(\frac{UA}{C_p} \right)_i (T'_a - T_{s,i}) + F_i^m \dot{m}_{alim} (T_{alim} - T_{s,i}) + F_i^L \dot{m}_L (T_{L,r} - T_{s,i}) + \begin{cases} \dot{m}_{m,i} (T_{s,i-1} - T_{s,i}) & \text{si } \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1} (T_{s,i} - T_{s,i+1}) & \text{si } \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases} \right] \quad (26)$$

El término $T_{s,i}^+$ es la temperatura del nodo i luego de un paso de tiempo Δt y se utilizará como el valor $T_{s,i}$ de la iteración siguiente.

6.3 ESTIMACIÓN DE COEFICIENTE DE PÉRDIDAS-ÁREA

El coeficiente de pérdidas-área es el factor que multiplica la diferencia de temperatura entre el estanque y el ambiente para calcular las pérdidas de calor. Este valor engloba los efectos de los coeficientes de transferencia de calor por convección, conducción y radiación en la superficie del estanque incluyendo inmediatamente su área. El flujo de calor por pérdidas está dado por la ecuación 27.

$$Q_{pérdidas} = UA \Delta T \quad (27)$$

Con

$$\Delta T = (T_s - T_a) \quad (28)$$

Donde T_s es una temperatura única representativa del estanque completo.

A pesar de que el estanque no se encuentra a una temperatura uniforme, el coeficiente UA se puede obtener realizando una prueba de enfriamiento suponiendo una temperatura representativa correspondiente a la temperatura promedio. Este desarrollo se desprende de la solución de la ecuación diferencial de la energía interna.

$$\frac{dU}{dt} = -UA (T_s - T_a) = m_s C_p \frac{dT_s}{dt} = m_s C_p \frac{d(T_s - T_a)}{dt} \quad (29)$$

Si llamamos ΔT a la diferencia $(T_s - T_a)$, bajo el supuesto de temperatura ambiente constante, tenemos la ecuación 30.

$$-UA \Delta T = m_s C_p \frac{d\Delta T}{dt} \quad (30)$$

Luego,

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = -\frac{UA}{m_s C_p} dt \quad (31)$$

Integrando la ecuación 31, se obtiene finalmente la ecuación 32.

$$\ln(\Delta T) = -\frac{UA}{m_s C_p} t + Constante \quad (32)$$

Si se mide la cantidad ΔT en el tiempo, la magnitud $\frac{UA}{m_s C_p}$ corresponderá a la pendiente de una línea recta en un gráfico $\ln(\Delta T)$ versus tiempo.

En efecto, en la figura 23 se muestran datos medidos en un período de enfriamiento entre las 3:00 y 7:48 am del 16 de octubre de 2013 para el estanque no aislado. Este período de tiempo fue elegido porque la temperatura ambiente fue razonablemente constante. El rectángulo rojo muestra los datos a utilizar para el cálculo y los instantes considerados.

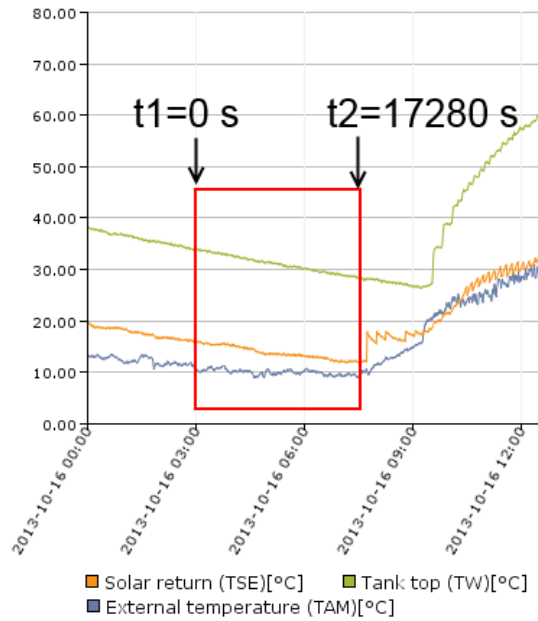


Figura 23: Datos medidos en planta el 16 de octubre de 2013

La temperatura promedio utilizada para el cálculo corresponde al promedio entre las mediciones TSE y TW (temperaturas en la zona baja y alta del estanque, respectivamente) en el período. La temperatura ambiente se supone constante e igual a 10 °C.

Entonces, considerando $m_s = 1500 \text{ kg}$, y $C_p = 4180 \text{ J/kgK}$, se obtiene UA como sigue:

$$\begin{aligned}
 UA &= m_s C_p \frac{\ln(\Delta T_1) - \ln(\Delta T_2)}{t_2 - t_1} = 1500 \times 4180 \times \frac{\ln(14,85) - \ln(12,6)}{17280} \\
 &= 59,61 \left[\frac{W}{^\circ C} \right]
 \end{aligned} \tag{33}$$

Este valor es razonable considerando que un estanque bien aislado de este tamaño tiene un coeficiente de pérdidas-área cercano a 11 $W/^\circ C$ [1].

6.4 ESTIMACIÓN DE EFECTIVIDAD DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

El cálculo de potencia consumida por el proceso se realiza utilizando el método de efectividad-NTU. Conocidas las temperaturas de entrada y salida del circuito caliente y frío al intercambiador, podemos estimar el coeficiente de global de intercambio térmico utilizando la ecuación 34.

$$Q = UA \Delta T_m \quad (34)$$

Donde U es el coeficiente global de intercambio térmico en $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$, A es el área de intercambio en $[m^2]$, y ΔT_m es la diferencia logarítmica de temperaturas en $[K]$ dada por la ecuación 35.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (35)$$

Las diferencias de temperaturas ΔT_1 y ΔT_2 en un intercambiador de calor en contracorriente están dadas por las ecuaciones 36 y 37.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (36)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (37)$$

Las temperaturas señaladas se muestran en la figura 24.

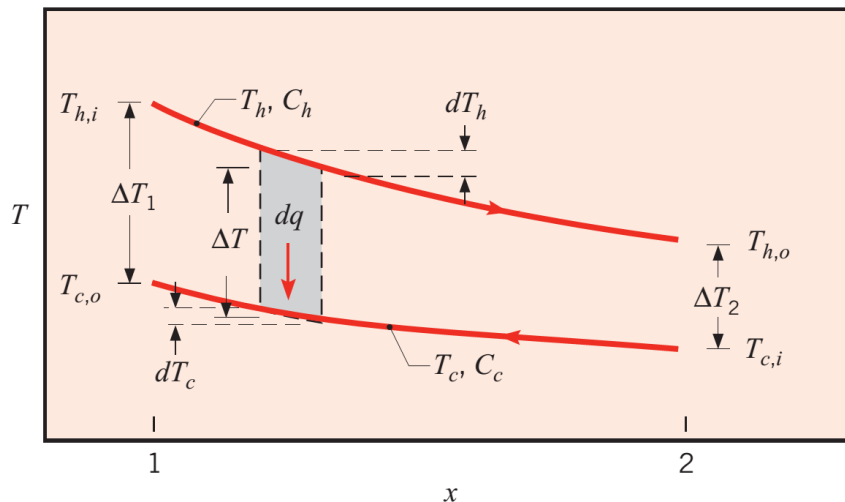


Figura 24: Esquema de temperaturas en intercambiador contra corriente

Se define la *efectividad* del intercambiador como la razón entre el calor real transferido dividido por el intercambio máximo posible.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (38)$$

El flujo de calor máximo se define como aquel alcanzado en un intercambiador de contracorriente hipotético de longitud infinita. En dicho intercambiador, uno de los fluidos experimentaría el mayor cambio de temperatura posible. Sin embargo, este intercambio está limitado por el producto $C = \dot{m}c_p$ mínimo entre el circuito caliente y frío. Por lo tanto, se define el flujo de calor máximo como se muestra en la ecuación 39.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (39)$$

Conociendo, entonces, las condiciones de temperatura y flujo de los dos circuitos, se puede estimar la tasa máxima de intercambio térmico. Dado que esta es una condición ideal, podemos estimar el flujo de calor real conociendo Q_{max} y ε .

La efectividad es función de NTU y de la razón C_{min}/C_{max} [2]. El parámetro NTU es un número adimensional cuyas siglas en inglés significan “*Number of Transfer Units*” y está dado por la ecuación 40.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (40)$$

En particular para un intercambiador de calor en contracorriente, se estima la efectividad utilizando la ecuación 41.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (41)$$

Con

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (42)$$

Una vez conocida la efectividad y las temperaturas reales, podemos estimar el consumo de energía real en la planta utilizando la ecuación 43.

$$Q_L = \varepsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (43)$$

Donde C_{min} corresponde al producto del flujo másico y calor específico del circuito de consumo de la planta solar por cuanto el flujo másico de éste es mucho menor que el del circuito de alimentación del de la caldera. Por otro lado, en este caso, $T_{h,i}$ correspondería

a la temperatura de alimentación al circuito de consumo equivalente a aquella de la zona superior del estanque de acumulación, mientras que $T_{c,i}$ correspondería a la temperatura del agua de alimentación proveniente de la red.

Para calcular la efectividad real del intercambiador, se utilizaron datos provistos por el fabricante de una prueba de calidad realizada antes del despacho. Estos datos se muestran en la tabla 3.

Tabla 3: Datos de prueba realizada por el fabricante

	Circuito primario	Circuito secundario
Fluido	Agua 316	Agua 316
Número de pasos	1	1
Caudal	3,49 m ³ /h	8 m ³ /h
Velocidad en el canal	0,148 m/s	0,341 m/s
Temperatura de entrada/salida	50 / 40 °C	15 / 19,3 °C

El primer paso es verificar que las ecuaciones de transferencia por calor sensible entregan un flujo de calor igual a la potencia nominal. La transferencia de calor desde el fluido caliente al fluido frío está dada por la ecuación 44. Utilizando los datos de la tabla 3, reemplazamos y despejamos la potencia.

$$Q_{caliente} = \dot{m} c_p (T_{h,i} - T_{h,o}) = 3,49 \frac{m^3}{hr} \times 4179,5 \frac{J}{kg K} \times (50 - 40)K \quad (44)$$

$$= 40,12 kW$$

$$Q_{frío} = \dot{m} c_p (T_{c,i} - T_{c,o}) = 8 \frac{m^3}{hr} \times 4184 \frac{J}{kg K} \times (19,3 - 15)K = 39,93 kW \quad (45)$$

Esto verifica que las temperaturas y flujos son coherentes con la potencia nominal del intercambiador. El calor recibido por el agua fría es levemente menor por efectos de pérdida de energía al ambiente.

Ahora, utilizando la ecuación 46 y suponiendo que el flujo de calor es exactamente 40 kW, podemos obtener el parámetro UA.

$$Q = UA \Delta T_m \quad (46)$$

Donde la diferencia logarítmica de temperaturas es:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}}\right)} = \frac{(40 - 15) - (50 - 19,3)}{\ln\left(\frac{40 - 15}{50 - 19,3}\right)} \quad (47)$$

$$= 27,75 \text{ K}$$

Luego, despejando de la ecuación 46, obtenemos:

$$UA = \frac{40000}{27,75} = 1441,4 \frac{W}{K} \quad (48)$$

Ahora podemos expresar la efectividad en términos de la temperatura de la zona alta del estanque de acumulación.

En efecto, suponiendo un flujo másico de alimentación a la caldera de $1,67 \text{ kg/s}$ (6 ton/hr) a una temperatura de 15 °C , y un flujo másico en el circuito de consumo de la planta solar de $0,25 \text{ kg/s}$ ($0,9 \text{ ton/hr}$) a una temperatura de 40 °C , tenemos que los valores de C_{min} y C_{max} son:

$$C_{min} = 0,25 \frac{kg}{s} \times 4178,6 \frac{J}{kg K} = 1044,6 \frac{W}{K} \quad (49)$$

$$C_{max} = 1,67 \frac{kg}{s} \times 4185,8 \frac{J}{kg K} = 6990,3 \frac{W}{K} \quad (50)$$

Con esto calculamos C_r y NTU directamente:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{1044,6}{6990,3} = 0,149 \quad (51)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1441,4}{1044,6} = 1,38 \quad (52)$$

Finalmente, calculamos la efectividad:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} = \frac{1 - \exp[-1,38 \times (1 - 0,149)]}{1 - 0,149 \times \exp[-1,38 \times (1 - 0,149)]} = 0,72 \quad (53)$$

En conclusión, el intercambiador de placas tiene una efectividad de 72% para estas condiciones de operación.

6.5 MEDICIÓN DE COP DE BOMBA DE CALOR

El COP (*Coefficient of Performance*) de una bomba de calor corresponde al flujo térmico generado dividido por el consumo de energía en su funcionamiento. Para nuestro caso, el COP está dado por la ecuación 54.

$$COP = \frac{Q_b}{P} \quad (54)$$

Donde Q_b es el flujo de calor sensible aportado al agua y P es la potencia eléctrica de alimentación del compresor.

El COP es un parámetro sensible principalmente a la temperatura ambiente a la cual se encuentra expuesto el evaporador y a la temperatura de entrada del agua a la cual se encuentra expuesto el condensador. Es, por lo tanto, muy importante describir el comportamiento de este equipo en condiciones reales de operación para determinar el consumo de electricidad y consecuentemente el costo.

La medición de este parámetro se realizó en dos tandas a baja y alta temperatura ambiente. La primera medición se realizó a una temperatura media de 13 °C mientras que la segunda se realizó otro día a una temperatura de 30 °C. Bajo estas condiciones, se accionó la bomba de calor desde un estado de estanque de acumulación frío hasta alcanzar la temperatura máxima de producción de agua caliente de 55 °C (límite de operación). La medición consistió en el registro de los siguientes parámetros:

- Temperatura de entrada del agua a la bomba de calor (T_{in})
- Temperatura de salida del agua de la bomba de calor (T_{out})
- Temperatura ambiente (T_a)
- Flujo másico de agua (\dot{m})
- Consumo de energía activa (P)



Figura 25: Instalación de remarcador de energía activa para medición de COP en bomba de calor

El flujo térmico por calor sensible se calcula utilizando la ecuación 55.

$$Q_b = \dot{m} c_p \Delta T \quad (55)$$

Donde

$$\Delta T = T_{out} - T_{in} \quad (56)$$

Todas las mediciones de flujo térmico se realizaron con sensores de temperatura internos del equipo, mientras que el flujo másico fue medido utilizando un marcador de paso.



Figura 26: Remarcador de energía activa

Por otro lado, la medición de consumo eléctrico se realizó utilizando un remarcador de energía activa. Este instrumento consiste en un disco metálico impulsado por el fenómeno electromecánico producido por la corriente circulante hacia la bomba de calor que está acoplado mediante accionamientos mecánicos a un contador. La calibración actual corresponde a 360 revoluciones por kWh. Por lo tanto, la medición de potencia instantánea se realizó midiendo el tiempo que tomó el disco en dar N revoluciones y utilizando la ecuación 57.

$$P = \frac{N}{360} \times 3,6 \times 10^6 \text{ [J]} \quad (57)$$

Tiempo [s]

Los resultados de estas mediciones se muestran en la sección 7.1.

6.6 MEDICIÓN DE RENDIMIENTO INSTANTÁNEO REAL DE COLECTORES

El rendimiento instantáneo del colector solar corresponde al cociente entre el flujo de energía térmica en forma de calor sensible entregado al agua y el recurso solar disponible. Este parámetro es dependiente de las condiciones de irradiación y la temperatura media del colector. La influencia principal de este último parámetro corresponde al aumento de las pérdidas de calor al ambiente por cuanto la temperatura

es mayor y existen flujos de calor por radiación, conducción y convección no despreciables.

Como se mostró en la sección 6.2.2, el rendimiento obtenido en un ensayo normado se describe en términos de la temperatura media del colector, irradiación instantánea, y la temperatura ambiente. Esta descripción supone un estado pocas veces alcanzable en situaciones reales de uso del panel. Factores como el ensuciamiento externo de los componentes, ensuciamiento interno y deposición de sarro en los componentes interiores, rotura de tubos al vacío, y malas condiciones de irradiación, hacen que el rendimiento instantáneo real del colector sea siempre menor.

Considerando esto, se realizaron mediciones de temperatura del sistema y se obtuvo una aproximación del rendimiento real en las condiciones de operación reales utilizando la ecuación 58.

$$\eta = \frac{Q_c}{A_a S} = \frac{\dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})}{27 S} \quad (58)$$

Donde el flujo másico corresponde al flujo promedio medido en la instalación de 0,0468 kg/s, c_p es el calor específico del agua en este rango de temperaturas, T_{out} es la temperatura medida a la salida de los colectores, T_{in} es la temperatura medida a la entrada de los colectores, y G es la intensidad de irradiación global medida por el piranómetro.

El ajuste polinómico dado por la norma EN 12975-2:2001 indica que es necesario definir el rendimiento en términos de la diferencia de temperatura reducida dada por la ecuación 9. Por lo tanto, se procesarán los datos para realizar una aproximación similar a dicho tratamiento.

Al momento de la prueba, los colectores se encontraban con polvo en su superficie y el piping no estaba aislado térmicamente. El propósito de este experimento fue determinar los parámetros que describen el rendimiento para luego utilizarlos en la simulación del modelo planteado en la sección 6.2. Los resultados se exponen en la sección 7.2.

6.7 VALIDACIÓN DEL MODELO

El modelo elaborado permite predecir las temperaturas de los nodos del estanque en función de los datos de entrada de irradiación global y temperatura ambiente, así como las condiciones de flujo de los circuitos (flujo másico y criterio de funcionamiento).

Para la validación, se utilizó una serie de datos de funcionamiento de la planta para el día 29 de Octubre de 2013. Dado que el tramo útil de datos fue limitado, se simuló el funcionamiento por tres días consecutivos sin bomba de calor utilizando datos de 2010 en el primer día, los datos medidos en 2013 en el segundo día, y nuevamente datos de 2010 en el tercer día. El propósito de esto fue facilitar la estabilidad del modelo al no forzar condiciones iniciales para el tramo de datos medidos en la planta.

En la figura 27 se muestran las temperaturas simuladas y medidas de la zona superior e inferior del estanque. Además, se muestran las temperaturas medidas en 2010 y 2013 sobre las cuales se realizó el cálculo. El controlador de la planta realizó inyecciones de agua intermitentes que promediaron un flujo másico de aproximadamente 0.046 kg/s . Se supuso un flujo de consumo promedio de 0.01 kg/s dado que la bomba centrífuga de este circuito funcionó en intervalos mucho menos frecuentes. Estos dos flujos másicos fueron utilizados en el modelo.

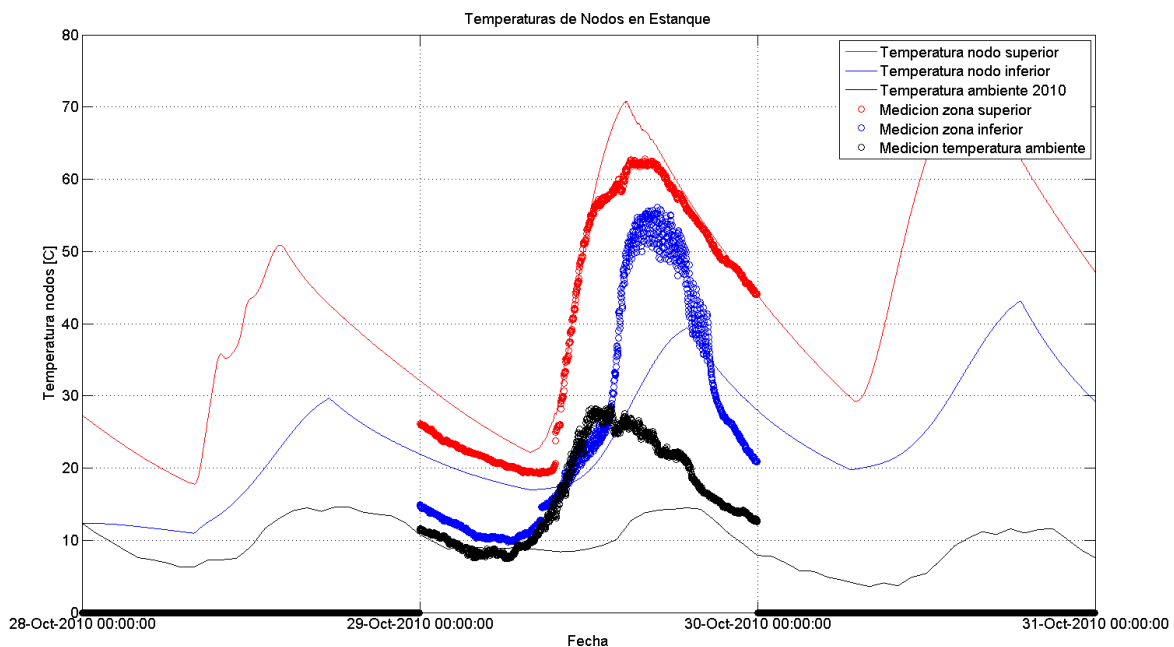


Figura 27: Temperaturas simuladas y medidas para validación

Se observa un acuerdo muy bueno de la temperatura de la zona superior del estanque en las primeras horas de funcionamiento y luego de que se escondió el sol. El máximo predicho por la simulación no calza con el medido que fue inferior en aproximadamente 10 °C.

La curva de temperatura de la zona inferior del estanque muestra diferencias importantes luego de alcanzarse la temperatura máxima de la zona superior. Se observa un incremento de la temperatura pronunciado a medio día (aproximadamente a las 13:00) y a partir de este punto los resultados simulados son menores con diferencias de hasta 20 °C. Luego de las 17:00, comienza el enfriamiento y la temperatura medida es menor que la simulada.

Estos resultados son buenos puesto que representan la tendencia general de los valores medidos. Las diferencias en la temperatura de la zona inferior del estanque se deben principalmente a que se utilizaron muchos nodos (discretizaciones) en el estanque. En la literatura se recomienda utilizar un cantidad pequeña de nodos dado que en el caso contrario se representaría un grado irreal de estratificación. En el experimento las condiciones de operación no son buenas para mantener la estratificación dado que el estanque no posee inyectores que favorezcan la este fenómeno y la razón entre altura y diámetro no es tan alta. Finalmente, hay que considerar que el modelo utilizado no permite hacer un seguimiento de las inyecciones calientes como lo haría un modelo tipo “plug” y, por lo tanto, no permite representar bien el fenómeno de avance del frente de agua caliente desde la zona superior a la zona inferior.

Finalmente, se realizó una comprobación de que los flujos netos de energía en los nodos y el estanque completo fueran cercanos a 0 utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\text{Balance nodo } i = \Delta t c_{p,i} \left[\left(\frac{UA}{C_p} \right)_i (T'_a - T_{s,i}) + F_i^m \dot{m}_{alim} (T_{alim} - T_{s,i}) + F_i^L \dot{m}_L (T_{L,r} - T_{s,i}) \right. \\ \left. + \begin{cases} \dot{m}_{m,i} (T_{s,i-1} - T_{s,i}) & \text{si } \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1} (T_{s,i} - T_{s,i+1}) & \text{si } \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases} \right] \quad (59)$$

$$\text{Balance total} = \Delta t (\dot{Q}_c + \dot{Q}_b - \dot{Q}_{pérdidas} - \dot{Q}_L) - m c_p (T_s^+ - T_s) \quad (60)$$

Donde T_s^+ y T_s son los promedios de las temperaturas $T_{s,i}^+$ y $T_{s,i}$ de cada nodo a cada instante.

Los balances de los cuatro nodos fueron del orden 10^{-9} para cada paso de tiempo mientras que el balance total tuvo oscilaciones en torno a cero con valores máximos y mínimos de $360 J$ y $-470 J$, respectivamente. Este balance no tiene un valor tan cercano a cero debido a la forma en que se calcula T_s^+ y T_s^- . En períodos de altos flujos energéticos, la inercia térmica del sistema hace que dichas temperaturas no den cuenta inmediatamente del balance. Sin embargo, la tendencia general es que el balance se encuentre en torno a 0 con desviaciones de pequeña magnitud. Por lo tanto, se verifica que los balances de energía se conservan.

6.8 SIMULACIÓN E INDICADORES DE DESEMPEÑO

Con todos los elementos expuestos, se realizaron simulaciones para evaluar distintos indicadores de desempeño del funcionamiento del sistema inicialmente sin bomba de calor. Los datos meteorológicos corresponden a los 4 primeros días de Enero de 2010 extraídos de las mediciones realizadas por el DGF y tratados como se indica en la sección 6.1. Los indicadores de desempeño del funcionamiento considerados para el análisis son:

- **Estratificación:** La estratificación se considerará como la diferencia de temperatura entre el nodo 1 (nodo superior) y el nodo 4 (nodo inferior) del estanque. Una buena estratificación es una situación con gran diferencia de temperatura entre estos dos puntos.

$$Estratificación = T_{s,1} - T_{s,4} \quad (61)$$

- **Flujo de energía consumida en carga térmica:** El flujo de energía consumida corresponde directamente a la potencia dada por la ecuación 62 que relaciona flujo másico, efectividad del intercambiador, y diferencia de temperatura entre la zona alta del estanque (nodo 1) y la temperatura de alimentación de la caldera.

$$Q_L = \varepsilon (\dot{m} C_p)_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (62)$$

- **Pérdidas en estanque:** Las pérdidas se calculan utilizando la ecuación 63 y se mostrará su evolución en el tiempo de acuerdo a las condiciones de funcionamiento del sistema. Este flujo de energía se calcula como función del

coeficiente de pérdidas-área y las diferencias de temperatura entre los nodos y el ambiente.

$$Q_{p\acute{e}rdidas} = UA \Delta T \quad (63)$$

- **Rendimiento instantáneo de colectores:** El rendimiento instantáneo de los colectores se calcula en la simulación utilizando una correlación lineal obtenida a partir de mediciones en terreno de los paneles. En la sección 7.2 se detalla este desarrollo. Este indicador se ve afectado principalmente por la temperatura de alimentación del agua de los colectores, la temperatura ambiente, y la irradiación global instantánea.

$$\eta = \frac{\dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})}{A_a S} \quad (64)$$

- **Rendimiento acumulado de planta:** Finalmente se analizará el rendimiento acumulado de la planta en el tiempo. Este valor corresponde al cociente del flujo acumulado de energía consumida y el flujo acumulado de irradiación global capturada.

$$\eta_{acumulado} = \frac{\int_{t_i}^{t_f} Q_L}{\int_{t_i}^{t_f} A_a S} \quad (65)$$

Los indicadores anteriores se ven afectados principalmente por flujos másicos en los circuitos, tamaño de estanque, coeficiente de pérdidas-área, y el criterio de activación del circuito de consumo y la bomba de calor. Se definen los siguientes parámetros a variar en la simulación:

- **Tamaño del estanque:** Considerando el tamaño del estanque como la capacidad de contener cierta masa de agua, este parámetro tiene gran importancia por cuanto define la inercia térmica y capacidad de acumulación de energía. Se simulará el funcionamiento para tamaños de estanque de 50 kg, 1.000 kg (nuestro montaje), 5.000 kg, y 10.000 kg, y con flujos de circuito de colectores y consumo de 0,04 kg/s y 0,02 kg/s, respectivamente. Se ajustarán proporcionalmente los coeficientes de pérdidas-área en cada caso para dar cuenta del aumento de área.

- **Flujo másico de circuito de colectores:** El flujo másico en este circuito define la temperatura de salida de los colectores y la magnitud de los flujos de energía entre los nodos del estanque. Se simulará el funcionamiento con flujos de $0,02 \text{ kg/s}$, $0,05 \text{ kg/s}$, $0,1 \text{ kg/s}$, y $0,5 \text{ kg/s}$. El tamaño de estanque para estos casos es el correspondiente a nuestro montaje experimental e igual a 1.000 kg .
- **Flujo másico de circuito de consumo:** Al igual que el flujo másico del circuito de colectores, este flujo másico tiene un impacto importante en la energía aportada al consumo mediante el intercambiador de calor. Tiene un impacto adicional en la temperatura del estanque de acumulación por el mismo fenómeno de flujo energético entre nodos. Se simulará el funcionamiento con flujos de $0,01 \text{ kg/s}$, $0,05 \text{ kg/s}$, $0,1 \text{ kg/s}$, y $0,5 \text{ kg/s}$. El tamaño del estanque también es de 1.000 kg .
- **Decisión de activar circuito de consumo:** Un parámetro de funcionamiento importante también es el criterio utilizado para activar el flujo en el circuito de consumo. Esta decisión consiste en la condición de temperatura presente en la zona superior del estanque para enviar agua caliente al intercambiador. Esta condición corresponde a la diferencia de temperatura entre el nodo superior y el agua de alimentación. De ser bajo este número, se envía agua al intercambiador durante un largo período del día, mientras que un valor alto implica enviar agua más caliente, posibilitando un intercambio de calor con mejor rendimiento termodinámico. La manera de visualizar los efectos de esta decisión es mediante la realización de simulaciones con distintos valores de la temperatura para activar el flujo. Se simulará el funcionamiento con diferencias de temperatura de la zona superior del estanque y la temperatura supuesta del agua de alimentación de la caldera (15 °C) de 0 °C (es decir, se activa el circuito siempre que la temperatura del estanque sea mayor o igual a la de alimentación), 10 °C , 25 °C , y 50 °C , manteniendo un tamaño de estanque de 1000 kg , un flujo másico en circuito de colectores de $0,04 \text{ kg/s}$, y un flujo másico de consumo de $0,04 \text{ kg/s}$.
- **Coeficiente de pérdidas-área:** El coeficiente de pérdidas-área determina las pérdidas de energía al ambiente a través de las paredes del estanque y engloba los efectos de conducción, convección, y radiación. Para ver su efecto en el funcionamiento del sistema, se evaluarán los resultados para valores de este

parámetro de $10 \text{ W}/^\circ\text{C}$ (valor de referencia para un estanque de este tamaño bien aislado), $30 \text{ W}/^\circ\text{C}$, $60 \text{ W}/^\circ\text{C}$ (situación actual del montaje), y $120 \text{ W}/^\circ\text{C}$.

Finalmente, se realizará una simulación considerando el aporte energético de la bomba de calor.

7 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En esta sección se mostrarán en primer lugar los resultados de las mediciones del rendimiento de la bomba de calor y los colectores en condiciones de operación reales y según lo señalado en las secciones 6.5 y 6.6. Luego, se mostrarán los resultados obtenidos a partir de las simulaciones realizadas con el modelo con los cuales se llevará a cabo el análisis de sensibilidad de los indicadores de desempeño.

7.1 MEDICIÓN DE RENDIMIENTO DE LA BOMBA DE CALOR

Como se detalló en la sección 6.5, se realizaron mediciones del flujo térmico y potencia consumida por la bomba de calor para distintas condiciones de temperatura ambiente y temperatura del agua de alimentación. A continuación se muestran graficados los resultados.

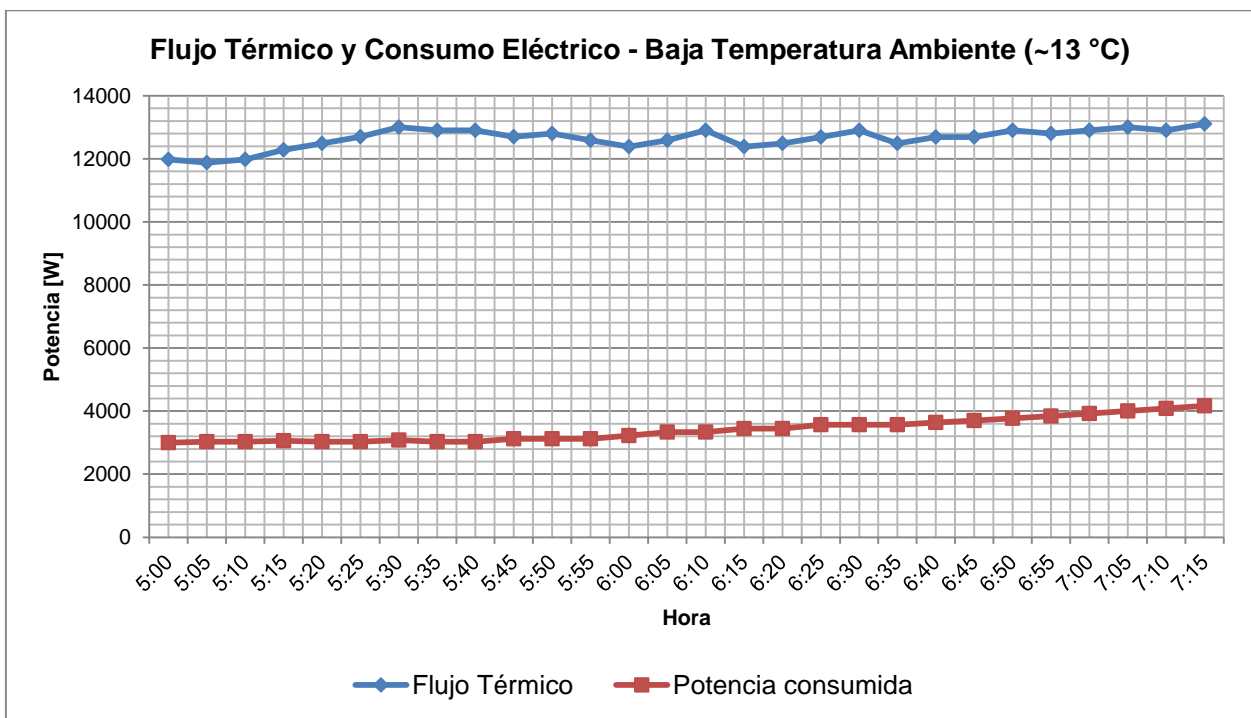


Figura 28: Flujo térmico y consumo eléctrico para el experimento realizado a baja temperatura ambiente

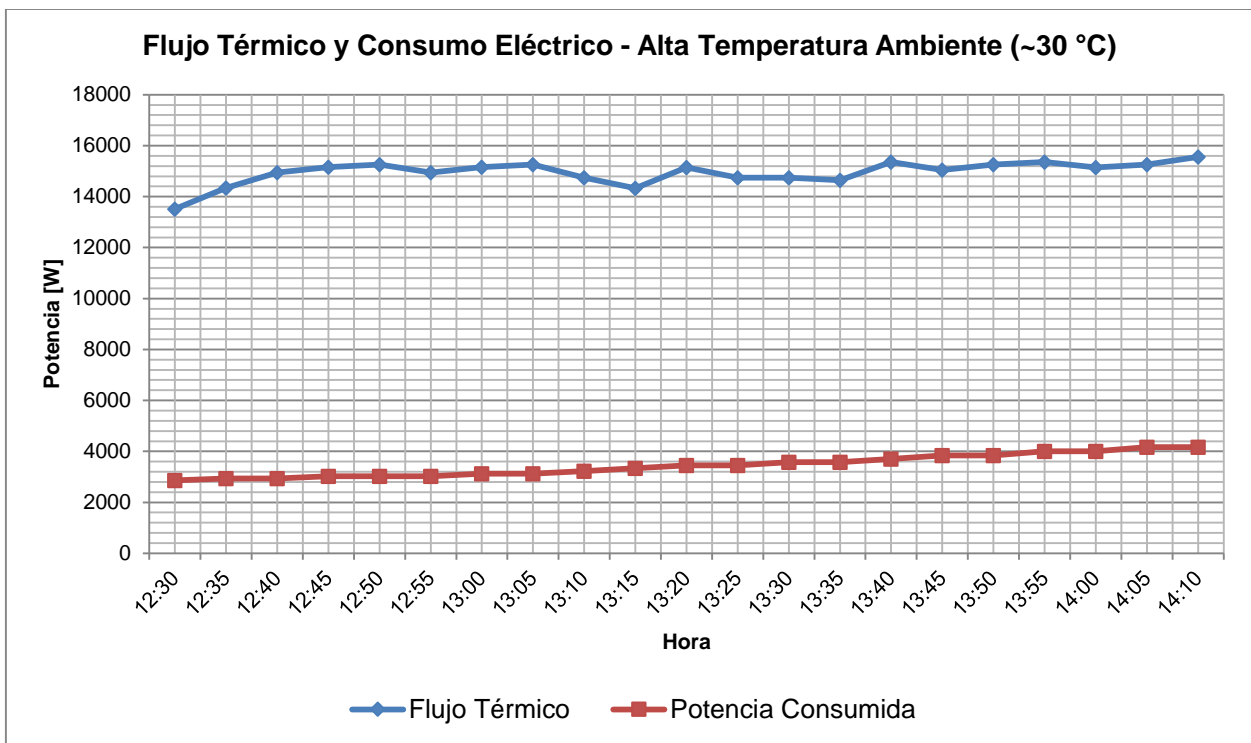


Figura 29: Flujo térmico y consumo eléctrico para el experimento realizado a alta temperatura ambiente

A lo largo de la duración de ambos experimentos tanto el flujo térmico como el consumo eléctrico aumentaron gradualmente. El flujo térmico aumentó rápidamente al comienzo y se estabilizó en torno a 12.500 W en la situación de baja temperatura ambiente y en torno a los 15.000 W en el otro caso. Por otro lado, se observa que el consumo eléctrico aumenta consistentemente durante todo el experimento.

En las figuras 30 y 31 se muestran los resultados de COP medido y temperaturas de entrada y salida del agua hacia la bomba de calor.

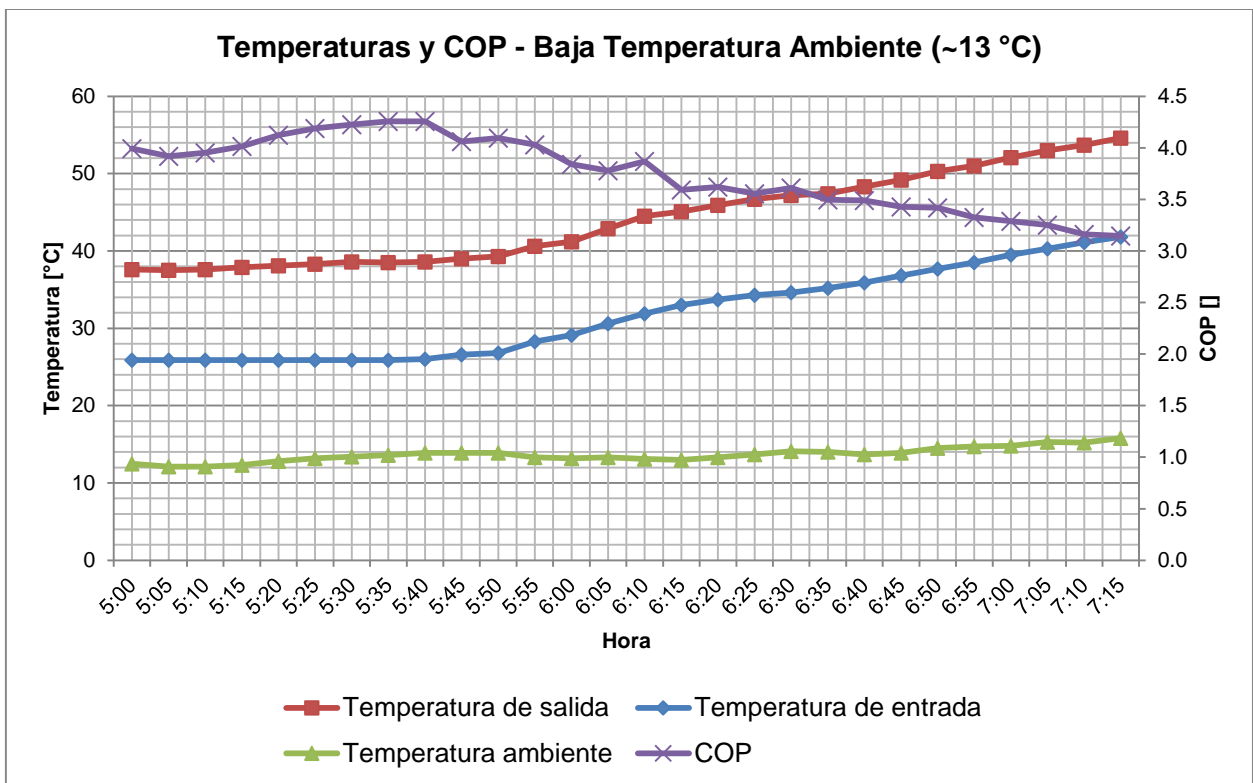


Figura 30: Temperaturas y COP medidos para el experimento a baja temperatura ambiente

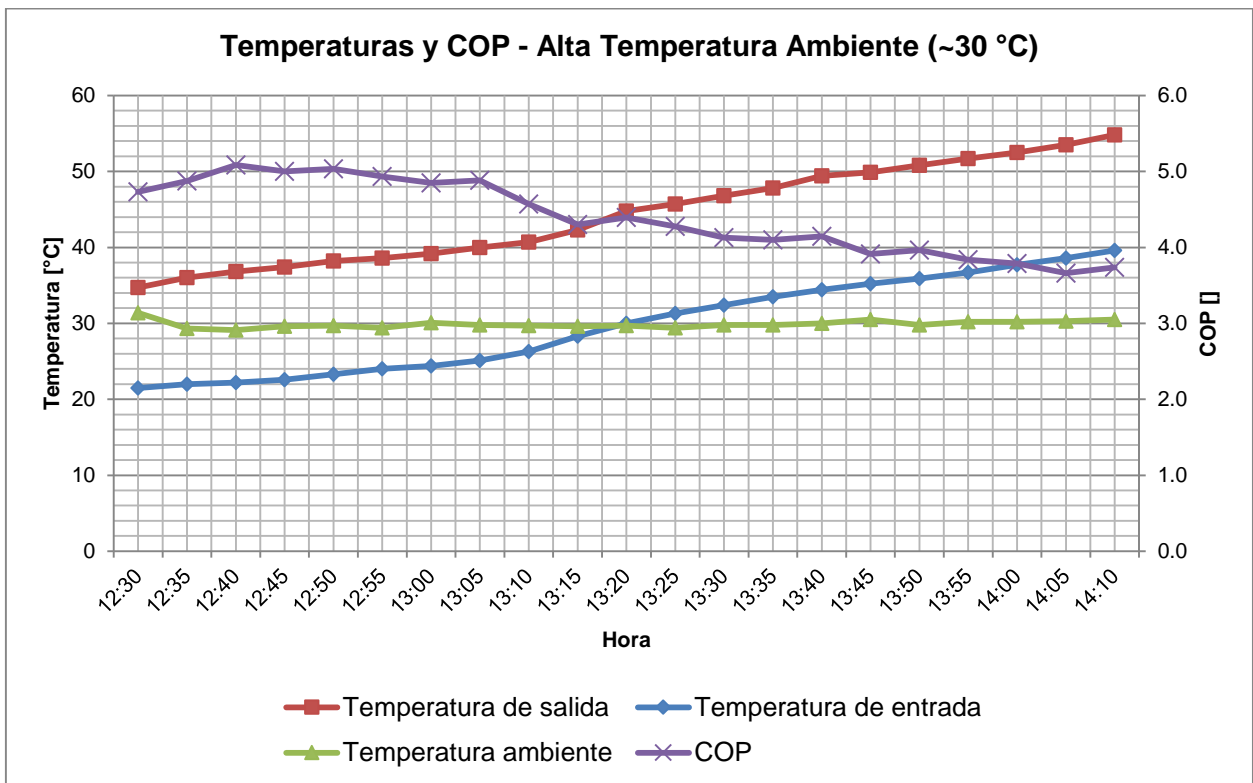


Figura 31: Temperaturas y COP medidos para el experimento a alta temperatura ambiente

En ambos casos el COP es máximo al inicio del experimento y tiende a disminuir. Para el caso de baja temperatura ambiente, se midió un COP máximo de 4,3 para una temperatura de alimentación de 25,9 °C. En el caso de alta temperatura ambiente se obtuvo un COP máximo de 5,1 para una temperatura de alimentación de 22,2 °C. Estos valores máximos (y por lo tanto indicadores de la mejor condición de operación del equipo) se obtuvieron al inicio del experimento y calzan con una temperatura de agua de alimentación baja.

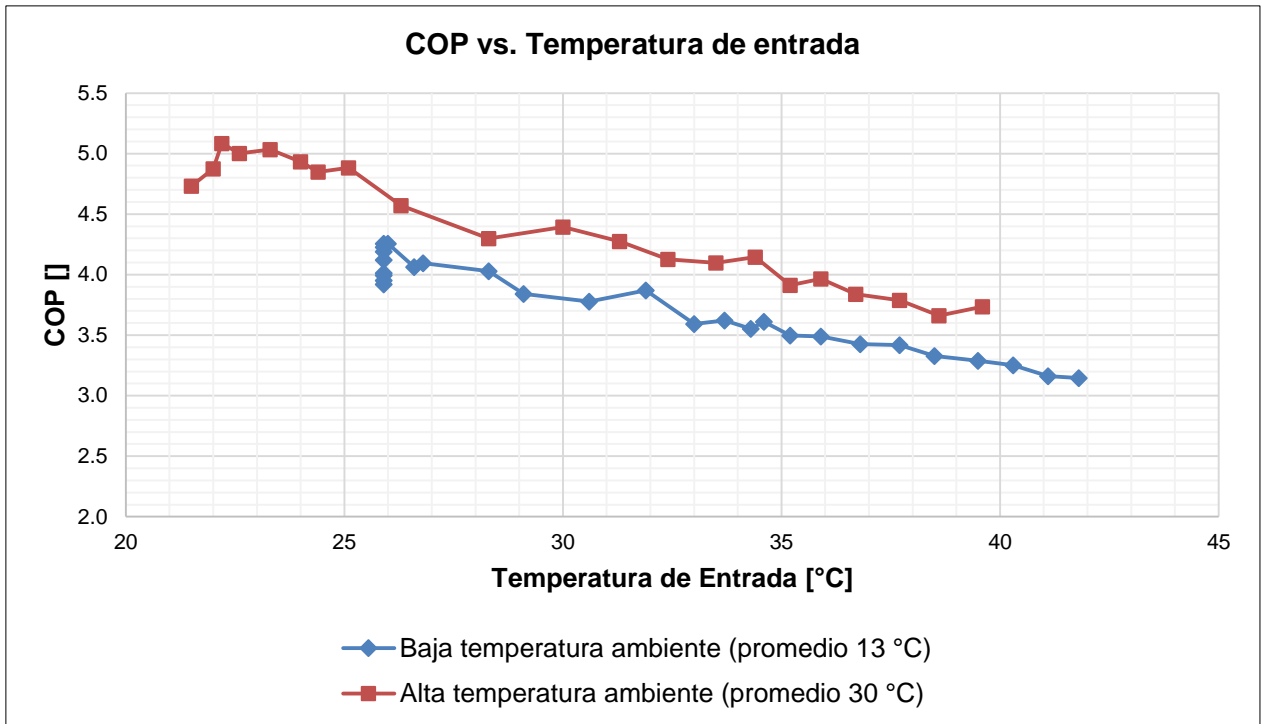


Figura 32: COP vs. Temperatura de entrada de agua de alimentación

Por otro lado, se observa que el aumento de temperatura luego del paso del agua por la bomba de calor fue consistente durante todo el experimento y con un valor promedio de 14,6 °C para alta temperatura ambiente y de 12,3 °C para baja temperatura ambiente. Esto indica que el controlador de la bomba de calor pudo mantener el flujo térmico constante a costa de incrementar el consumo eléctrico.

Utilizando los datos obtenidos, podemos elaborar la correlación de la ecuación 66 para calcular el COP en estos cuatro casos de acuerdo a las condiciones de temperatura de alimentación y temperatura ambiente.

$$COP(T_{in}, T_a) \cong -0,076 T_{in} + 0,0389 T_a + 5,7511 \quad (66)$$

Esta correlación fue utilizada para la simulación del modelo planteado en la sección 6.2 para obtener el consumo eléctrico instantáneo.

El incremento en el consumo eléctrico se debe al aumento en la potencia entregada por el controlador tanto al ventilador del evaporador como al compresor del líquido refrigerante para mantener el flujo térmico. Las condiciones de operación tienen efectos sobre distintos aspectos del funcionamiento de la máquina. Por un lado, la temperatura ambiente afecta la transferencia de calor en el evaporador. Una baja temperatura del aire que inunda el evaporador se traduce en una capacidad de entregar calor disminuida. Por lo tanto, es necesario generar condiciones de convección forzada a mayor velocidad y esto significa un mayor consumo eléctrico en los ventiladores. De las mediciones se observa este efecto en el menor COP obtenido para una temperatura de alimentación similar pero distinta temperatura ambiente.

La temperatura de alimentación del agua afecta directamente en su capacidad de recibir calor proveniente de la condensación del refrigerante por cuanto disminuye la diferencia de temperatura entre los fluidos. Por lo tanto, es necesario ajustar la potencia del compresor para producir un flujo másico de refrigerante mayor. De las mediciones realizadas esto se observa claramente de la tendencia del COP a disminuir fuertemente a medida que aumenta la temperatura de alimentación.

Se puede decir que la dependencia del COP es muy fuerte con la temperatura de alimentación. Si bien existe una diferencia considerable producto de la mayor temperatura ambiente, este factor se ve sobrepasado por el efecto de la temperatura de alimentación y, por lo tanto, éste último es determinante y potencialmente controlable en la estrategia de funcionamiento de este equipo.

Para efectos de la definición de la estrategia de utilización de este equipo, se identifican cuatro escenarios principales:

- Baja temperatura ambiente y baja temperatura de alimentación
- Baja temperatura ambiente y alta temperatura de alimentación
- Alta temperatura ambiente y baja temperatura de alimentación

- Alta temperatura ambiente y alta temperatura de alimentación

Dado que el COP se ve fuertemente afectado por la temperatura de alimentación, y, dado que la bomba de calor tiene una temperatura de salida máxima de 55 °C, hay condiciones de operación limitantes para el uso del equipo.

Como se verá en las secciones siguientes, los parámetros de operación como flujo másico de los circuitos, afectan profundamente en el perfil de temperatura del estanque. Se analizará la aplicabilidad de la bomba de calor en dos escenarios: alta estratificación (dada por una gran diferencia de temperatura entre la zona alta y zona baja del estanque) y baja estratificación (una situación parecida a tener un estanque mezclado).

Primero, en caso de tener un alto grado de estratificación en el estanque con altos niveles de temperatura, no es conveniente usar la bomba de calor durante las horas de sol dado que la temperatura de alimentación es muy alta y se podría alcanzar la temperatura máxima de producción de agua caliente (en nuestro caso 55 °C). Esto indica que para este caso debería utilizarse la bomba de calor solamente durante la noche una vez que la temperatura de la zona baja del estanque sea inferior a 40 °C aproximadamente. Es importante también considerar el hecho de que el funcionamiento de la bomba perturba la estratificación del estanque. El flujo probado de 0,245 *kg/s* logró des-estratificar el estanque en 30 minutos como se observa en la figura 30. Luego de ese periodo de tiempo el frente de agua caliente inyectada en la zona superior alcanzó la zona inferior. Esto nos limita a utilizar la bomba entre aproximadamente las 20:00 y 6:00 del día siguiente. Si bien el rendimiento no es máximo en este período, es factible utilizarla dado que el costo de la energía es menor después de medianoche y antes del amanecer.

En otra condición de funcionamiento, considerando que ciertos parámetros de funcionamiento de los demás componentes del sistema posibilitan un nivel de temperaturas bajo, podría utilizarse la bomba de calor durante todo el día dado que altos flujos másicos en el circuito de consumo posibilitan la extracción rápida de la energía del agua caliente. En esta condición se tendría un estanque acumulador completamente mezclado pero dichas condiciones favorecen el alto rendimiento.

7.2 MEDICIÓN DE RENDIMIENTO INSTANTÁNEO DE COLECTORES

La medición de rendimiento instantáneo de los colectores se realizó en base a datos medidos en el montaje experimenta. Sin embargo, debido a problemas encontrados con la instalación eléctrica del controlador, no se pudo registrar datos en un período extendido de tiempo, por lo que se trabajará solamente con los datos obtenidos el día 29 de Octubre de 2013. A continuación se muestra la evolución de las temperaturas de diversos sensores durante su funcionamiento.

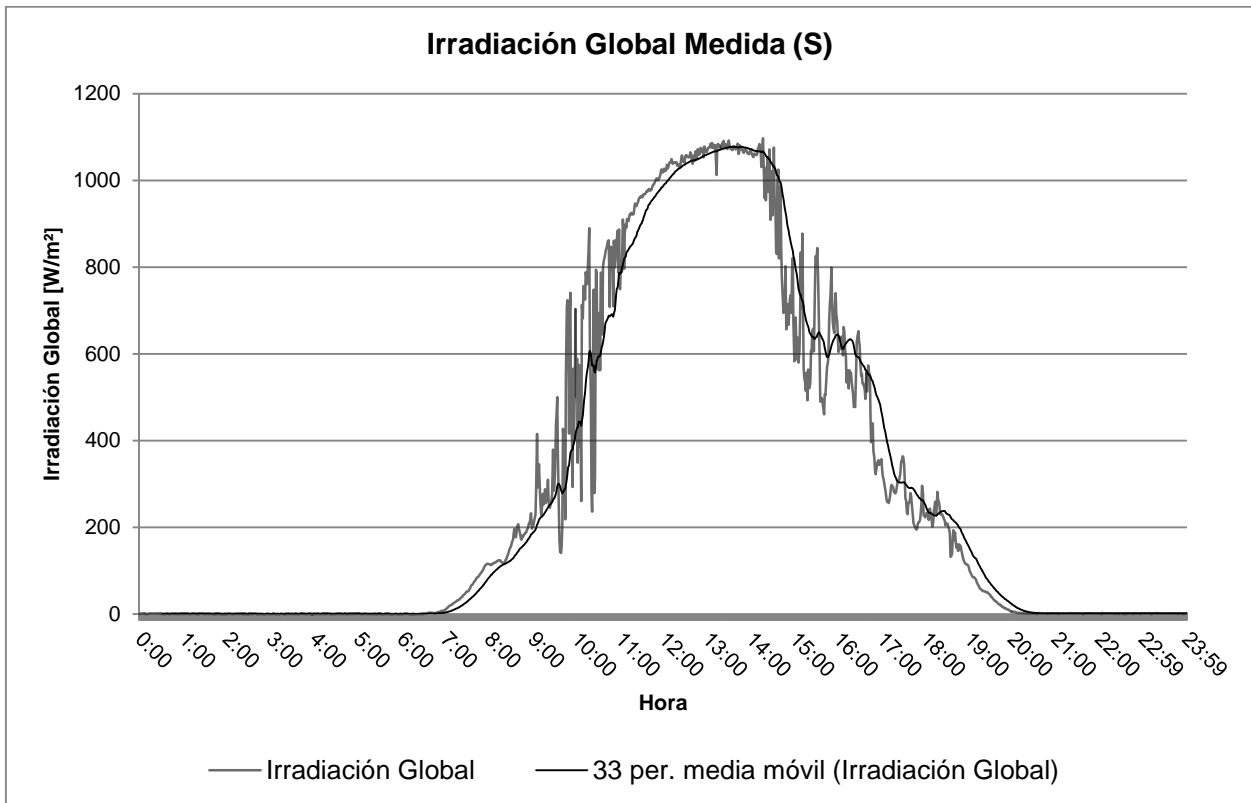


Figura 33: Irradiación global medida para el 29 de Octubre de 2013

Las condiciones de irradiación ese día fueron buenas dado que se alcanzó una gran intensidad y hubo poca nubosidad. Esta nubosidad se observa como las variaciones de irradiación entre las 9:00 y las 11:00 y luego entre las 14:00 y 16:00. Sin embargo, estas medidas posibilitaron hacer una estimación razonable del rendimiento.

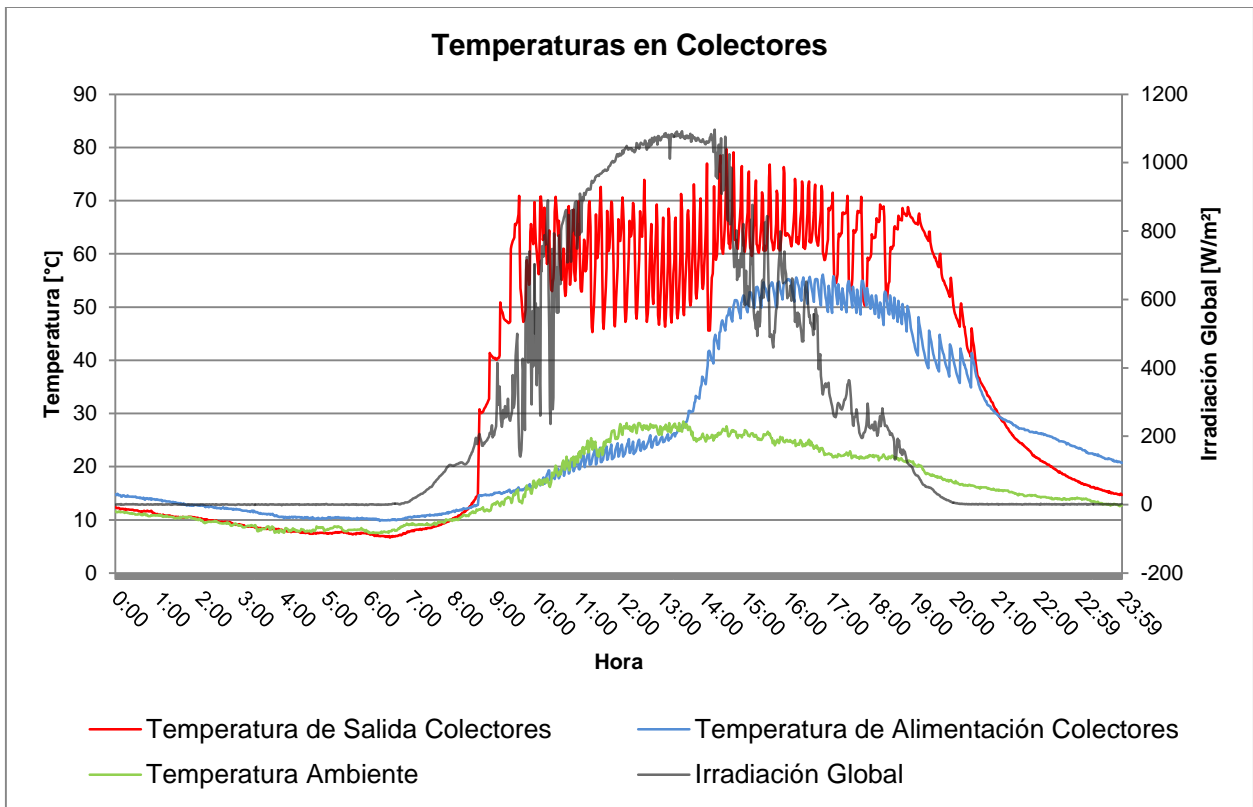


Figura 34: Temperaturas medidas en colectores para el 29 de Octubre de 2013

En la figura 34 se muestran las temperaturas medidas en los colectores y la irradiación global. Las temperaturas corresponden a la temperatura inmediatamente a la salida de los colectores (véase figura 19), a la temperatura de alimentación a los colectores, y a la temperatura ambiente. Se observa que la temperatura de salida de los colectores aumenta rápidamente una vez que sale el sol y luego tiene inyecciones intermitentes al alcanzarse los 70 °C. Esta temperatura corresponde a un parámetro de control de la planta y es una decisión del usuario el valor fijado. Por otro lado, la temperatura de alimentación aumenta suavemente durante las primeras 4 horas de operación para luego aumentar bruscamente a un nivel de aproximadamente 55 °C. Después de las 20:00 horas, todas las temperaturas descienden luego de ocultarse el sol. En esta condición se apagan las bombas y no hay circulación de agua en el circuito.

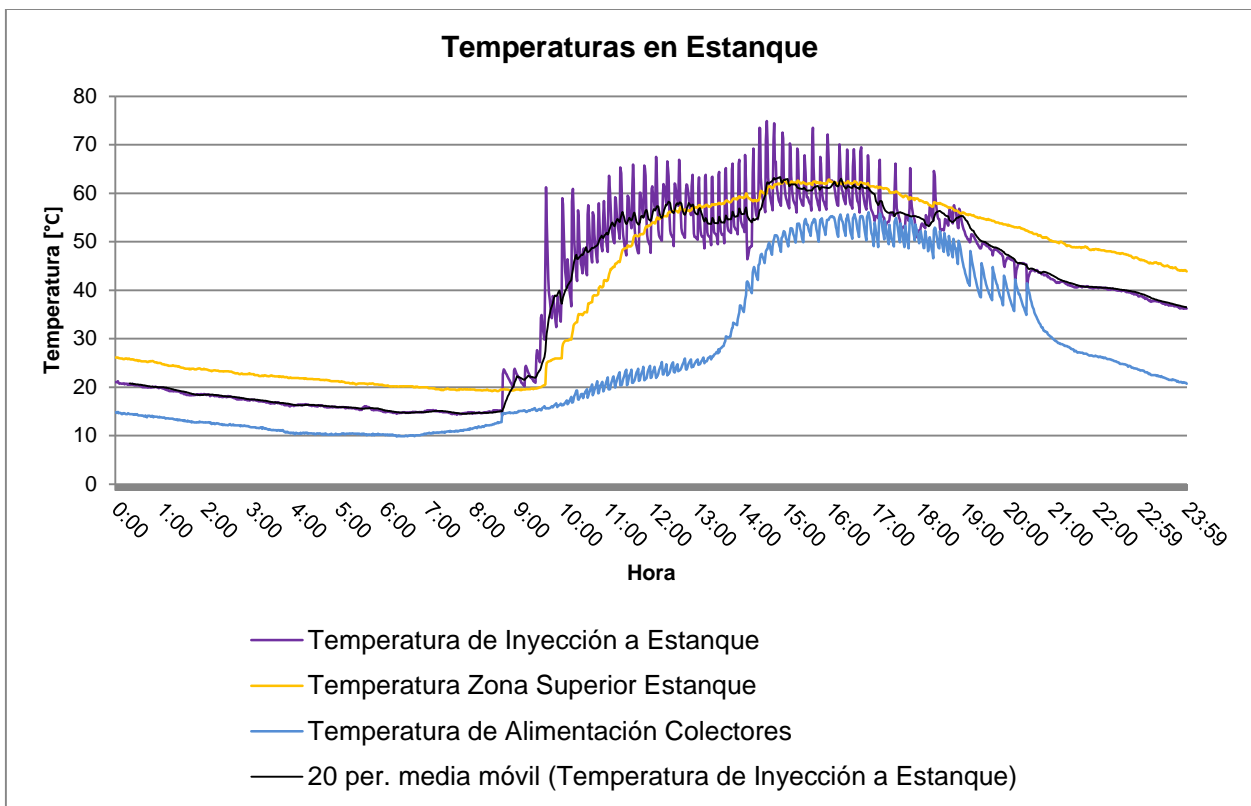


Figura 35: Temperaturas medidas en estanque para el 29 de Octubre de 2013

En la figura 35 se muestran las mediciones de las temperaturas del estanque. Éstas corresponden a la temperatura del agua de inyección del estanque, temperatura de la zona superior, y temperatura de zona inferior (alimentación a colectores). Tanto la medición de la temperatura de inyección como de la zona inferior deben ser analizadas con cuidado. Estas mediciones fueron realizadas con termocuplas instaladas inmediatamente aguas arriba y aguas abajo de los conductos de inyección y extracción. Esto quiere decir que la medición es precisa solamente cuando circula el agua. La única termocupla inmersa en el estanque es la de la zona superior

A continuación se analizará la estimación del rendimiento instantáneo de los colectores utilizando los datos recién expuestos.

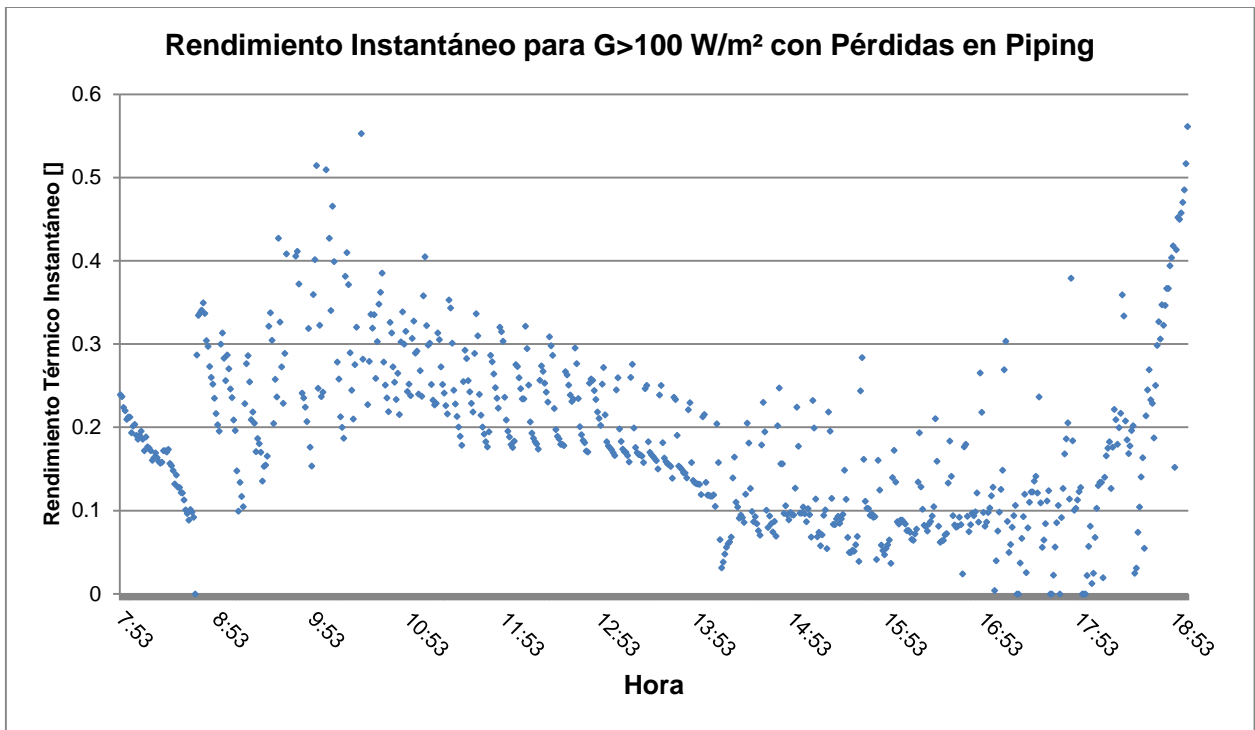


Figura 36: Rendimiento instantáneo de colectores a lo largo del día para irradiaciones globales superiores a 100 W/m^2 considerando pérdidas en piping

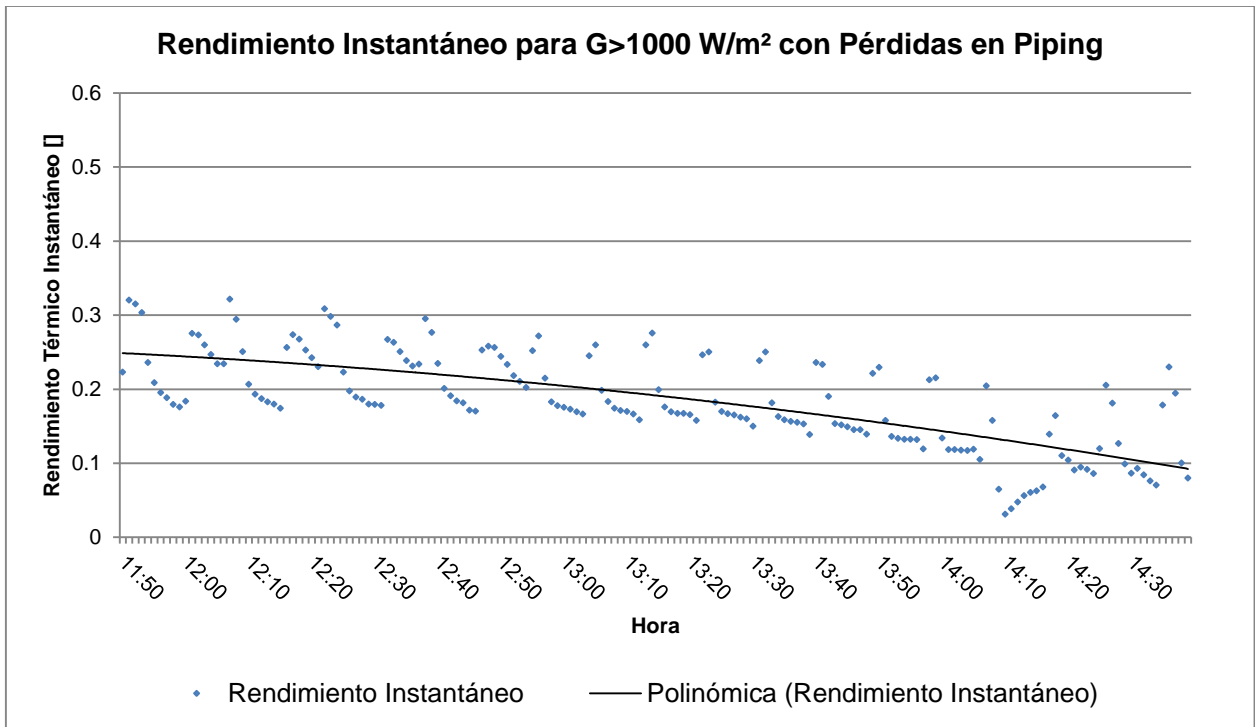


Figura 37: Rendimiento instantáneo de colectores a lo largo del día para irradiaciones globales superiores a 1000 W/m^2 considerando pérdidas en piping

En la figura 36 se muestran los resultados de rendimiento instantáneo a lo largo del día para intensidades de irradiación global mayores a 100 W/m^2 para los colectores

incluyendo las pérdidas en piping (es decir, tomando como temperatura de salida la temperatura del agua al inyectarse al estanque), mientras que en la figura 37 se muestran los resultados de rendimiento instantáneo a lo largo del día irradiaciones globales mayores a 1000 W/m^2 . Este tramo corresponde al funcionamiento más intenso de los colectores y muestra el estado más estacionario e información más confiable del rendimiento.

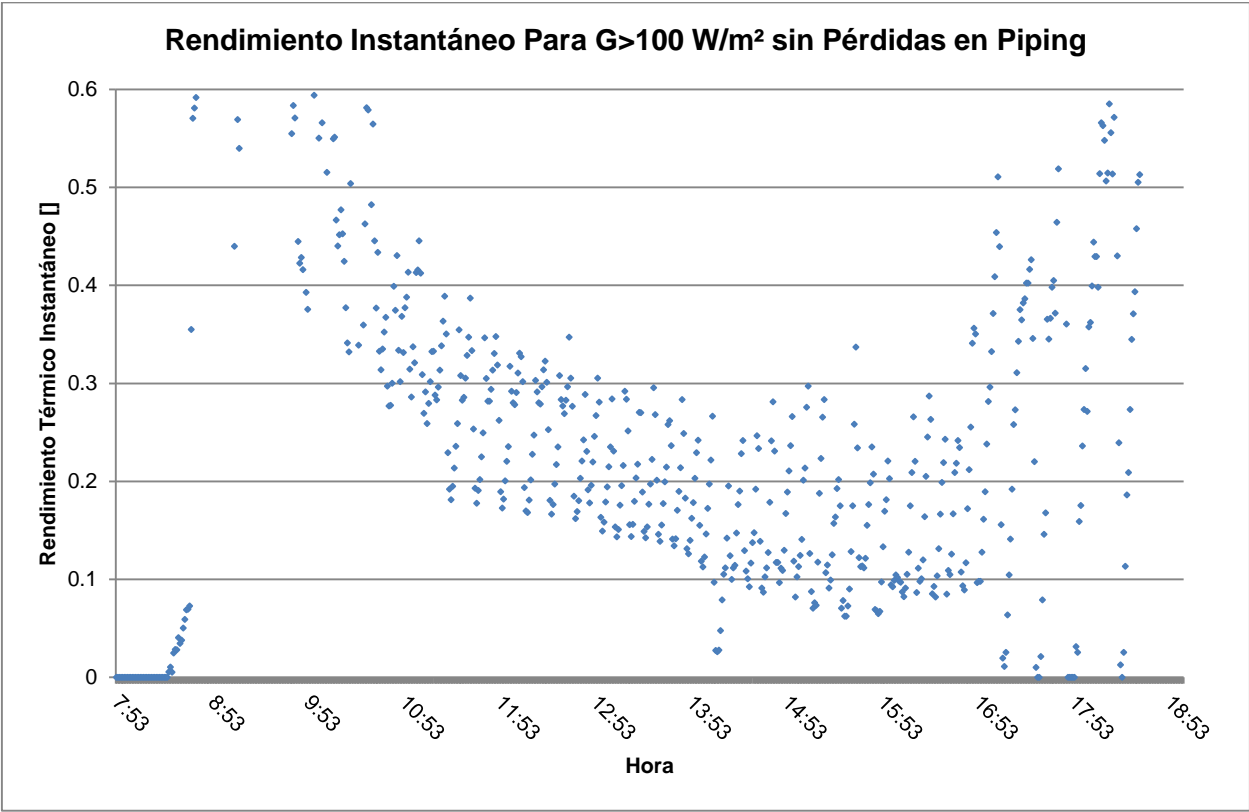


Figura 38: Rendimiento instantáneo de colectores a lo largo del día para irradiaciones globales superiores a 100 W/m^2 no considerando pérdidas en piping

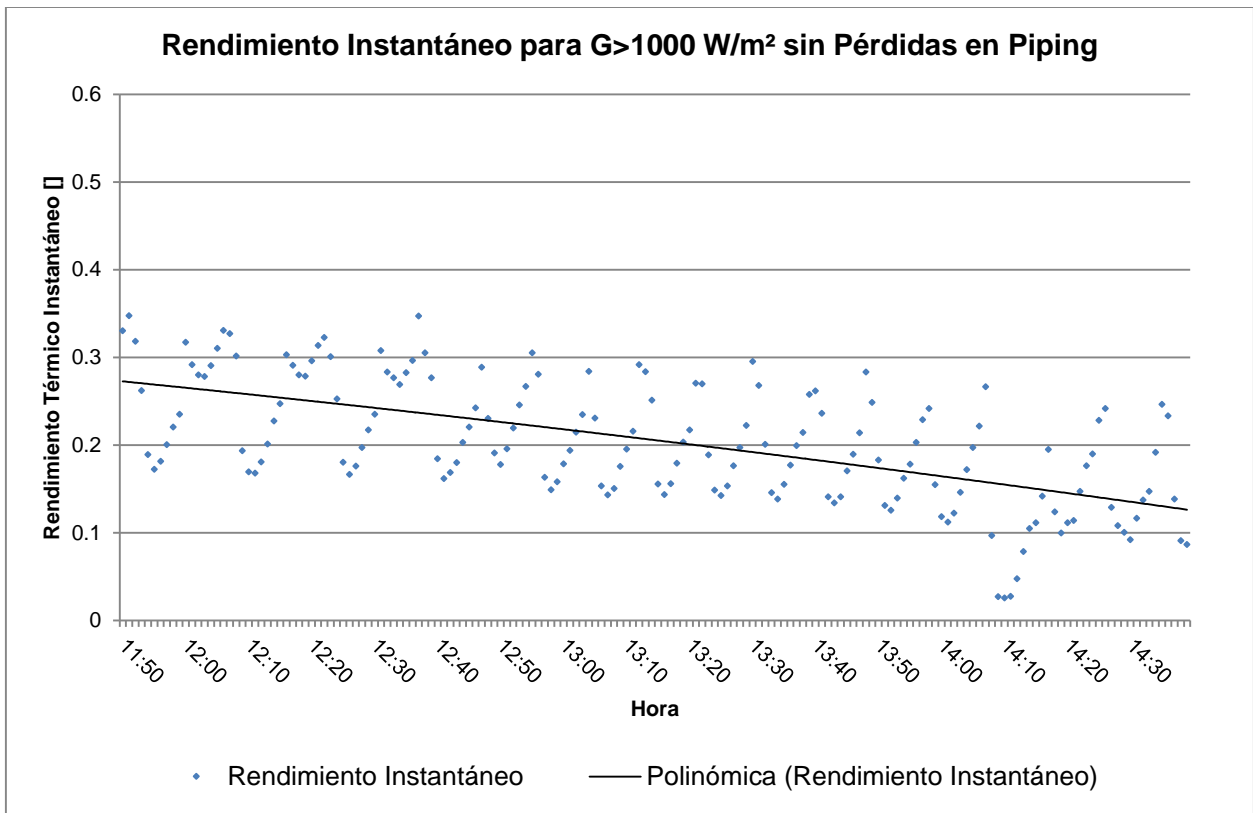


Figura 39: Rendimiento instantáneo de colectores a lo largo del día para irradiaciones globales superiores a 1000 W/m^2 no considerando pérdidas en piping

En la figura 38 se muestran los resultados de rendimiento instantáneo a lo largo del día para intensidades de irradiación global mayores a 100 W/m^2 para los colectores sin incluir las pérdidas en piping (la temperatura de salida considerada es la temperatura del agua inmediatamente después de salir del colector), mientras que en la figura 39 se muestran los resultados de rendimiento instantáneo a lo largo del día para irradiaciones globales mayores a 1000 W/m^2 .

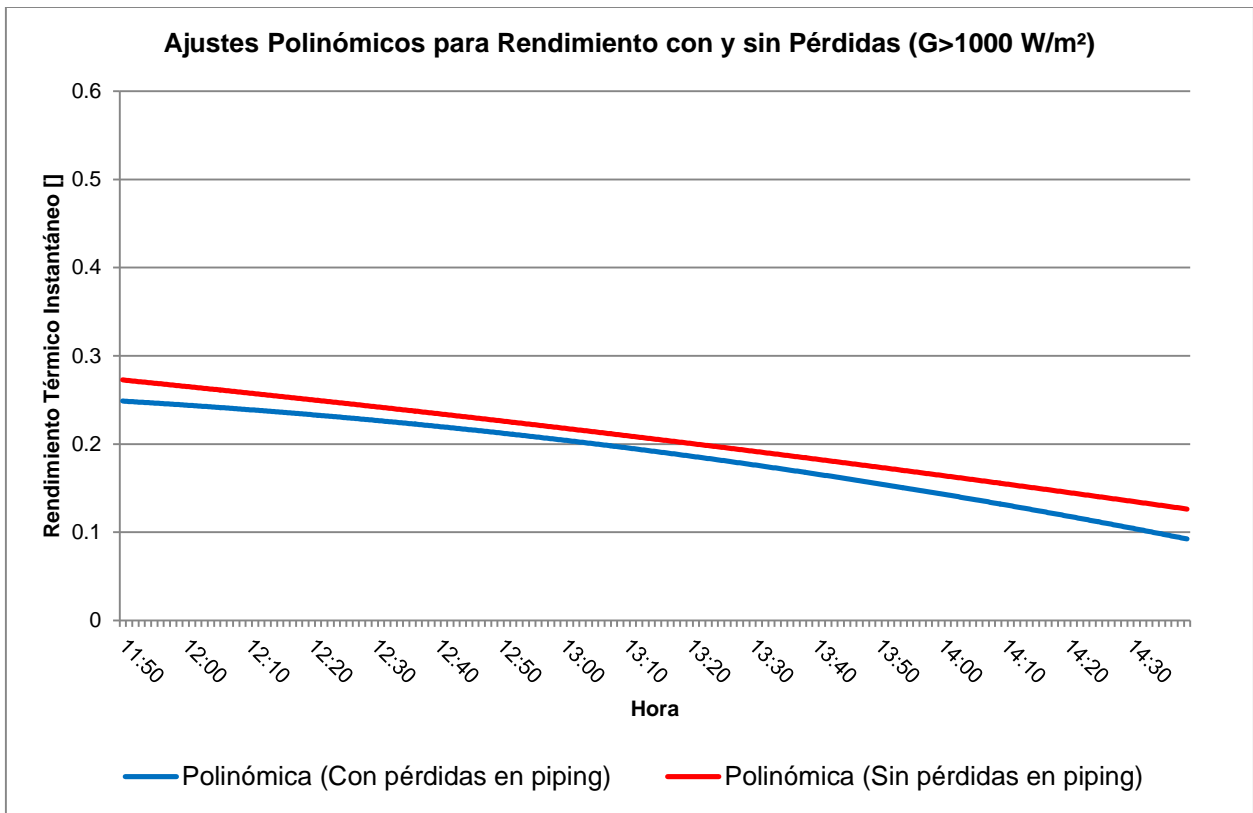


Figura 40: Ajuste polinómico de rendimiento para $G > 1000 \text{ W/m}^2$ con y sin pérdidas en piping

En la figura 40 se muestran los ajustes parabólicos de las mediciones con y sin pérdidas en piping para $G > 1000 \text{ W/m}^2$. Se observa que hay una reducción del rendimiento de aproximadamente 2,4% debido al calor que se pierde en la zona del piping no aislada. Es importante notar que estas curvas corresponden al rendimiento instantáneo a lo largo del día.

Para efectos de la simulación, es necesario tener una estimación del rendimiento en términos de la diferencia de temperatura entre el colector y el ambiente. Para llevar a cabo esto, se utilizaron cinco grupos de datos correspondientes al momento en que la irradiación global tuvo una intensidad superior 800 W/m^2 (condición convencional establecida por la norma EN 12975-2:2001 para los ensayos de rendimiento instantáneo) y diferencias de temperatura reducida (T_m^*) representativas. Se calculó un promedio de estas mediciones en un tramo de 10-15 minutos y se realizó un ajuste lineal en base a estos cinco puntos mostrado en la figura 41.

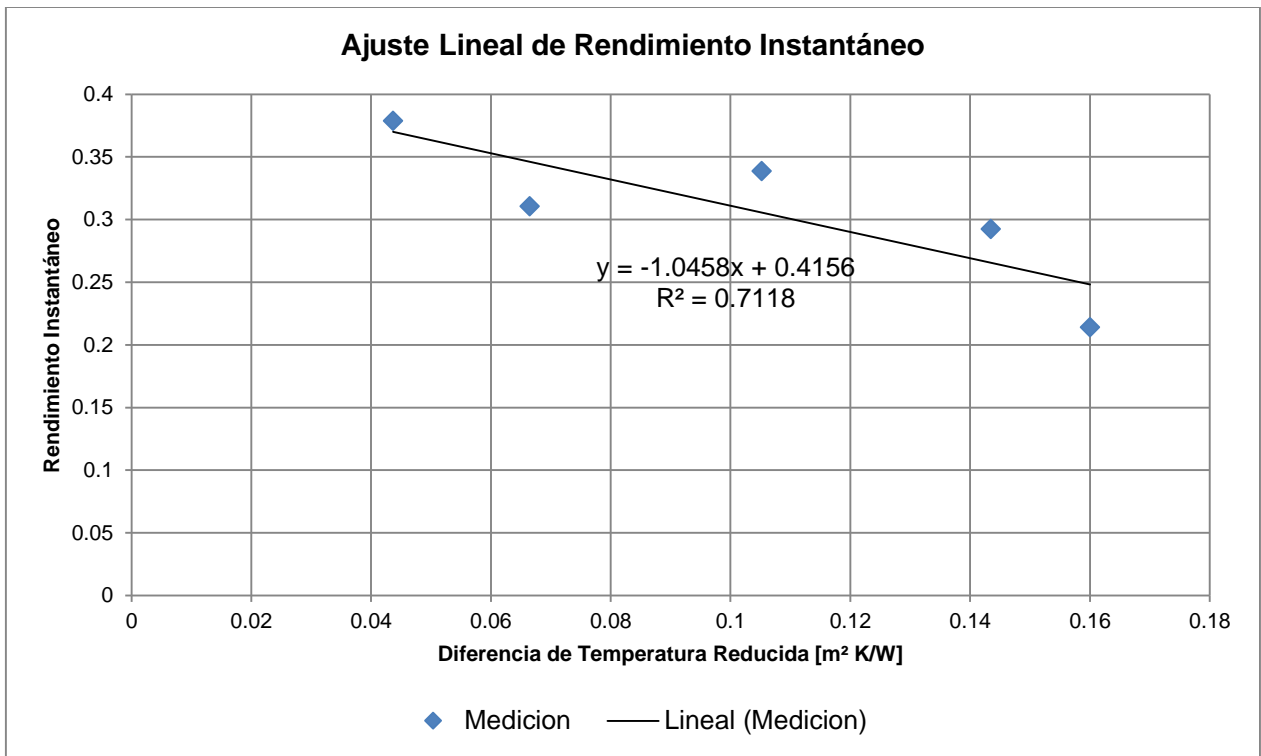


Figura 41: Ajuste lineal para datos de rendimiento instantáneo según diferencia de temperatura reducida

Este resultado nos permite obtener la aproximación lineal utilizada en la simulación.

$$\eta = -1,0458 \times T_m^* + 0,4156 \quad (67)$$

7.3 EFECTOS DEL TAMAÑO DEL ESTANQUE

Para evaluar los efectos del tamaño del estanque en los indicadores de desempeño del sistema, se simularon los casos señalados en la sección 6.8. Los parámetros de funcionamiento fueron:

- Flujo másico en circuito de colectores: 0,04 kg/s
- Flujo másico en circuito de consumo: 0,04 kg/s
- Tamaño de estanque: 50 kg, 1.000 kg, 5.000 kg, 10.000 kg
- Criterio de activación del ciclo de consumo: $\Delta T = 0$
- Coeficiente de pérdidas-área: $UA = 5 \text{ W/}^\circ\text{C}$, $UA = 60 \text{ W/}^\circ\text{C}$, $UA = 300 \text{ W/}^\circ\text{C}$, $UA = 600 \text{ W/}^\circ\text{C}$

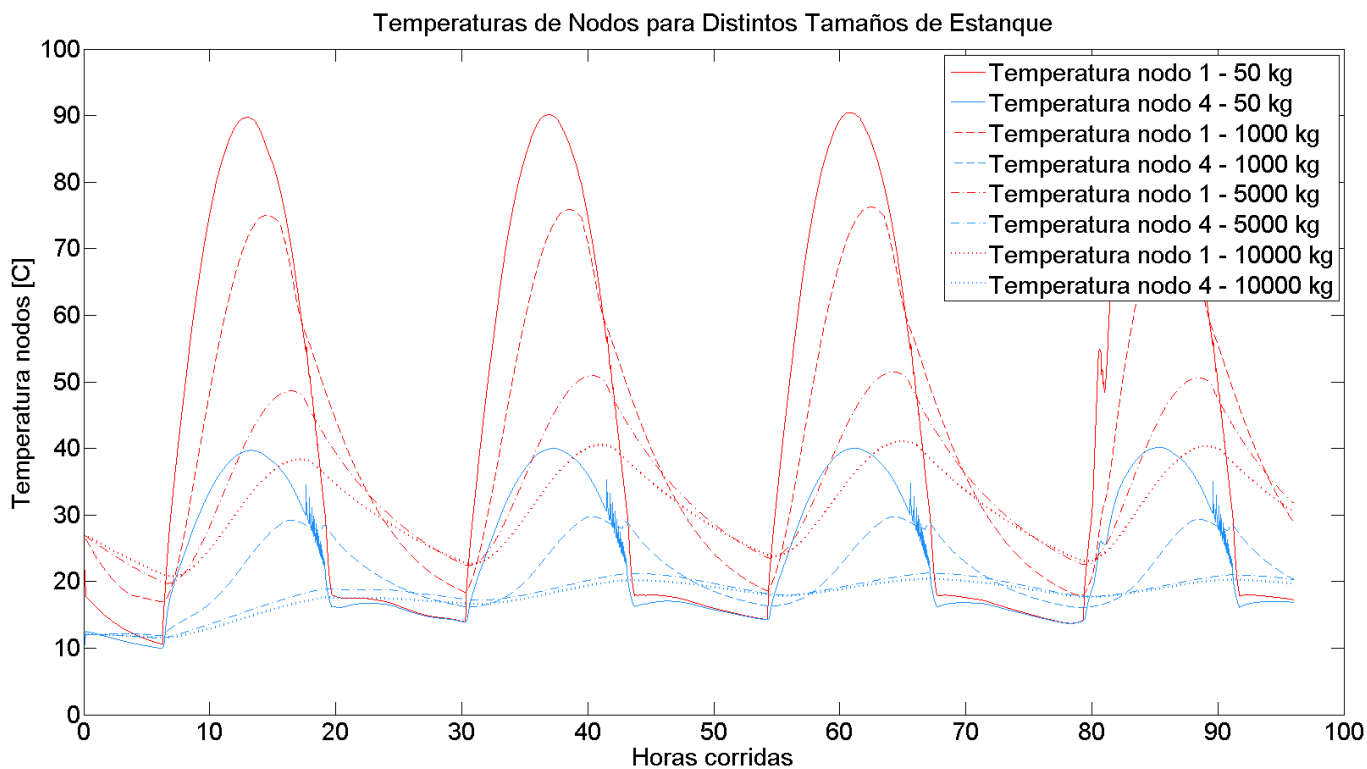


Figura 42: Temperaturas de nodos para distintos tamaños de estanque

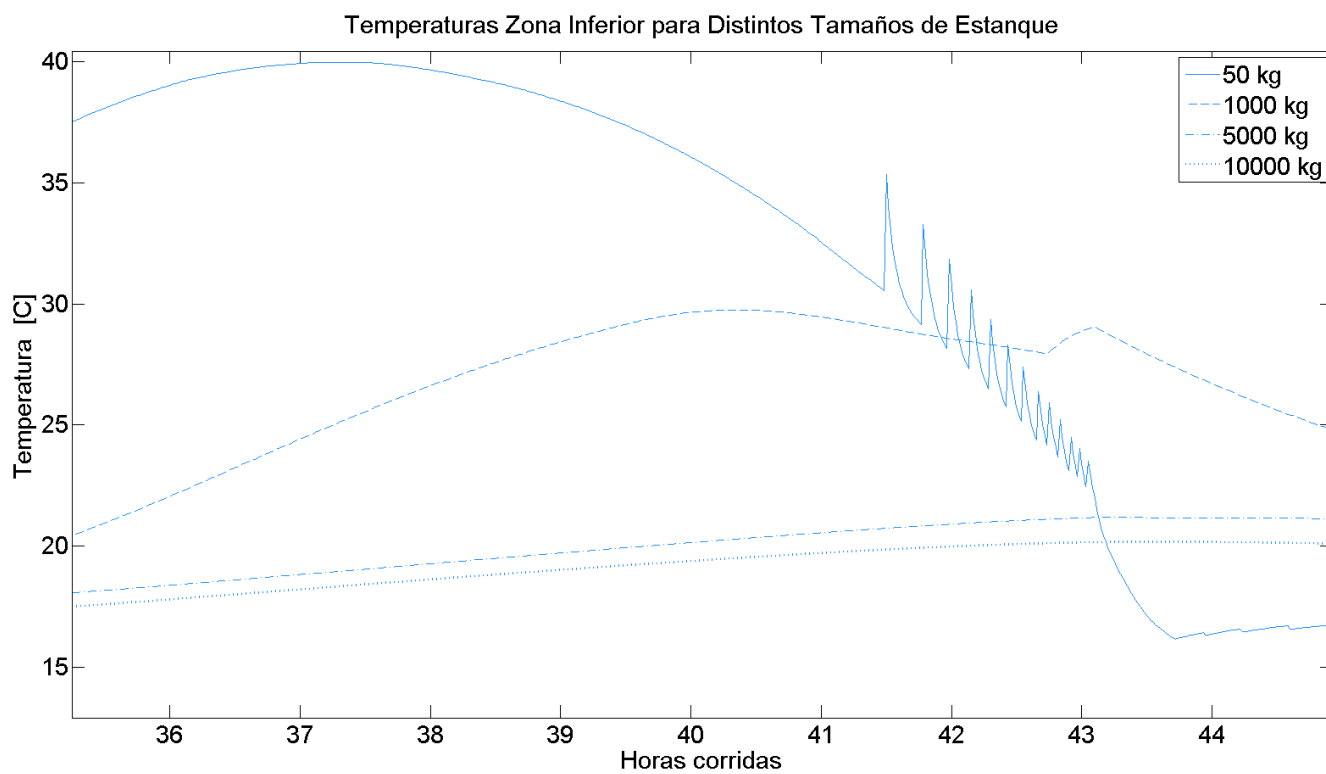


Figura 43: Detalle de temperatura de zona inferior del estanque para el caso 50 kg

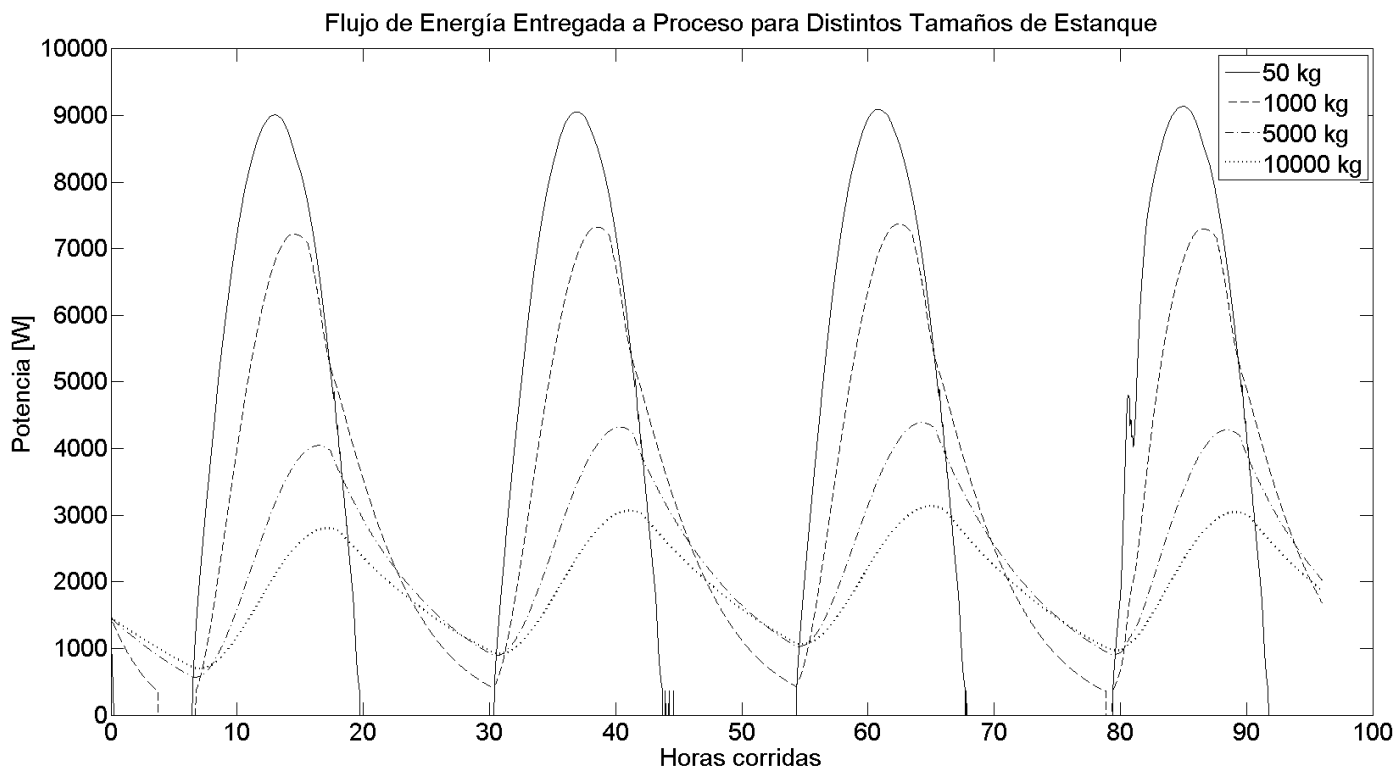


Figura 44: Flujo de energía entregada al proceso para distintos tamaños de estanque

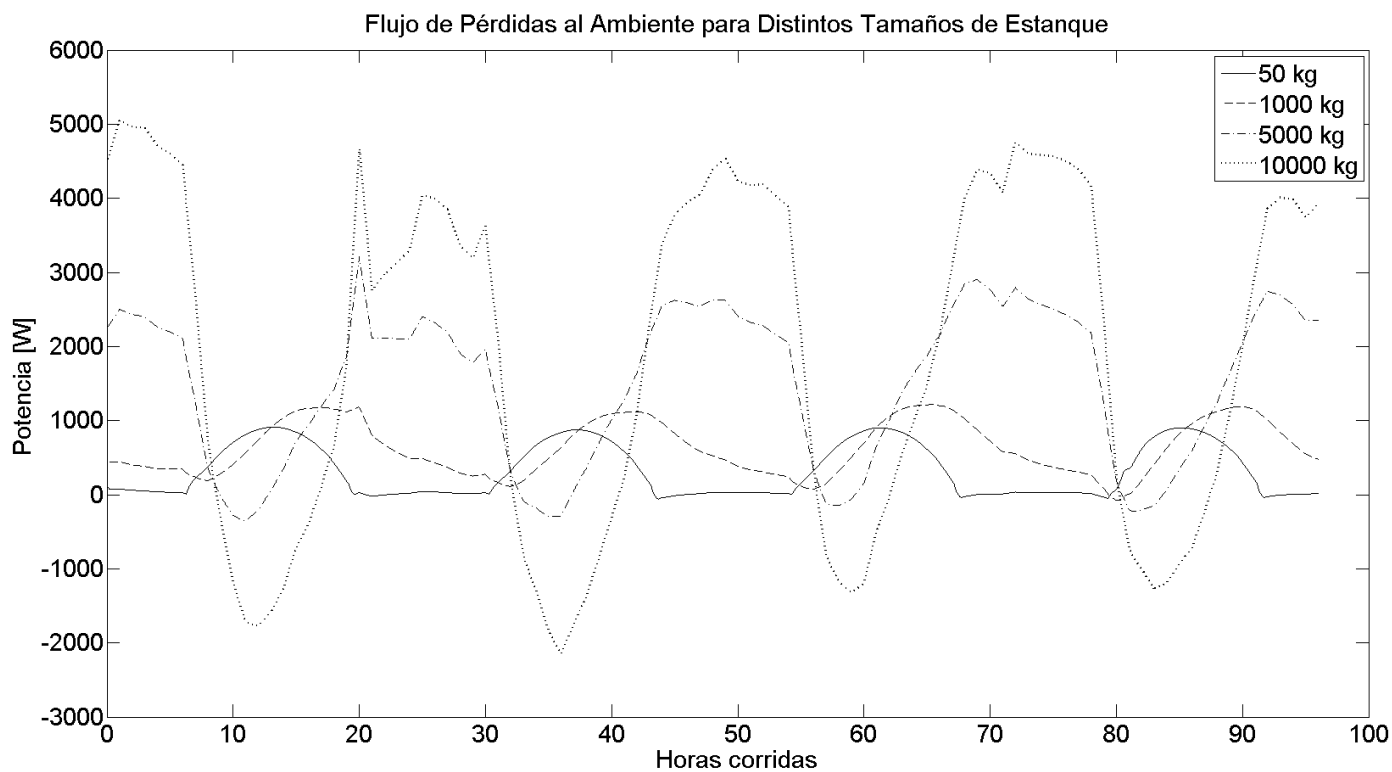


Figura 45: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos tamaños de estanque

Rendimiento Instantáneo de Colectores para Distintos Tamaños de Estanque

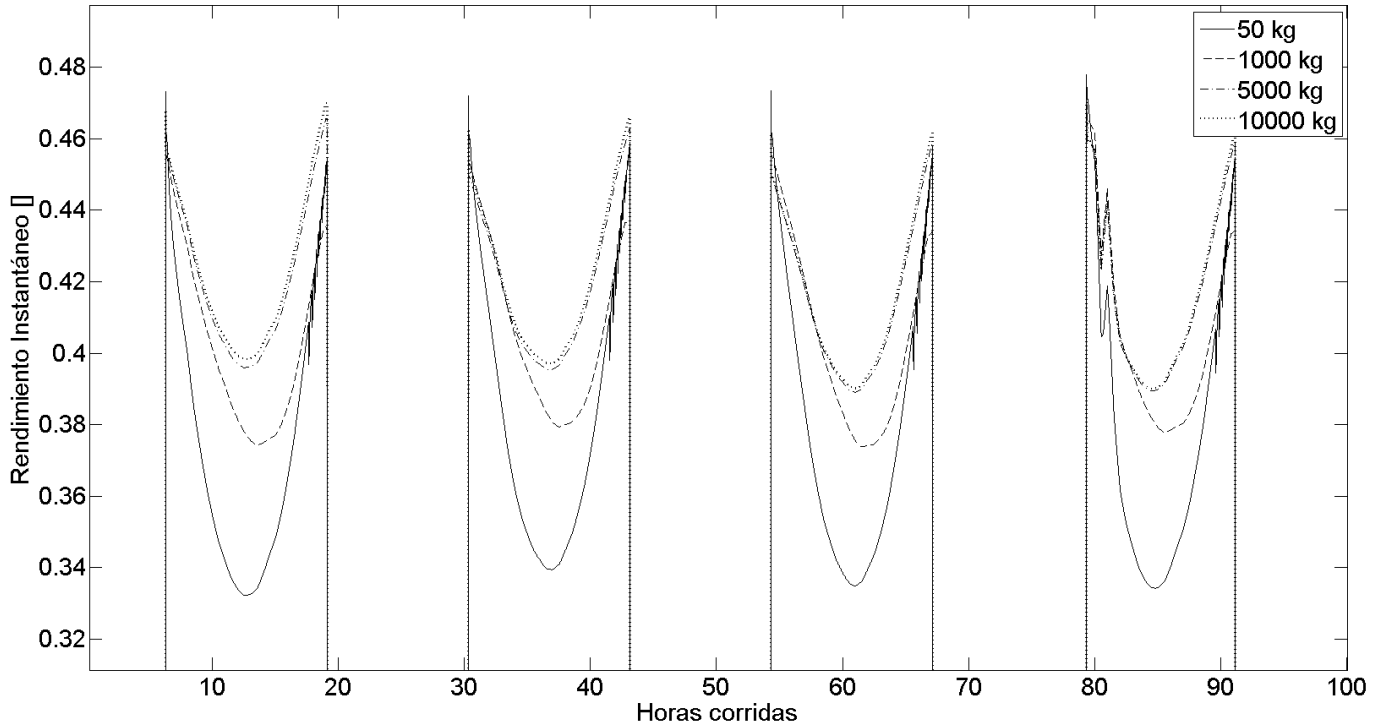


Figura 46: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos tamaños de estanque

Rendimiento Acumulado para Distintos Tamaños de Estanque

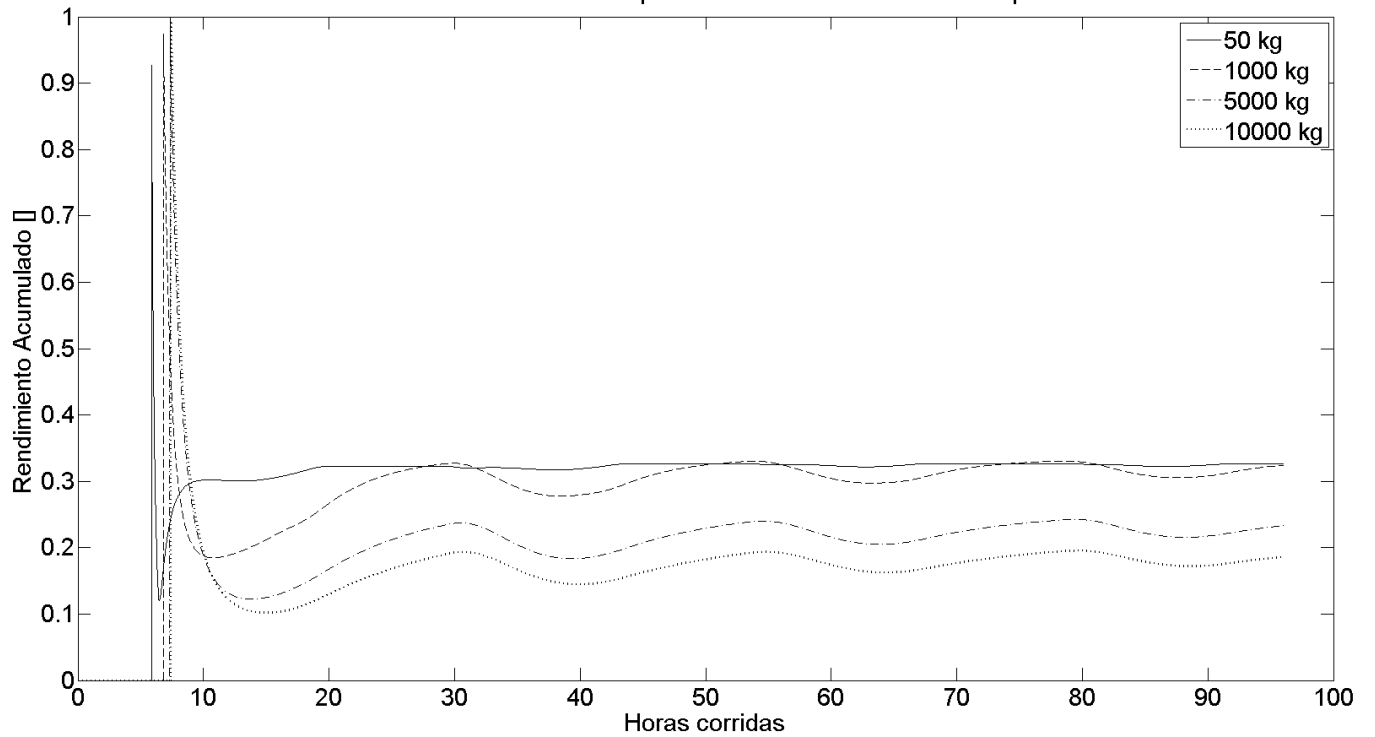


Figura 47: Rendimiento acumulado para distintos tamaños de estanque

Se observa que la estratificación varía fuertemente con el tamaño del estanque. Para un estanque de 50 kg, la estratificación máxima fue de aproximadamente 50 °C, mientras

que en el caso de un estanque muy grande de 10.000 kg la estratificación fue mínima y aproximadamente de 20 °C. Para el caso de 50 kg se observa, además, que tanto la temperatura de la zona alta como de la zona baja tienen un brusco cambio de pendiente luego de alcanzar los 15 °C. Esto se debe al hecho que el algoritmo desactiva el flujo de consumo mientras que la temperatura del estanque sea menor que la del agua de alimentación de la caldera. Por lo tanto, el decrecimiento brusco en este caso se debe principalmente a la pequeña capacidad de almacenamiento de energía y alto flujo másico de consumo.

Tanto la temperatura de la zona alta y la zona baja del estanque disminuyen a medida que aumenta el tamaño del estanque. Es decir, la temperatura promedio disminuyó. Para un estanque de 50 kg, la temperatura máxima fue de aproximadamente 90 °C, mientras que en el estanque de 10.000 kg fue de solamente 40 °C. Si bien las temperaturas en el estanque grande son menores, la energía contenida es la misma. A medida que aumenta el tamaño del estanque, las temperaturas luego de ocultarse el sol son mayores y más sostenidas en el tiempo. Para el estanque de 1.000 kg, se observa un despegue y rápido decrecimiento, mientras que para el estanque de 5.000 y 10.000 kg se observa un aplanamiento y enfriamiento más prolongado en el tiempo. Esto permite entender que la capacidad de entregar agua caliente a lo largo del tiempo por un estanque grande es mayor por cuanto mayor es su inercia térmica. Sin embargo, esta ventaja es pequeña y estanques pequeños en relación al de 10.000 kg tienen curvas de enfriamiento similares.

En la figura 43 se observa el detalle de la curva de temperatura de la zona baja del estanque de 50 kg. Aparecen “sierras” en un período de 2 horas durante el enfriamiento natural. Esto se debe a que el algoritmo de funciones de control recibe una temperatura de alimentación que comienza a cruzar las temperaturas de los nodos. En esa condición puede suceder que la inyección de agua caliente al pasar de un nodo a otro provoque aumentos bruscos en la temperatura de dicho nodo dado que tiene una masa menor y, por lo tanto, una inercia térmica menor. Sin embargo, la tendencia general de la temperatura se mantiene y los resultados son válidos.

En la figura 44 se muestra el flujo de energía consumida. Se observa que es máximo para el caso de estanque de 50 kg con un valor de hasta 9 kW. Para los demás casos este flujo decrece pero se observa que se mantiene luego de ocultarse el sol. Esto es

consecuencia directa de las condiciones de temperatura presentes y la inercia térmica del estanque. Dado que el flujo másico de consumo fue el mismo en esta simulación, la capacidad para transferir calor al agua de alimentación está regida por la temperatura del agua entregada.

Las pérdidas fueron mínimas en el estanque pequeño con ciclos diarios que alcanzaron una potencia máxima de pérdidas de 1.000 W aproximadamente. Para los demás casos, el flujo aumentó teniéndose el máximo para el estanque de 10.000 kg con un valor de hasta 5.000 W. Esto es consecuencia del ajuste del coeficiente de pérdidas-área para cada caso. Como se señaló en la sección 6.8, el coeficiente de pérdidas-área fue ajustado proporcionalmente al volumen. Por lo tanto, cada caso tiene un coeficiente distinto. Si bien las temperaturas en el estanque grande son menores, el producto entre el coeficiente de pérdidas-área y la diferencia de temperatura es grande y, por lo tanto, las pérdidas son mayores. Otro resultado interesante es que el estanque grande tiene ocasionalmente pérdidas negativas. Esto se explica como el flujo positivo de calor hacia el estanque desde el ambiente dado que hubo momentos en que la temperatura de éste fue menor que la temperatura exterior. Sin embargo, esto no tiene efectos importantes en el funcionamiento de la planta.

En la figura 46 se muestra el efecto de variar el volumen del estanque sobre el rendimiento instantáneo de los colectores. El rendimiento instantáneo mostró una forma similar a los resultados mostrados en la sección 7.2 con una disminución fuerte a medio día. Fue mínimo para el estanque de 50 kg y máximo para el estanque de 10.000 kg. Dado que este rendimiento se calcula utilizando la correlación dada por la ecuación 61, las variaciones dependerán principalmente de la temperatura del agua de alimentación de los colectores. Para el caso de estanque de 50 kg, las temperaturas fueron mayores y se obtiene consecuentemente un rendimiento menor.

Finalmente, en la figura 47 se muestra el rendimiento acumulado para los distintos casos. El rendimiento acumulado es máximo para el estanque de 50 kg con un valor de aproximadamente 32%, y mínimo para el estanque de 10.000 kg con un valor de aproximadamente 18%. Tanto el estanque de 50 kg y el de 1.000 kg mostraron un rendimiento similar, lo que indica que en este rango de tamaños el funcionamiento no varía mucho.

Dado que las temperaturas en el estanque grande son mucho menores, el rendimiento acumulado (entendido como el aporte energético total al consumo dividido por el recurso solar) fue mucho menor. En este caso este es un resultado esperable dado que este rendimiento acumulado no considera la constancia del flujo de energía que podría proveer un estanque más grande y la simulación no contempla condiciones de operación distintas para aprovechar la mayor capacidad de almacenamiento. Un estanque más grande es útil si opera con inyecciones de energía mayores y se tienen requerimientos especiales en el flujo consumido. Por lo tanto, los resultados de esta simulación son válidos para variaciones pequeñas de tamaño del estanque a partir del montaje actual de 1.000 kg y un tratamiento más exhaustivo debe considerar la escalación tanto de los caudales como de los componentes de la planta. Sin embargo, los resultados de este análisis indican que –de no considerarse necesaria la constancia en la entrega de energía- convendría tener un estanque pequeño. Por el contrario, de ser necesaria una constancia en el flujo de energía, se requiere de un estanque de mayor tamaño.

7.4 EFECTOS DEL FLUJO MÁSIICO EN COLECTORES

Para evaluar los efectos del flujo másico en el circuito de colectores, se simularon los casos señalados en la sección 6.8. Los parámetros de funcionamiento fueron:

- Flujo másico en circuito de colectores: 0,02 *kg/s*, 0,05 *kg/s*, 0,1 *kg/s*, 0,5 *kg/s*
- Flujo másico en circuito de consumo: 0,04 *kg/s*
- Tamaño de estanque: 1.000 kg
- Criterio de activación del ciclo de consumo: $\Delta T = 0$
- Coeficiente de pérdidas-área: $UA = 59.61 \text{ W/}^\circ\text{C}$

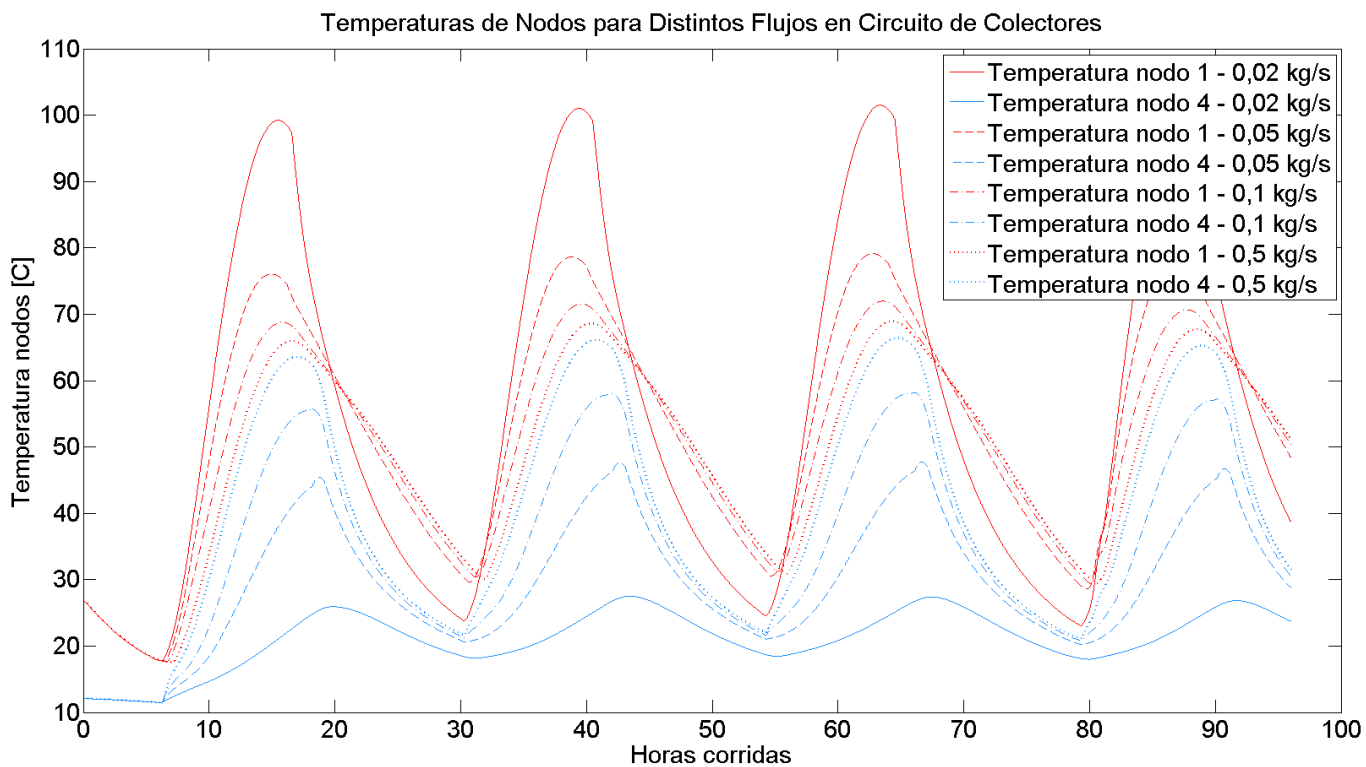


Figura 48: Temperaturas de nodos para distintos flujos máxicos en circuito de colectores

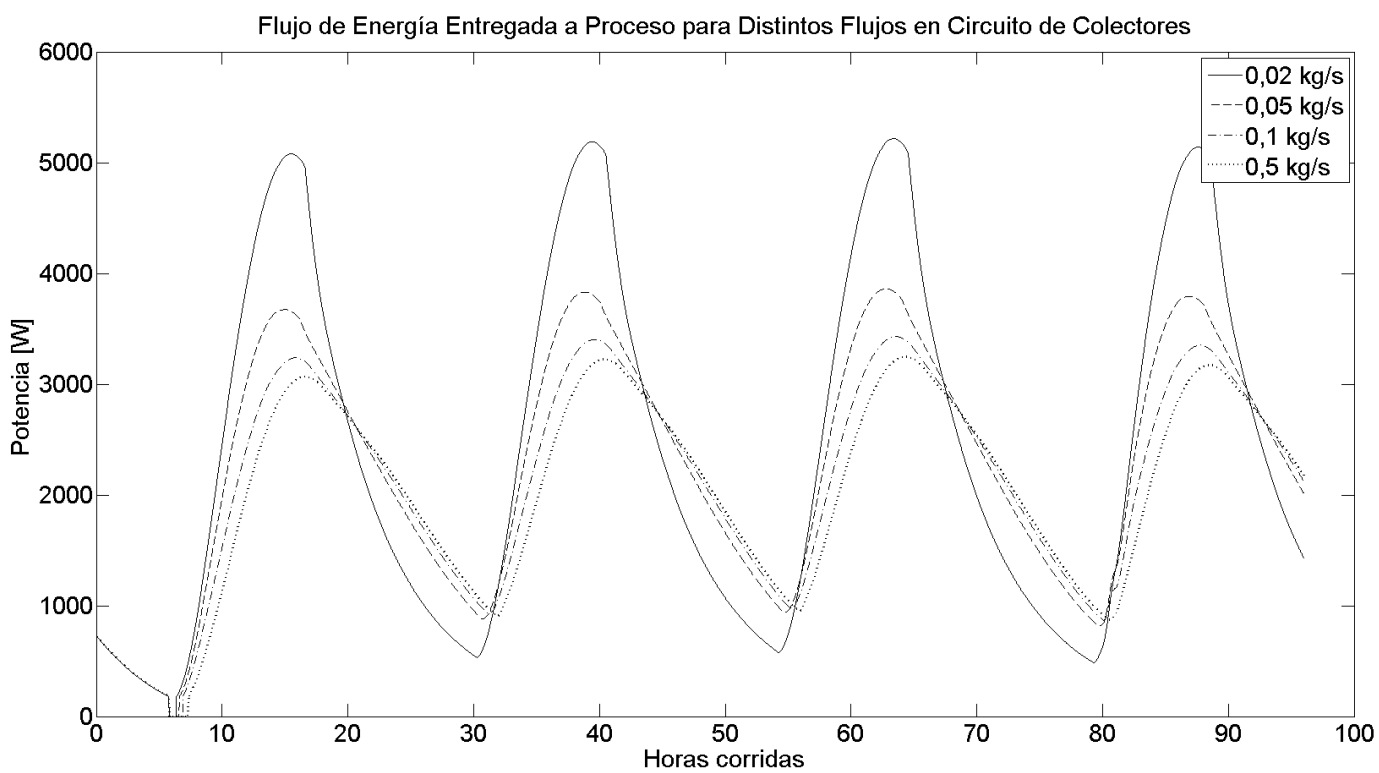


Figura 49: Flujo de energía entregada al proceso para distintos flujos máxicos en circuito de colectores

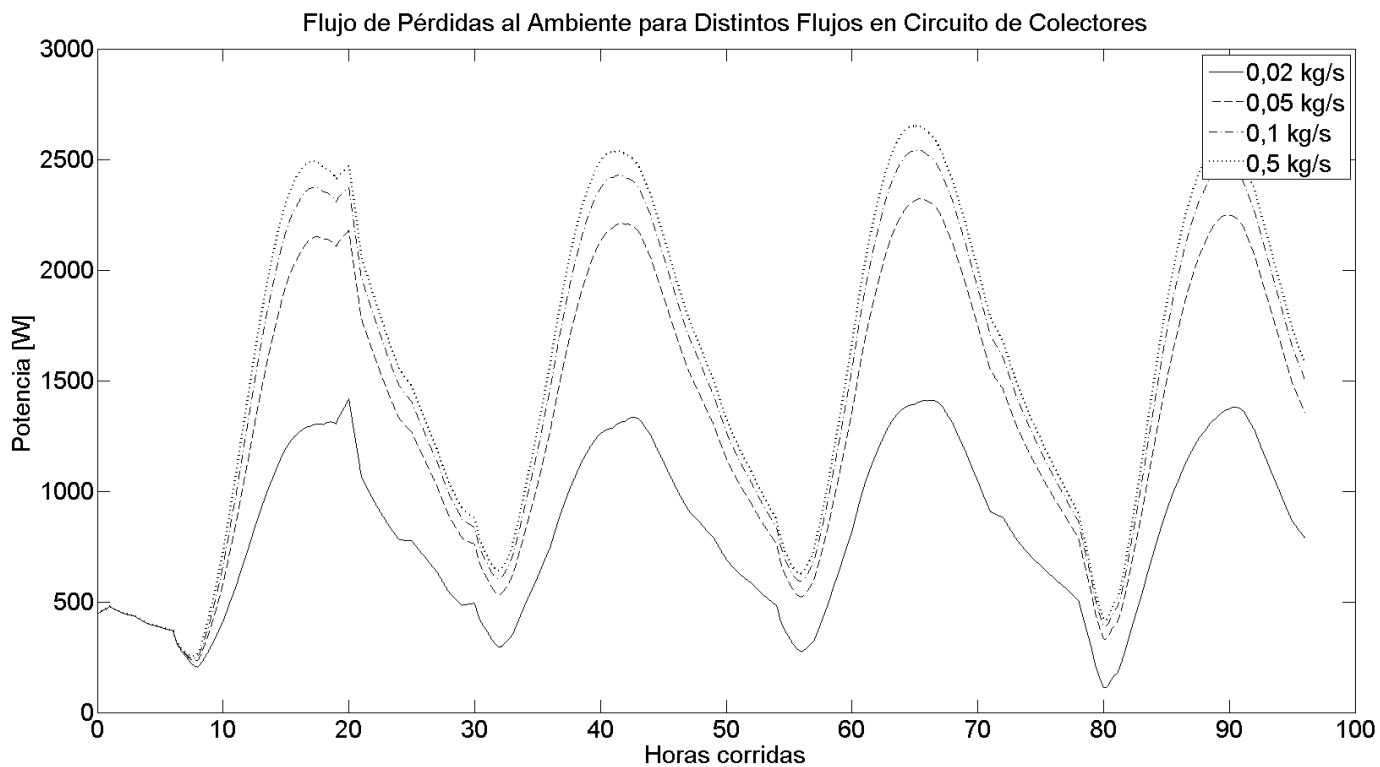


Figura 50: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos flujos máxicos en circuito de colectores

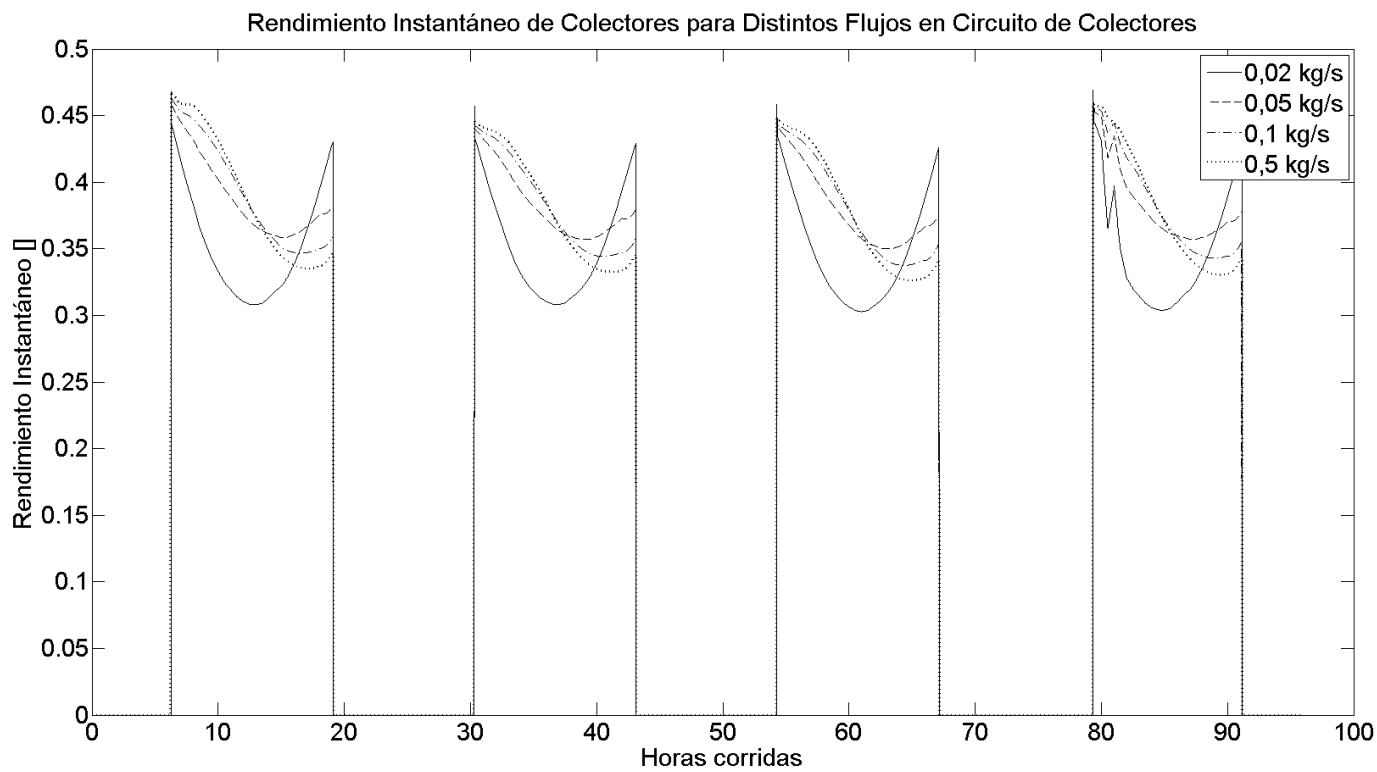


Figura 51: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos flujos máxicos en circuito de colectores

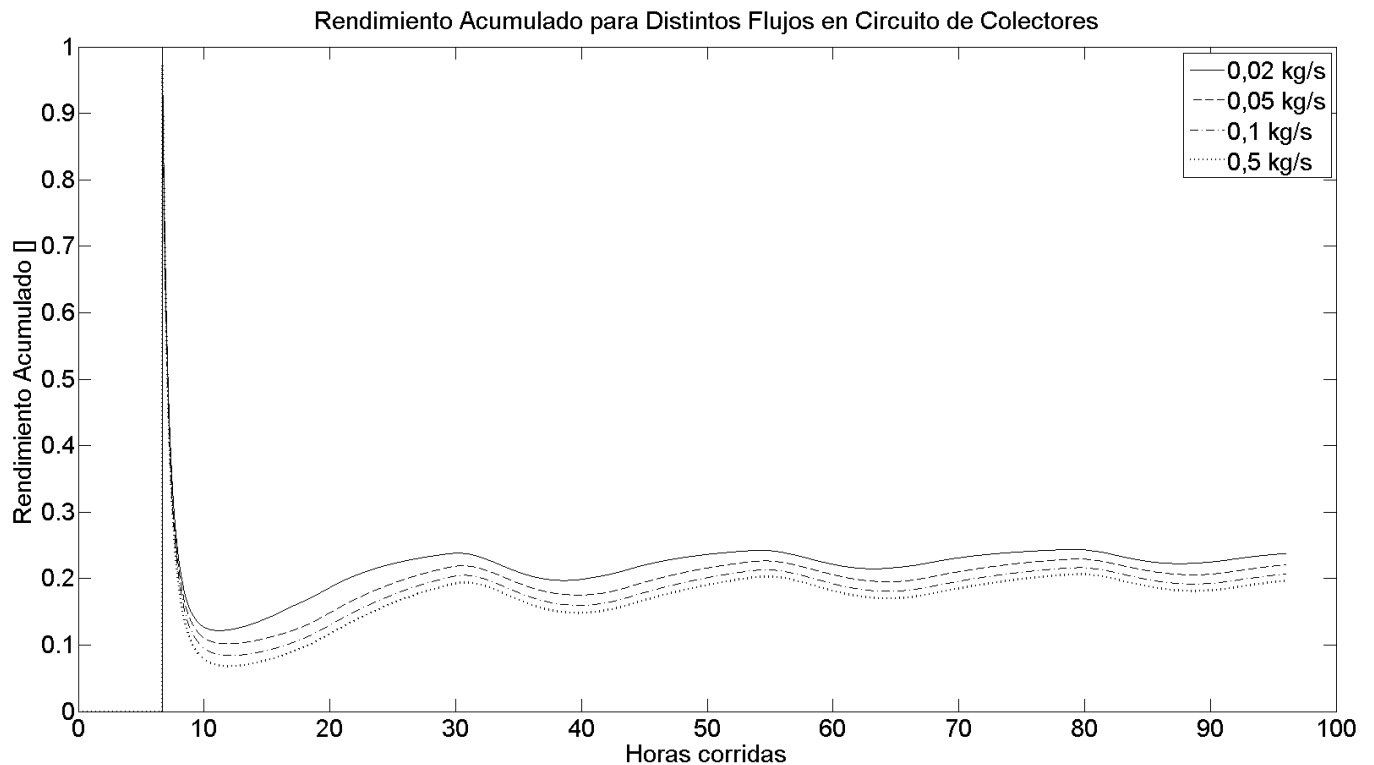


Figura 52: Rendimiento acumulado para distintos flujos másicos en circuito de colectores

En la figura 48 se muestra la estratificación para los cuatro casos simulados. Se observa una fuerte dependencia de la diferencia de temperatura de la zona alta y baja del estanque con el flujo másico utilizado en la simulación. Para un flujo másico muy pequeño de $0,02 \text{ kg/s}$, se tiene una estratificación máxima de aproximadamente $75 \text{ }^\circ\text{C}$, con una temperatura máxima de $100 \text{ }^\circ\text{C}$ en la zona alta y aproximadamente $27 \text{ }^\circ\text{C}$ en la zona baja. En el caso de flujo másico muy alto de $0,5 \text{ kg/s}$, la estratificación es prácticamente inexistente y se tiene un estanque casi completamente mezclado con una temperatura promedio que bordea los $65 \text{ }^\circ\text{C}$. Estos resultados son esperables ya que se comprobó que los balances de energía locales en nodos y globales del estanque arrojaron valores oscilantes y cercanos a 0. Es decir, se conserva la energía. Por lo tanto, considerando que la energía capturada por los colectores es casi la misma en todos los casos (hay pequeñas diferencias debido a cambios en el rendimiento instantáneo de los colectores debido a la temperatura de alimentación), el flujo másico afecta en gran medida la distribución de la temperatura en el estanque pero manteniendo la temperatura promedio.

Por otro lado, viendo los flujos de energía consumida, se observa que para el caso de bajo flujo másico en colectores, la potencia consumida fue máxima. A medida que

aumentó el flujo másico, la potencia disminuyó pero se observa un flujo mayor y similar luego de ocultarse el sol en los casos de flujo 0,05, 0,1, y 0,5 kg/s . La magnitud de la potencia consumida es una consecuencia directa de los niveles de temperatura alcanzados en el estanque. Como se ve en la figura 49, las temperaturas más altas en el estanque posibilitaron un intercambio de calor mayor en el intercambiador de placas. Al mismo tiempo, este mayor intercambio produce un agua de retorno del consumo más fría y, por lo tanto, se acelera el enfriamiento.

Se observa una periodicidad sin flujos negativos con pérdidas máximas de hasta 2.500 W para el caso de alto flujo másico y pérdidas mínimas de hasta 1.500 W para el caso de bajo flujo másico. En este caso las curvas de pérdidas de energía al ambiente muestran un comportamiento no esperado ya que mayores temperaturas en el estanque llevan a pensar que mayores serán las pérdidas. Sin embargo, este fenómeno se explica por el hecho que en el caso de alto flujo másico el estanque está completamente mezclado. En esta condición los cuatro nodos están prácticamente a la misma temperatura y consecuentemente perciben las mismas pérdidas. En el caso contrario, en el estanque altamente estratificado, solamente un nodo tiene alta temperatura mientras que los demás están más fríos. Por lo tanto, la suma de las pérdidas de los cuatro nodos es menor.

En la figura 51 se muestran los efectos de variar el flujo másico de colectores en el rendimiento instantáneo de éstos. Se observa que para flujo másico bajo el rendimiento es menor alcanzando su mínimo a mediodía y teniendo su valor máximo al inicio y al final del tramo de operación. Para los demás casos simulados, se observa que los valores del rendimiento son similares pero con una tendencia a disminuir hacia el final del día. Este comportamiento confirma la tendencia observada en las mediciones de rendimiento en terreno y es esperable por cuanto la temperatura media de los colectores es mayor. Es importante notar que esta temperatura media de los colectores no está dada por la temperatura de la zona alta del estanque. La temperatura media se calcula en términos de la temperatura de alimentación (zona baja del estanque) y la temperatura alcanzada por el agua luego de absorberse la energía. Con un flujo másico muy bajo, para mantener el flujo de energía, la diferencia de temperatura entre la entrada y salida debe ser muy alta. Por lo tanto, se alcanzan –teóricamente- temperaturas de alimentación al estanque superiores a los 130 °C.

En vista de los resultados analizados, pareciera ser conveniente tener un flujo másico pequeño en los colectores. Esto permite obtener una mejor estratificación que favorece las condiciones de entrega de energía al proceso y de funcionamiento de los colectores. Esto concuerda también con la estrategia de funcionamiento observada en el control de la planta. Este dispositivo realizó inyecciones intermitentes de agua caliente con flujos másicos altos pero por un período corto de tiempo. De esta manera se favorece inyectar agua a muy alta temperatura y tener un flujo másico pequeño que perturbe menos la estratificación.

7.5 EFECTOS DE VARIAR EL FLUJO MÁSIKO EN CONSUMO

Para evaluar los efectos del flujo másico en el circuito de colectores, se simularon los casos señalados en la sección 6.8. Los parámetros de funcionamiento fueron:

- Flujo másico en circuito de colectores: $0,04 \text{ kg/s}$
- Flujo másico en circuito de consumo: $0,01 \text{ kg/s}$, $0,05 \text{ kg/s}$, $0,1 \text{ kg/s}$, $0,5 \text{ kg/s}$
- Tamaño de estanque: 1.000 kg
- Criterio de activación del ciclo de consumo: $\Delta T = 0$
- Coeficiente de pérdidas-área: $UA = 59.61 \text{ W/}^\circ\text{C}$

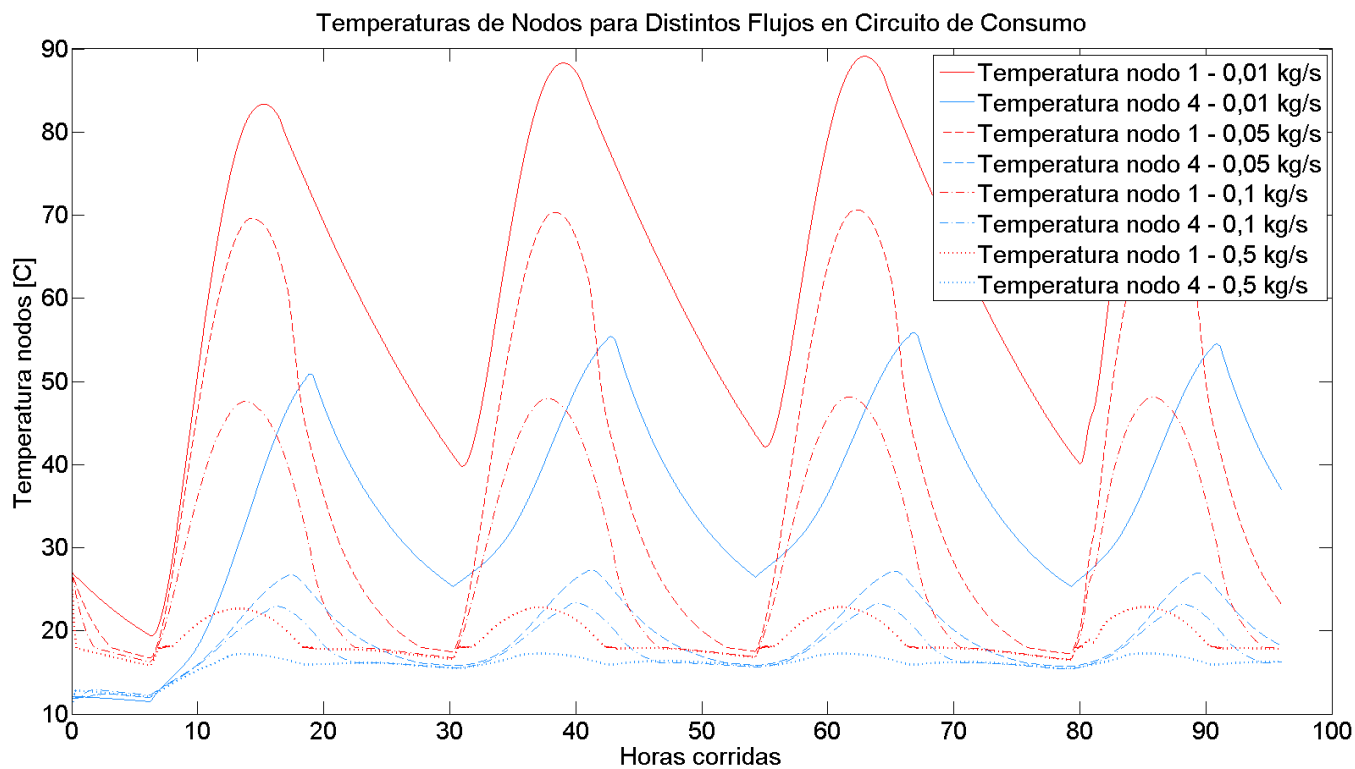


Figura 53: Temperaturas de nodos para distintos flujos máscicos en circuito de consumo

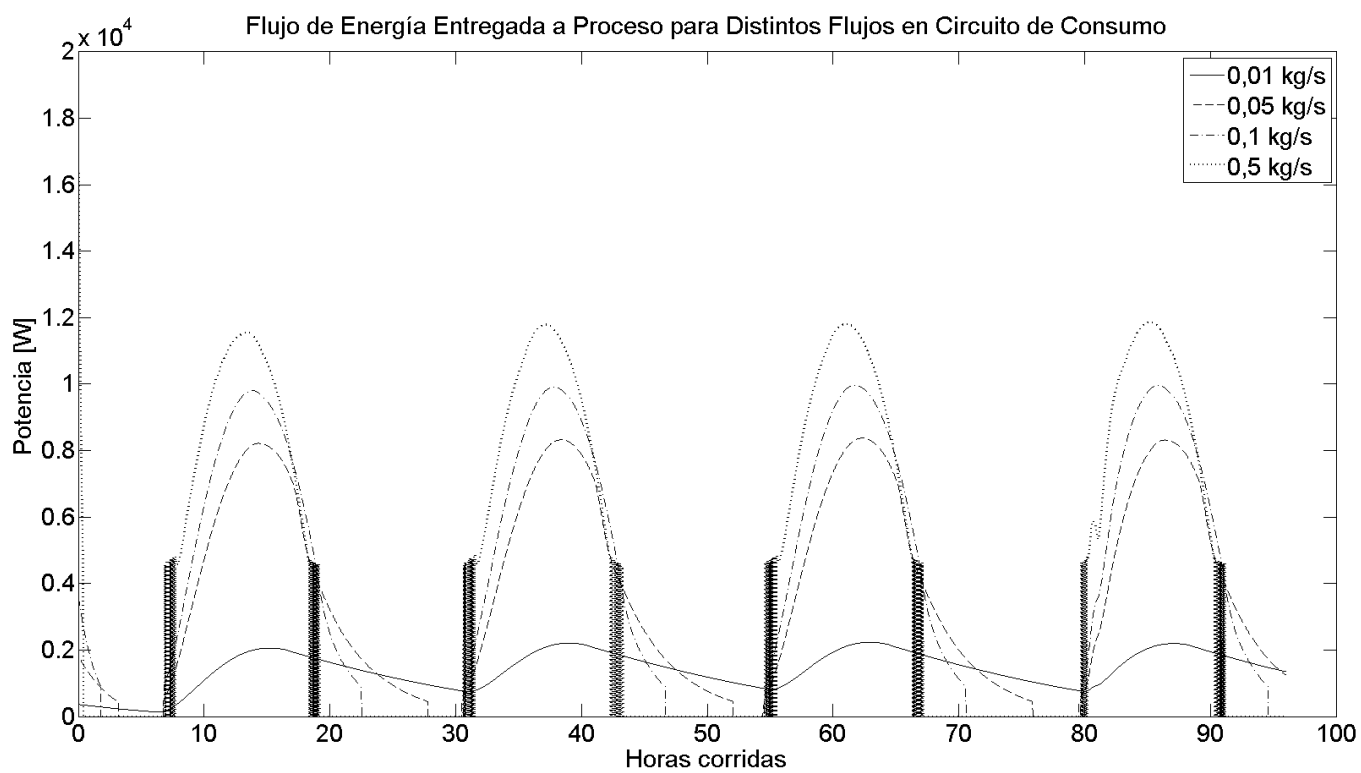


Figura 54: Flujo de energía entregada al proceso para distintos flujos máscicos en circuito de consumo

Flujo de Energía Entregada a Proceso para Distintos Flujos en Circuito de Consumo

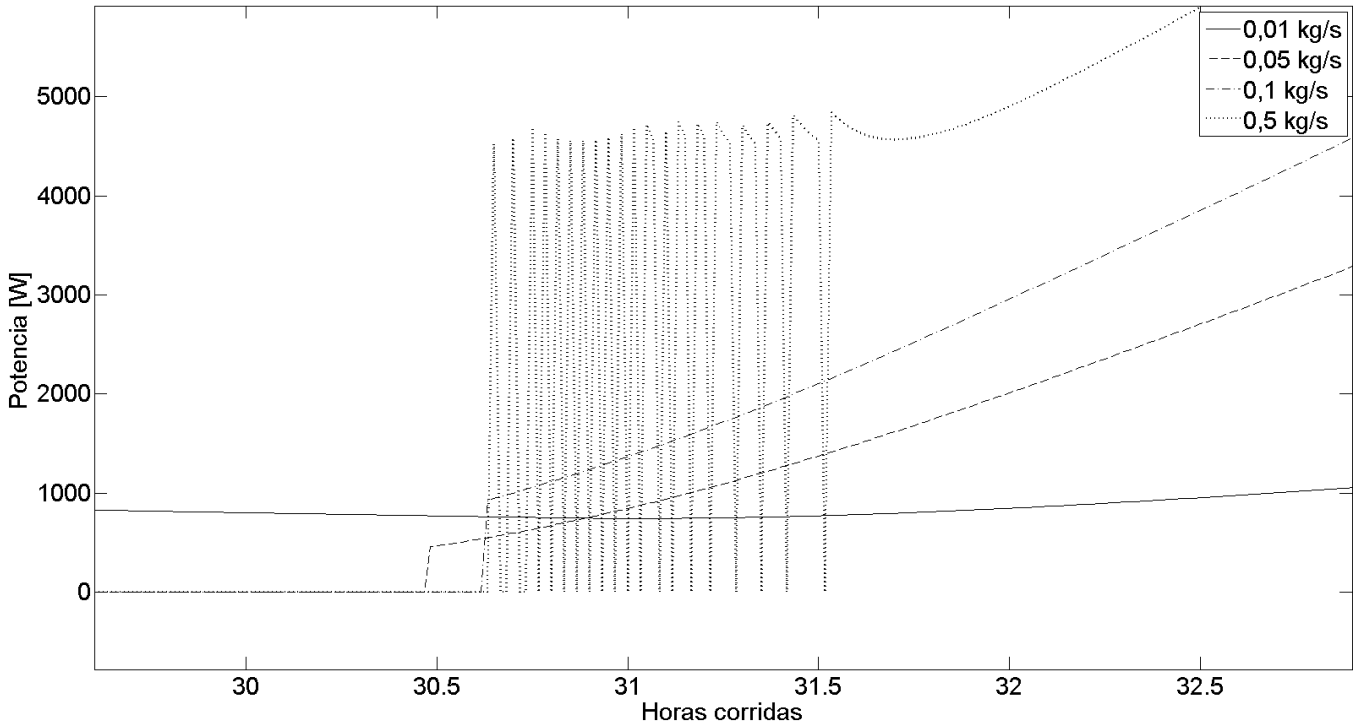


Figura 55: Detalle de flujo de energía entregada al proceso para el caso de flujo másico de 0,5 kg/s

Flujo de Pérdidas al Ambiente para Distintos Flujos en Circuito de Consumo

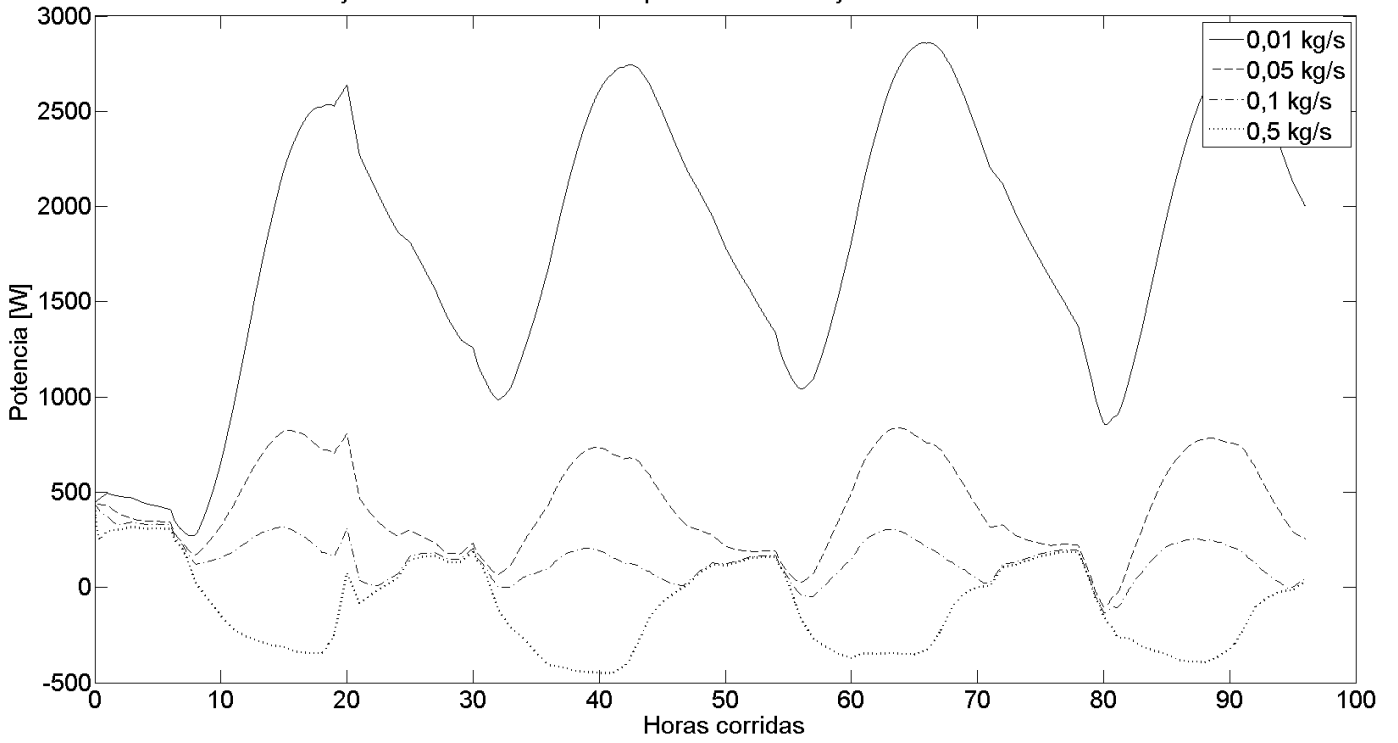


Figura 56: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos flujos másicos en circuito de consumo

Rendimiento Instantáneo de Colectores para Distintos Flujos en Circuito de Consumo

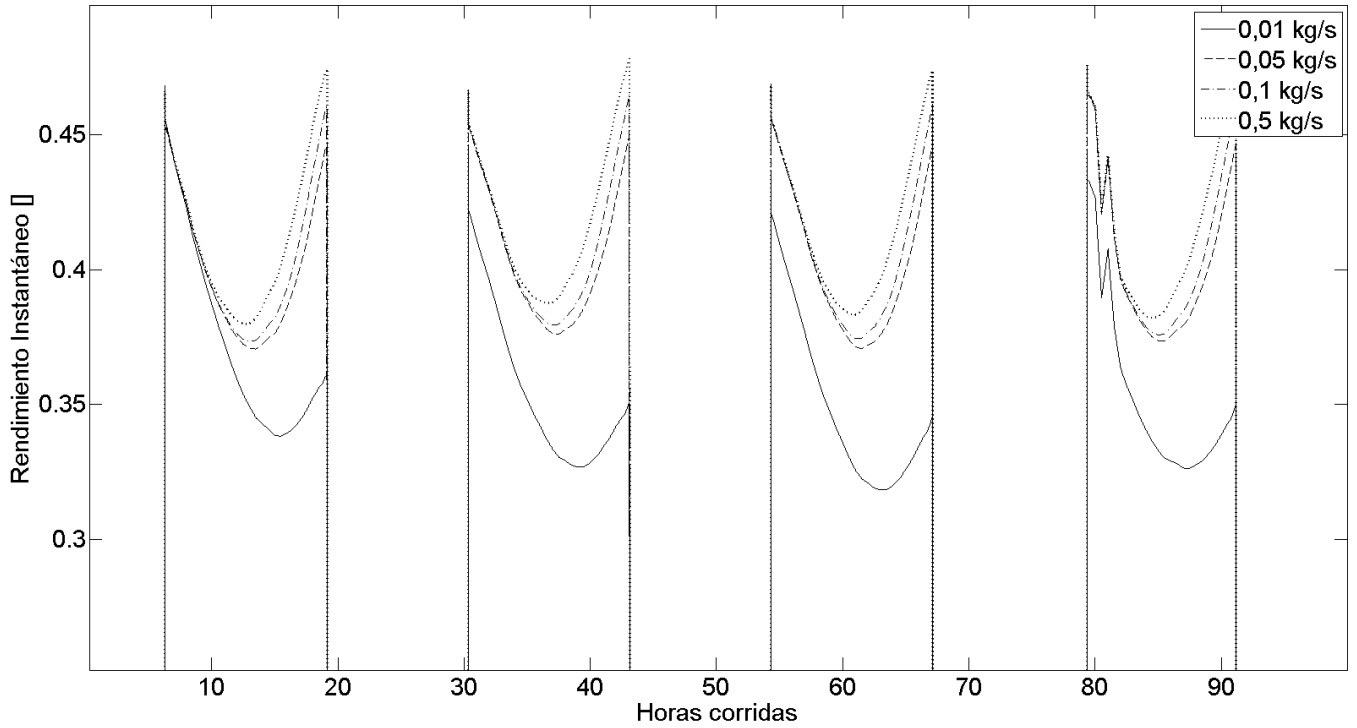


Figura 57: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos flujos máxicos en circuito de consumo

Rendimiento Acumulado para Distintos Flujos en Circuito de Consumo

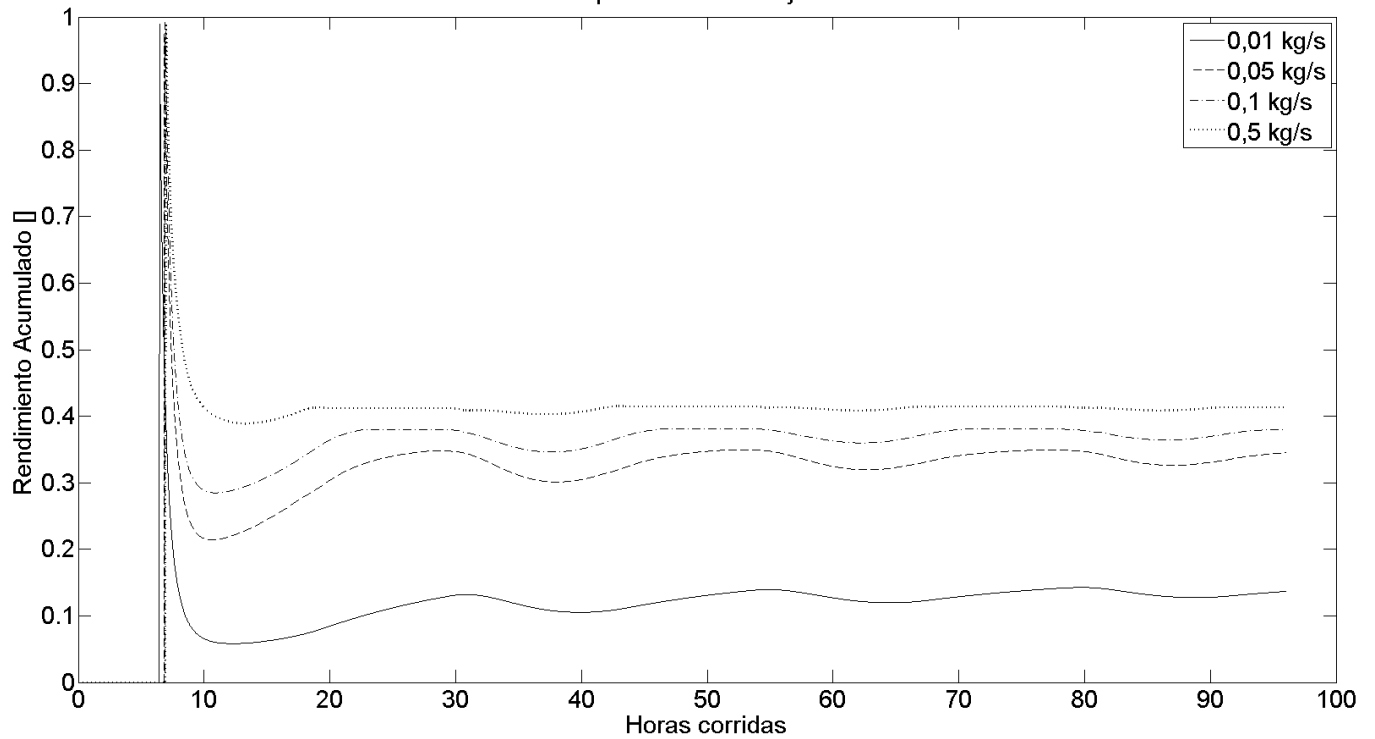


Figura 58: Rendimiento acumulado para distintos flujos máxicos en circuito de consumo

Se observa una fuerte dependencia de la estratificación con el flujo másico del circuito de consumo. Tanto la estratificación como la temperatura promedio fueron grandes en el

caso de un flujo másico de consumo pequeño y viceversa. Para el caso de flujo de consumo de $0,01 \text{ kg/s}$ se obtuvo una temperatura máxima de $90 \text{ }^\circ\text{C}$ mientras que en el caso de $0,5 \text{ kg/s}$ la temperatura máxima fue de aproximadamente $23 \text{ }^\circ\text{C}$. Se observan además diferencias en las curvas de enfriamiento con un aplanamiento rápido en el caso de alto flujo y un decrecimiento menos pronunciado en el caso de bajo flujo.

Los flujos de energía consumida variaron con el flujo másico en este circuito. Se alcanzó la máxima potencia de consumo para el mayor flujo másico. Esto es consecuencia directa de la forma en que está calculado el flujo utilizando la ecuación 16. Si bien la temperatura en el estanque es menor, la magnitud del flujo másico permite tener una potencia mayor. En la figura 55 se observa que para el caso de flujo másico de $0,5 \text{ kg/s}$, el flujo de energía consumida tiene oscilaciones en un período de 1 hora. Esto se debe a que el algoritmo desactivó el circuito de consumo una vez que la temperatura del agua enviada al intercambiador fue menor que el agua de alimentación de la caldera. Este es un criterio importante y será discutido más adelante.

Con respecto a las pérdidas, se observa que fueron máximas para el caso de bajo flujo másico puesto que las temperaturas fueron mayores. La menor variación de las temperaturas en el caso de alto flujo másico posibilitó la condición de pérdidas negativas donde el estanque se encontró en algunos momentos a una temperatura inferior que el ambiente.

El rendimiento instantáneo de los colectores se vio afectado de manera. Para el caso de bajo flujo másico el rendimiento de los colectores fue mínimo dado que la temperatura de alimentación fue mayor. Se observan diferencias de rendimiento de hasta 11% entre el caso de bajo flujo másico y alto flujo másico durante la segunda mitad del día. Sin embargo, durante la primera mitad del día el comportamiento de los colectores es razonablemente independiente del flujo másico de consumo.

Finalmente, se observa que el rendimiento acumulado del sistema fue muy fuertemente afectado. Para un flujo másico bajo el rendimiento fue mínimo con un valor aproximado de 13% mientras que para un flujo másico alto el rendimiento acumulado fue máximo y alcanzó un valor de 41%. Este resultado se entiende porque las condiciones de alto flujo másico de consumo permiten extraer el calor de los colectores de la manera más rápida pero a menor temperatura. Sin embargo, esto no toma en cuenta las consecuencias de

tener un rendimiento termodinámico menor por el hecho de tener menores temperaturas. Además, es necesario re-evaluar la efectividad del intercambiador de calor en las condiciones de flujo simuladas.

7.6 EFECTOS DE VARIAR EL CRITERIO DE ACTIVACIÓN DEL CONSUMO

Para evaluar los efectos del criterio de activación del circuito de consumo, se simularon los casos señalados en la sección 6.8. Los parámetros de funcionamiento fueron:

- Flujo másico en circuito de colectores: $0,04 \text{ kg/s}$
- Flujo másico en circuito de consumo: $0,04 \text{ kg/s}$
- Tamaño de estanque: 1.000 kg
- Criterio de activación del ciclo de consumo: $\Delta T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
- Coeficiente de pérdidas-área: $UA = 59.61 \text{ W/}^\circ\text{C}$

En esta simulación se muestran los efectos de variar el criterio para activar o desactivar el circuito de consumo. La “activación” de este circuito corresponde a asignarle un valor distinto a 0 al flujo másico para realizar todos los cálculos de potencia, temperaturas y energía. Por el contrario, la “desactivación” del circuito es simplemente asignarle un valor 0 al flujo másico. Esta última condición significa un flujo de energía extraída nulo.

Dado que el flujo de energía consumida depende del flujo másico y la temperatura, tiene lugar una decisión de activar ese consumo. Dicha decisión afecta la temperatura que alcanza el estanque y, por lo tanto, la magnitud del flujo entregado al consumo por cuanto la temperatura podría ser mayor.

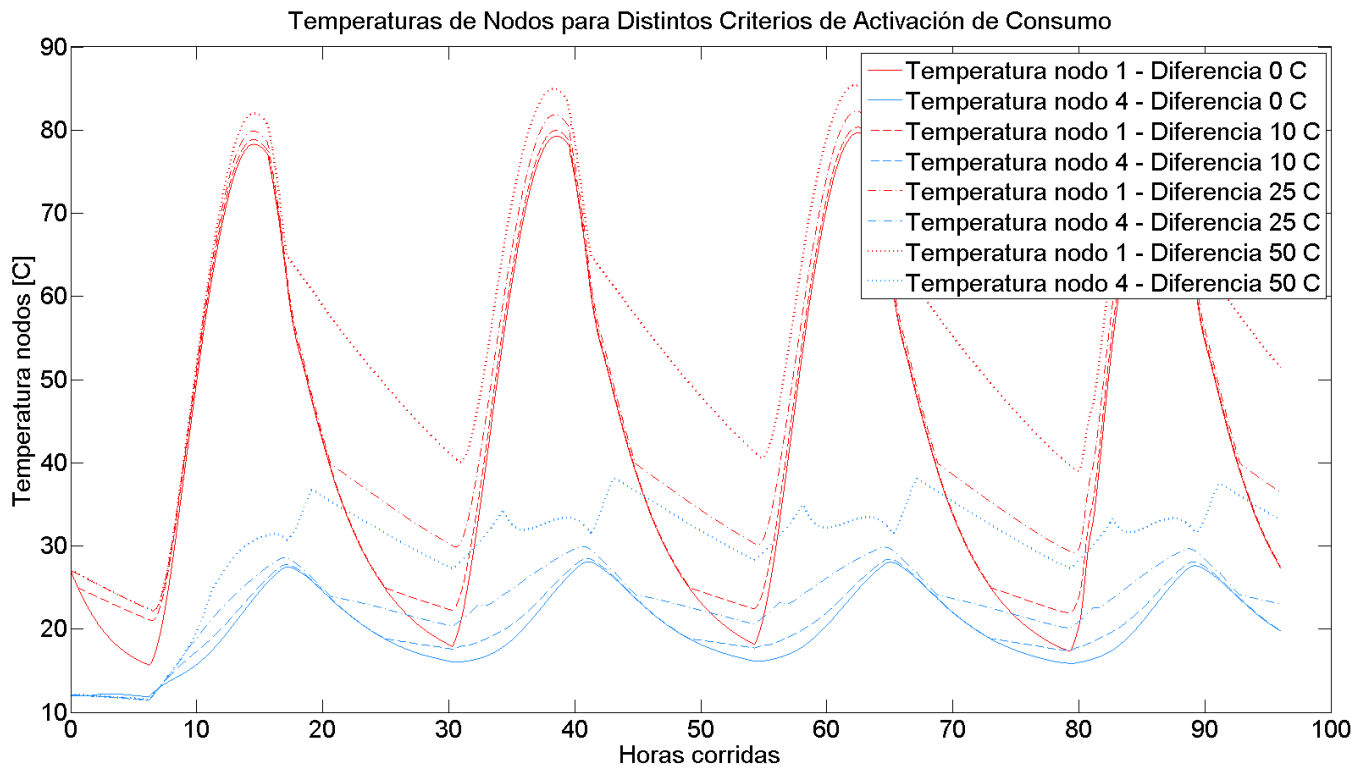


Figura 59: Temperaturas de nodos para distintos criterios de activación del circuito de consumo

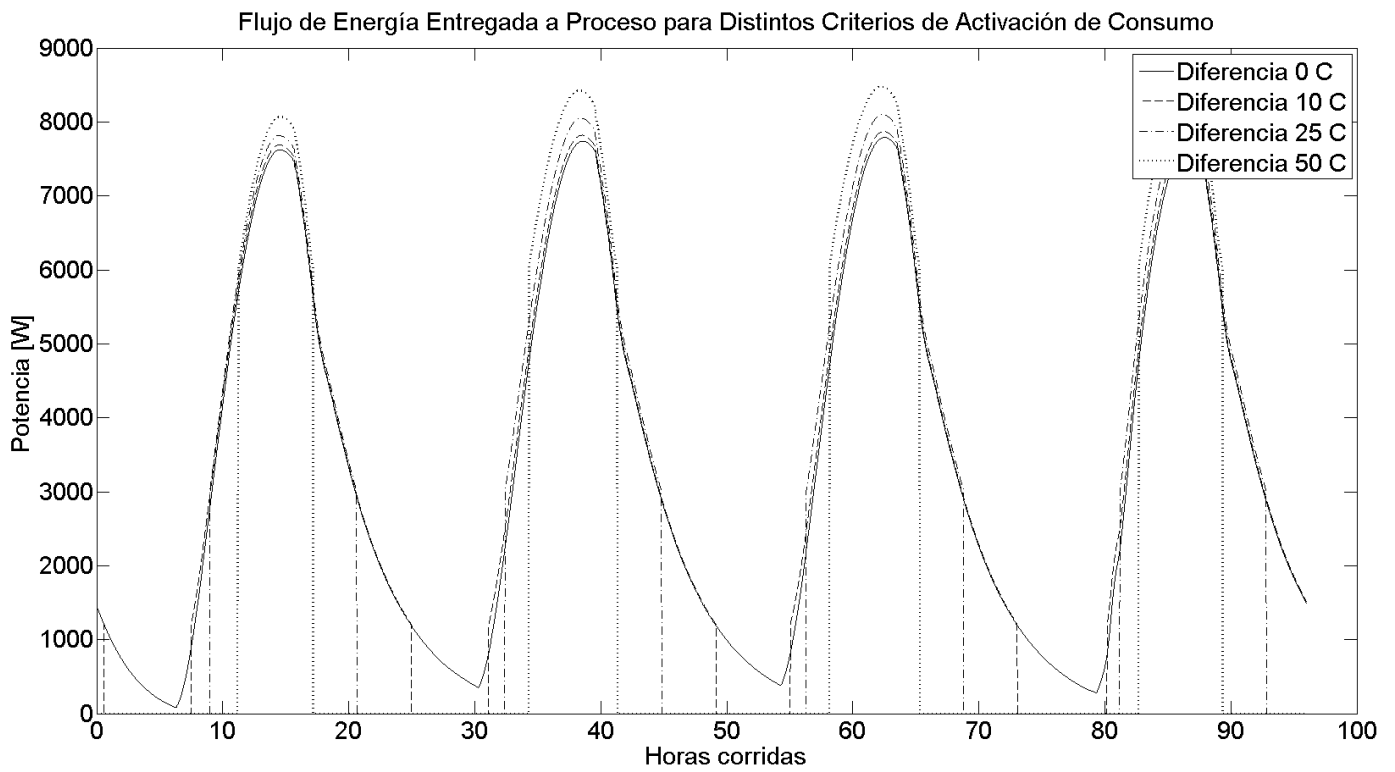


Figura 60: Flujo de energía entregada al proceso para distintos criterios de activación del circuito de consumo

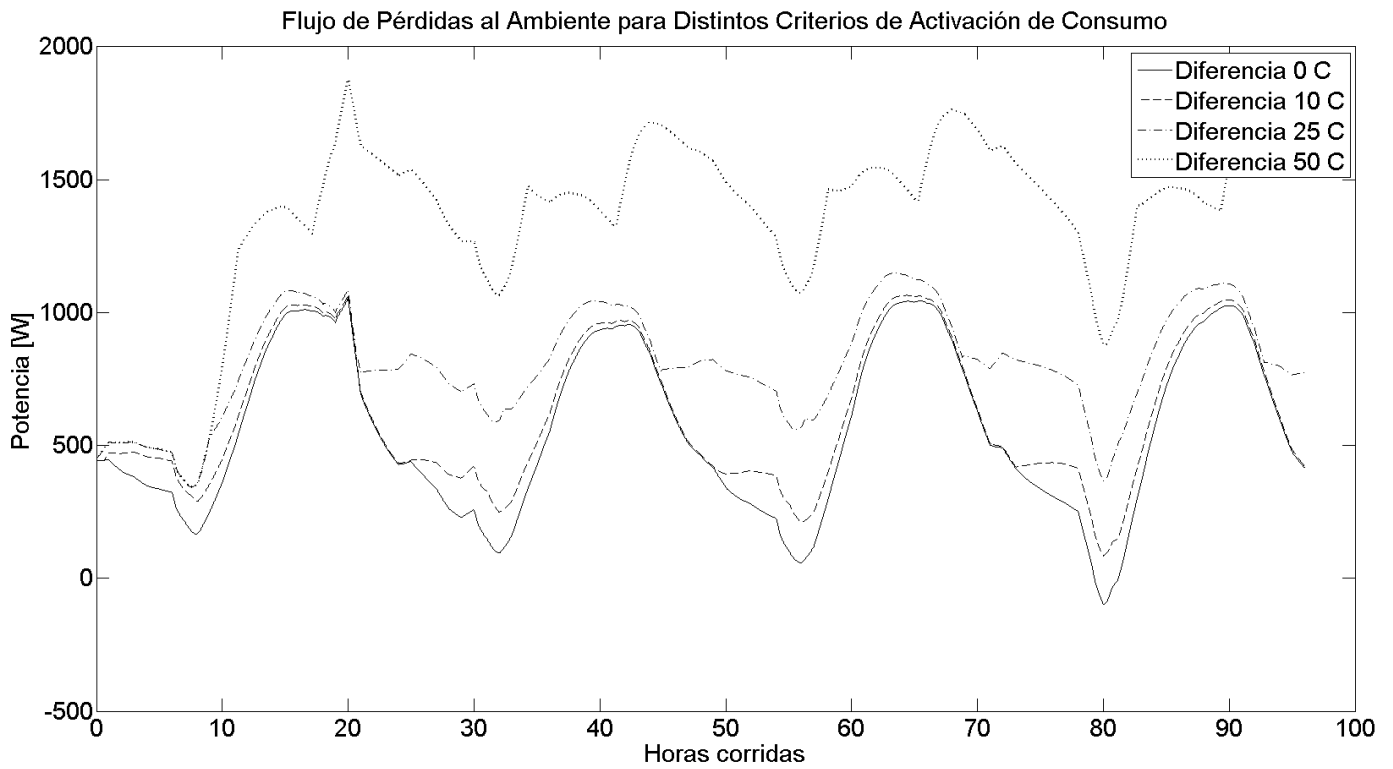


Figura 61: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos criterios de activación del circuito de consumo

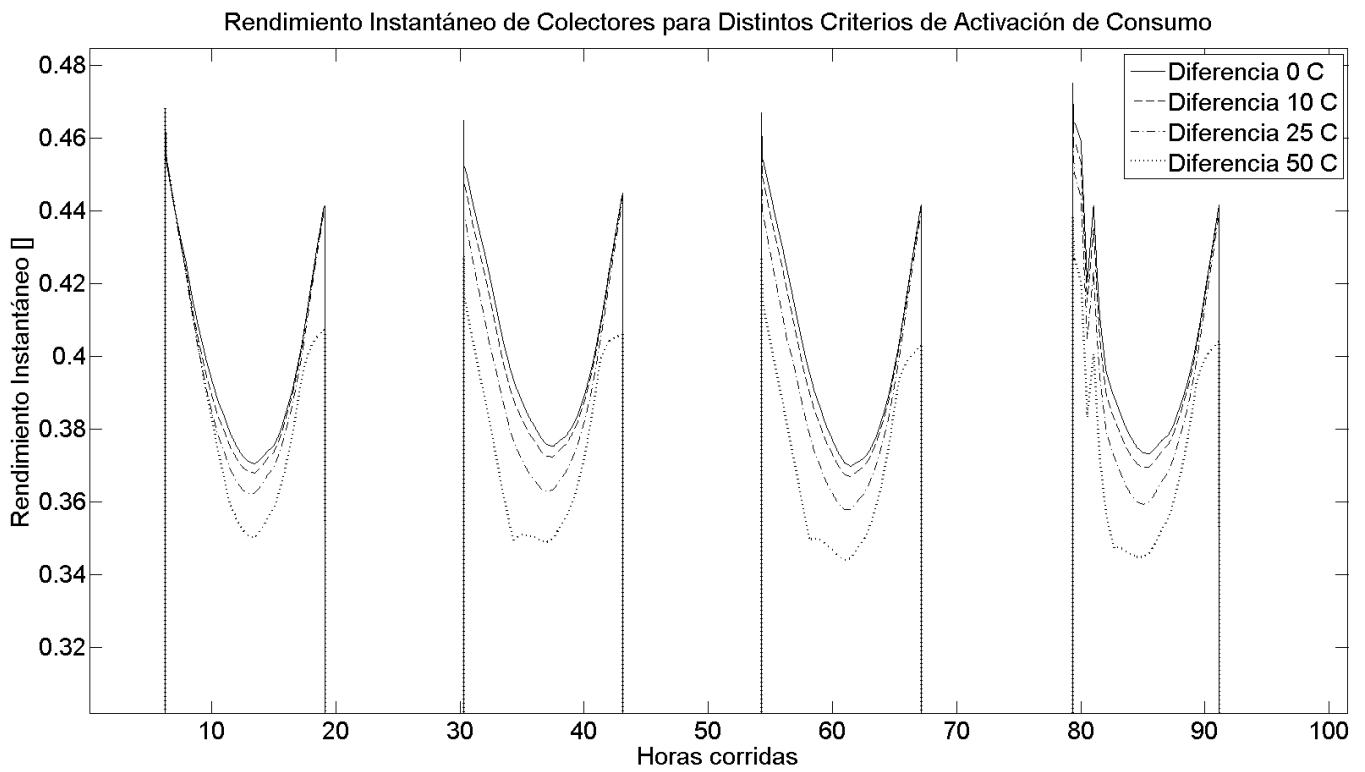


Figura 62: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos criterios de activación del circuito de consumo

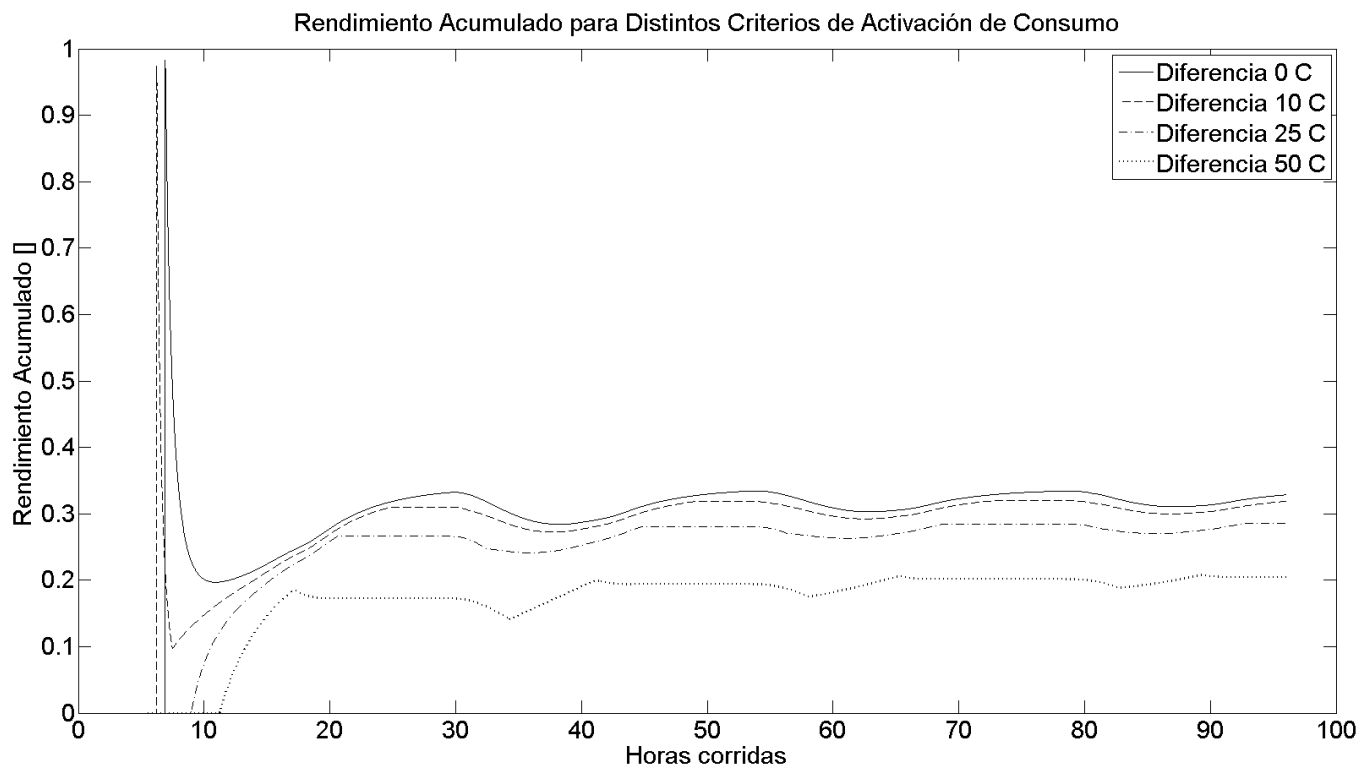


Figura 63: Rendimiento acumulado para distintos criterios de activación del circuito de consumo

En la figura 59 se observa que no hay grandes diferencias en la estratificación alcanzada en todos los casos. La mayor diferencia encontrada corresponde a las curvas de enfriamiento. Para un criterio de diferencia de 0 °C para activación, se observa que las temperaturas del estanque evolucionan suavemente. A medida que aumenta la diferencia de temperatura para la activación, las curvas de temperatura del estanque muestran un despegue del primer caso y el enfriamiento natural comienza antes. Para el caso de mayor diferencia de temperatura, 50 °C, se tiene que poco después de alcanzar la temperatura máxima se alcanzó la condición de desactivación del circuito y, por lo tanto, el estanque comenzó a enfriarse desde una temperatura mayor. Como consecuencia de esto, la temperatura del estanque al iniciar la colección solar fue mayor dado que mayor fue la diferencia de temperatura para activar el circuito. Por otro lado, se observa que la temperatura de la zona baja del estanque aumentó con el aumento de la diferencia de temperatura para la activación. Esto hace que la temperatura promedio sea mayor en este caso y menor en los demás, y puede interpretarse como una mayor cantidad de energía interna contenida en el estanque debido a que el consumo es menor.

Con respecto al flujo de energía consumida, no se observan grandes diferencias en la magnitud máxima. Este flujo fue levemente mayor para el caso de una diferencia de 50

°C pero tuvo un valor de 0 W una vez que se desactivó el circuito. Para los demás casos la potencia es prácticamente igual pero más extendida en el tiempo. Esto indica que no es conveniente usar este criterio ya que la potencia es levemente mayor y existe la capacidad de seguir entregando energía durante el funcionamiento de la planta. En caso de requerirse cierto nivel de temperatura en el estanque podría ser conveniente definir un criterio de activación distinto de 0 °C.

En esta simulación las pérdidas resultaron ser máximas para una diferencia de 50 °C y similares en los otros tres casos, mientras que no se observaron grandes diferencias en el rendimiento instantáneo de los colectores. El caso de diferencia de 50 °C provocó las peores condiciones de funcionamiento de los colectores debido a la mayor temperatura que se producen en el estanque.

Finalmente, se observa que el rendimiento acumulado fue máximo para el caso de diferencia de 0 °C con un valor aproximado de 33% y mínimo para el caso de diferencia de 50 °C con un valor aproximado de 20%. Esto se entiende por el flujo de energía no aprovechado una vez desactivado el circuito. Por lo tanto, es conveniente mantener activado el circuito de consumo para todo momento si es que no hay exigencias de mantener una cierta temperatura en el estanque.

7.7 EFECTOS DE VARIAR EL COEFICIENTE DE PÉRDIDAS-ÁREA

Para evaluar los efectos del coeficiente de pérdidas-área, se simularon los casos señalados en la sección 6.8. Los parámetros de funcionamiento fueron:

- Flujo másico en circuito de colectores: 0,04 kg/s
- Flujo másico en circuito de consumo: 0,04 kg/s
- Tamaño de estanque: 1.000 kg
- Criterio de activación del ciclo de consumo: $\Delta T = 0$
- Coeficiente de pérdidas-área: $UA = 10 W/°C$, $UA = 30 W/°C$, $UA = 60 W/°C$,
 $UA = 120 W/°C$

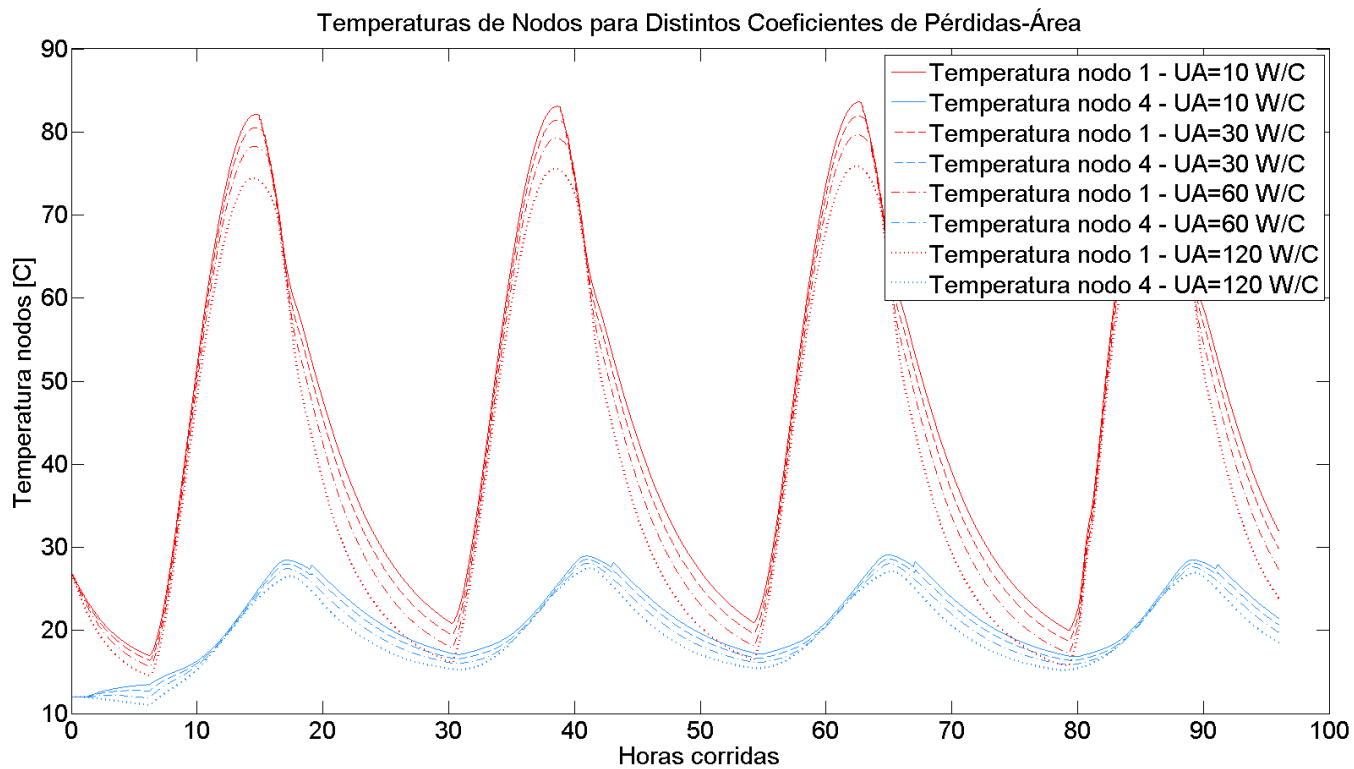


Figura 64: Temperaturas de nodos para distintos coeficientes de pérdidas-área

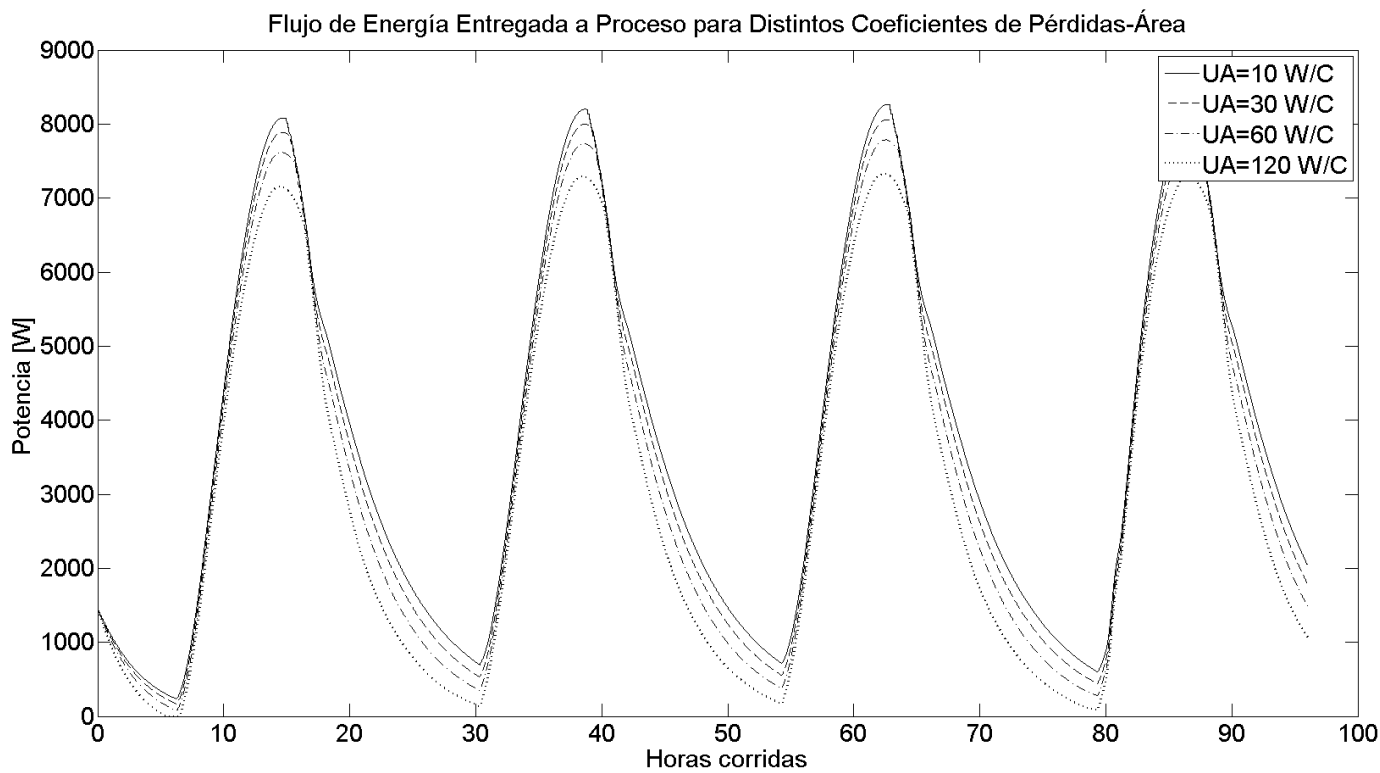


Figura 65: Flujo de energía entregada al proceso para distintos coeficientes de pérdidas-área

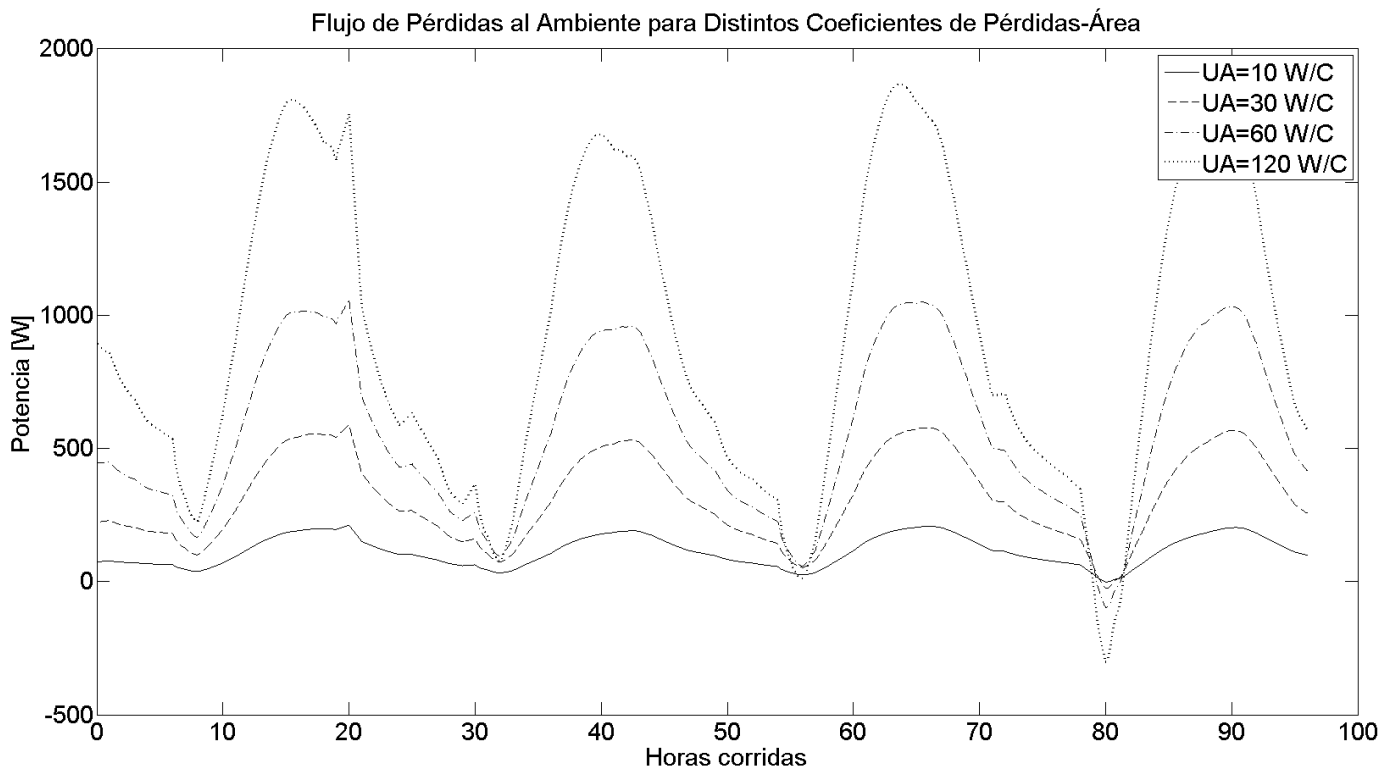


Figura 66: Flujo de pérdidas al ambiente para distintos coeficientes de pérdidas-área

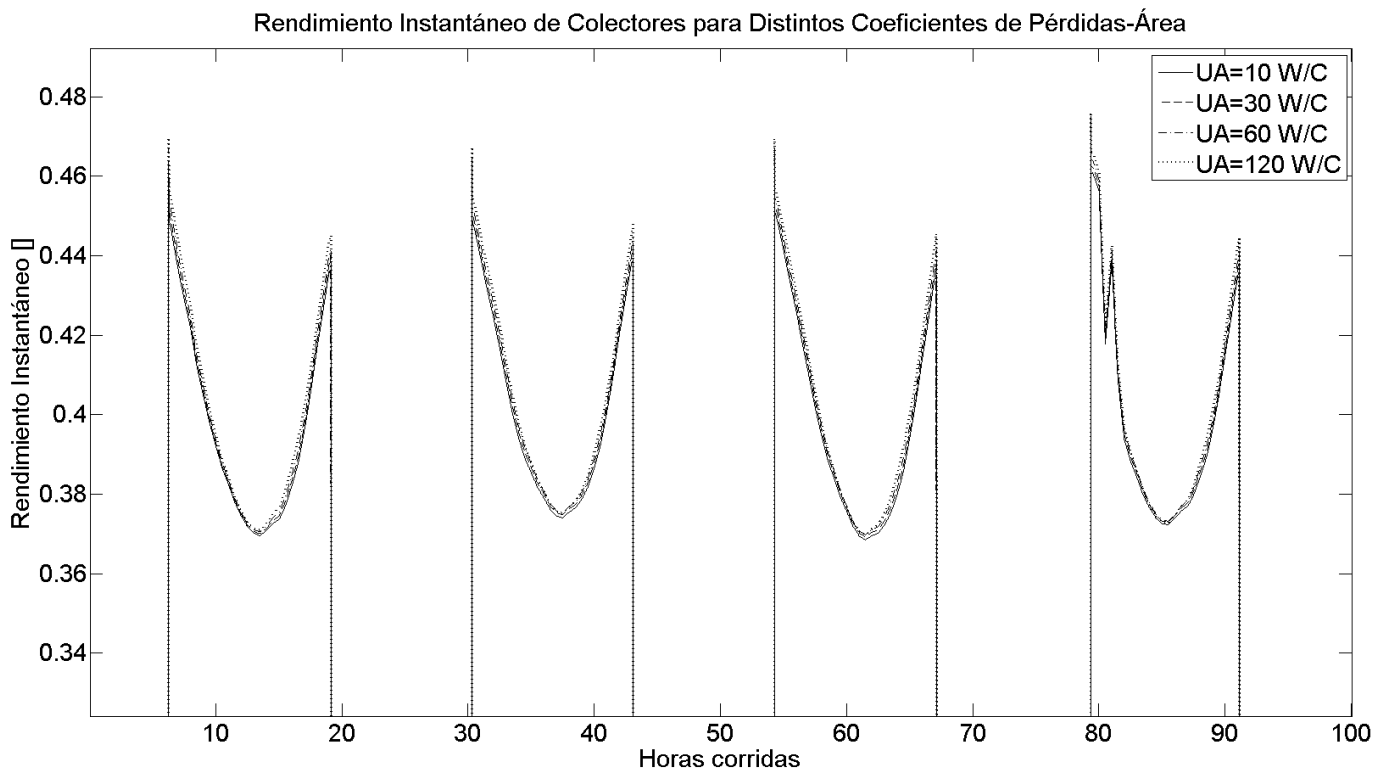


Figura 67: Rendimiento instantáneo de colectores para distintos coeficientes de pérdidas-área

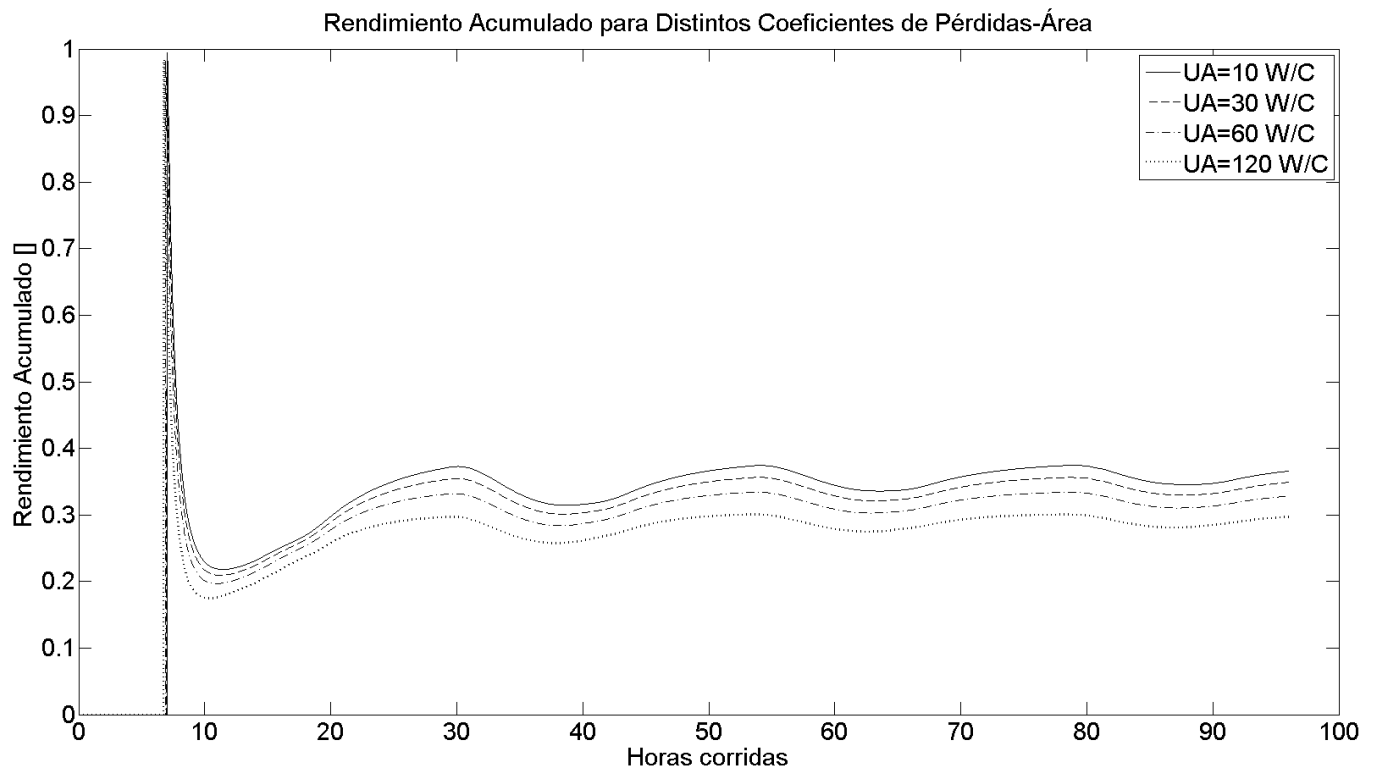


Figura 68: Rendimiento acumulado para distintos coeficientes de pérdidas-área

En esta simulación se varió el coeficiente de pérdidas-área que regula las pérdidas de calor desde el estanque de acumulación al ambiente. En la figura 64 se observa que el nivel de estratificación no se vio afectado de manera importante por el coeficiente de pérdidas-área del estanque. Para un valor pequeño del coeficiente, es decir, un estanque bien aislado, la temperatura máxima fue mayor que en los demás casos alcanzando hasta aproximadamente 84 °C. A medida que aumentó el coeficiente, tanto la curva de la zona superior e inferior del estanque se desplazaron hacia abajo. Es decir, la temperatura promedio del estanque disminuyó. Esto es consecuencia directa de que la fuga de calor mantiene una energía interna menor en el estanque.

Por otro lado, en los cuatro casos las curvas de enfriamiento fueron similares. Al final del período de enfriamiento (aproximadamente hasta las 6:00 horas del día) los cuatro casos simulados alcanzaron prácticamente la misma temperatura final con una diferencia máxima de aproximadamente 4 °C entre el estanque aislado y uno con muy malas condiciones. Este es un resultado muy importante ya que muestra que la evolución del perfil de temperaturas está determinada más fuertemente por otros parámetros de operación que la aislación del estanque y que, dadas las condiciones actuales del sistema

y las suposiciones del algoritmo, manipular variables como el flujo másico de los circuitos tiene un efecto más considerable.

En la figura 65 se muestran las curvas de flujo de energía consumida. Las diferencias son pequeñas y de hasta 1.000 W entre el mejor y peor caso. Para el caso de estanque bien aislado la potencia máxima consumida fue de aproximadamente 8.200 W mientras que en el caso menos favorable se alcanzó un flujo máximo de 7.200 W. Se observa además un decrecimiento suave con potencias levemente superiores en el primer caso. Esto es consecuencia del perfil de temperaturas en el estanque y su forma de enfriamiento. Nuevamente encontramos que el coeficiente de pérdidas-área tuvo poco impacto.

Con respecto a las pérdidas, éstas fueron obviamente mayores en el caso de mayor coeficiente de pérdidas-área alcanzando hasta 1.800 W aproximadamente. Para el estanque bien aislado se observa que son muy pequeñas con un valor máximo de aproximadamente 200 W.

Finalmente, como se observa en la figura 67, la variación del coeficiente de pérdidas-área tuvo un impacto despreciable en el rendimiento instantáneo de los colectores. Esto se debe a las pequeñas diferencias en las temperaturas del estanque. Por otro lado, como se muestra en la figura 68, sí hubo diferencias en el rendimiento acumulado. Para el caso del estanque bien aislado se obtuvo un rendimiento acumulado de aproximadamente 35% mientras que en el caso menos favorable fue de 30%. Si bien los efectos de variar este parámetro en la estratificación y flujo consumida fueron pequeños, la suma de todos éstos sí produjo un cambio de 5% en el rendimiento total de la planta. Además, hay que considerar que en este algoritmo y con los supuestos sobre los cuales fue hecha la simulación, el aislar el estanque no es de gran necesidad. Si se necesitara acumular energía entonces conviene evaluar la necesidad de aislar considerando los niveles de temperatura alcanzados y el tamaño del estanque con el costo asociado de aislarlo.

7.8 COMPARACIÓN DE FUNCIONAMIENTO EN VERANO E INVIERNO

Hasta este punto del análisis se hicieron simulaciones solo considerando condiciones de irradiación y temperatura ambiente en verano. Para ver los efectos de estas dos condiciones distintas, se simuló el funcionamiento bajo los mismos parámetros de flujos

másicos, aislación, tamaño de estanque, y criterio de activación, pero con distintos condiciones climáticas. Esto corresponde a la comparación de resultados con datos de entrada de los primeros cuatro días de Enero 2010 (verano) y los cuatro primero días de Junio 2010 (invierno). Los parámetros de funcionamiento fueron:

- Flujo másico en circuito de colectores: $0,04 \text{ kg/s}$
- Flujo másico en circuito de consumo: $0,04 \text{ kg/s}$
- Tamaño de estanque: 1.000 kg
- Criterio de activación del ciclo de consumo: $\Delta T = 0$
- Coeficiente de pérdidas-área: $UA = 60 \text{ W/}^\circ\text{C}$

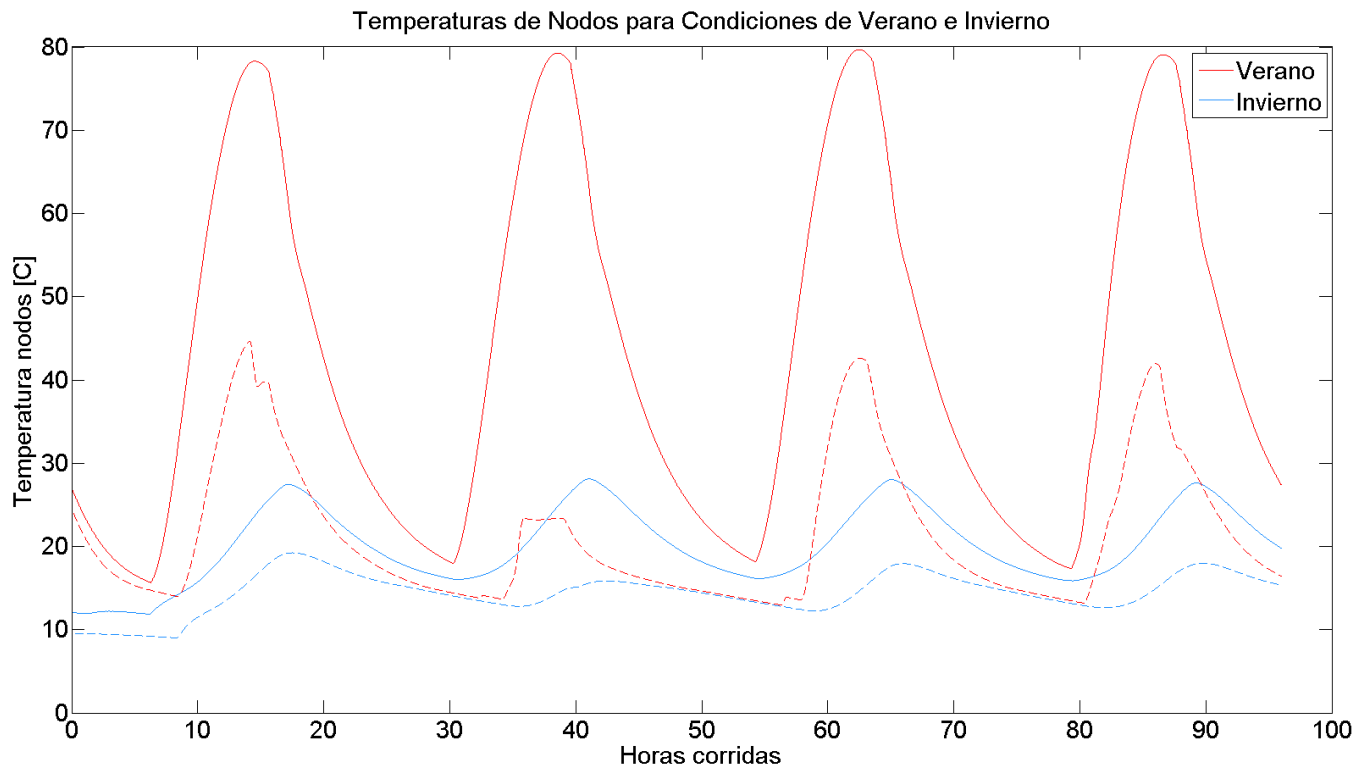


Figura 69: Temperaturas de nodos para condiciones de verano e invierno

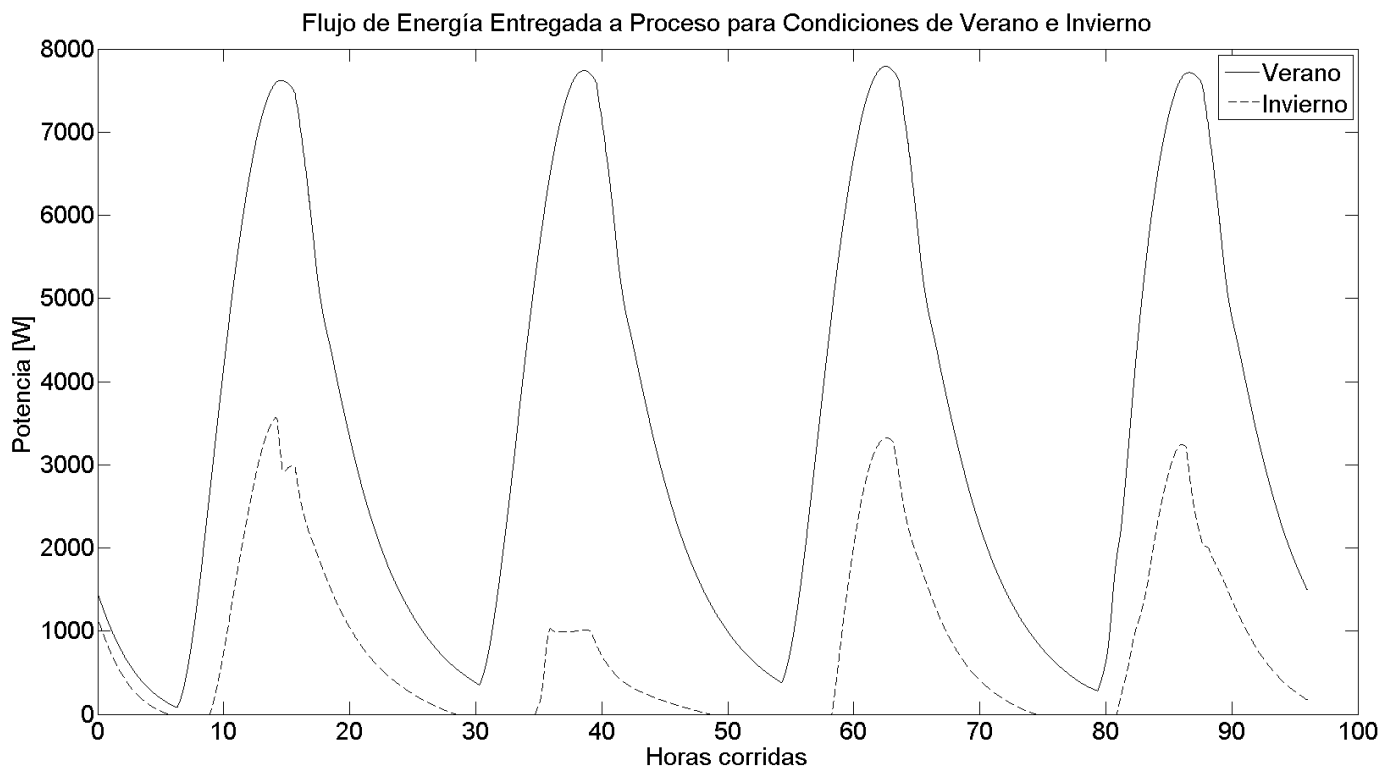


Figura 70: Flujo de energía entregada al proceso para condiciones de verano e invierno

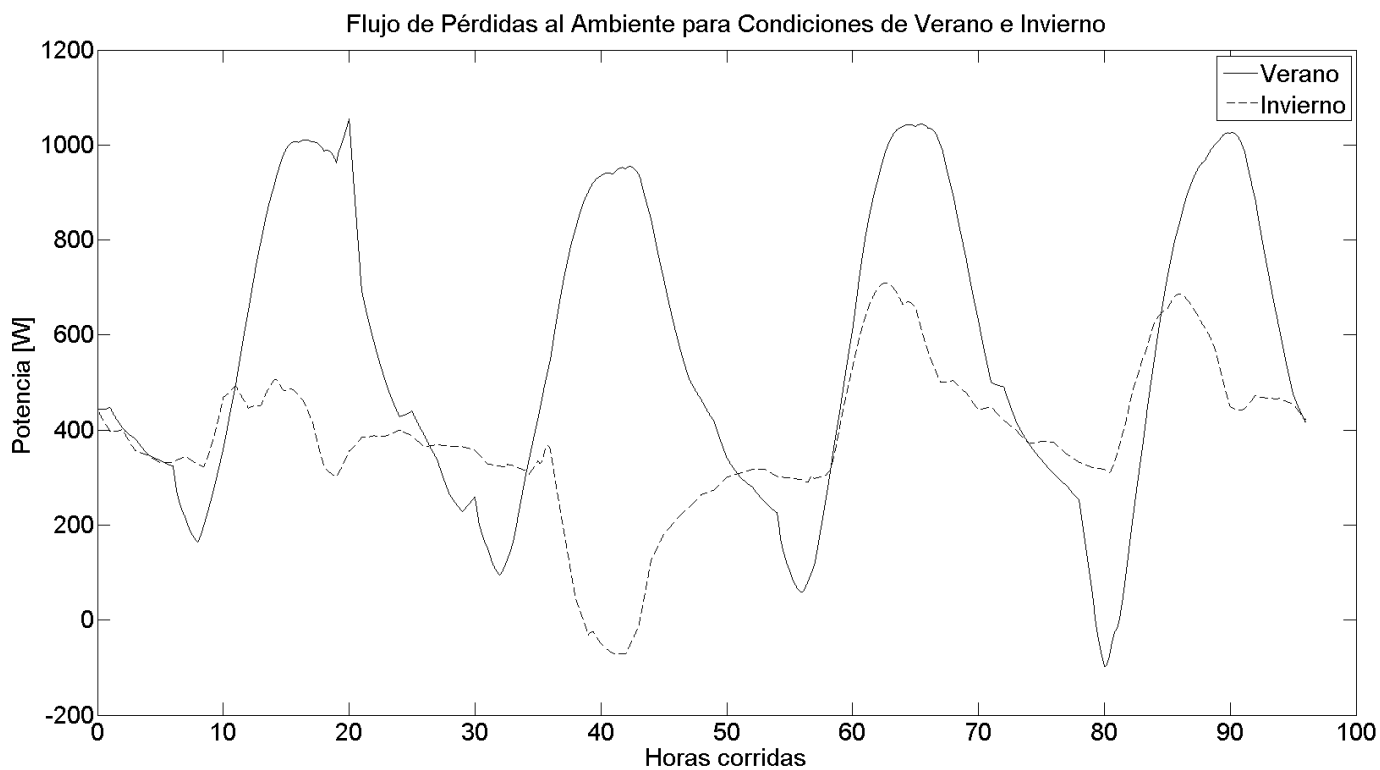


Figura 71: Flujo de pérdidas al ambiente para condiciones de verano e invierno

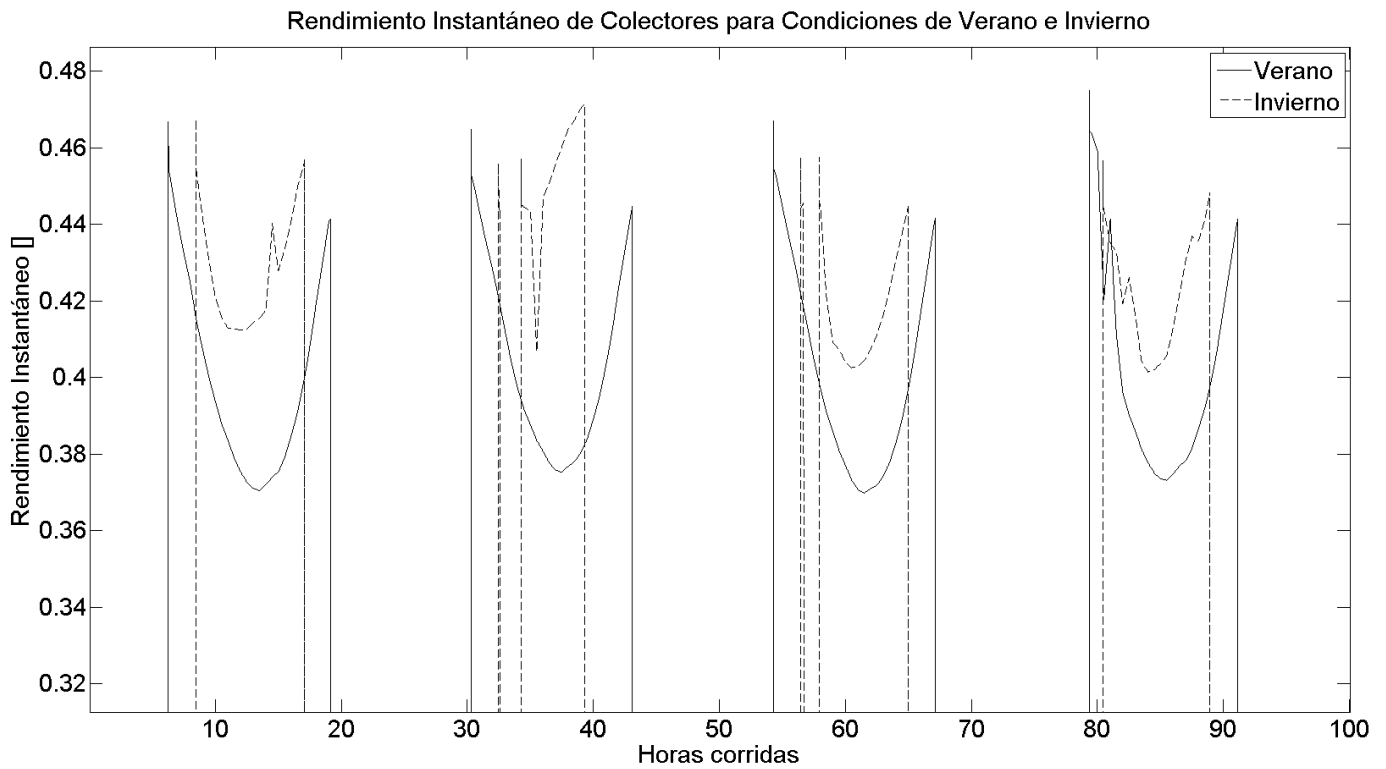


Figura 72: Rendimiento instantáneo de colectores para condiciones de verano e invierno

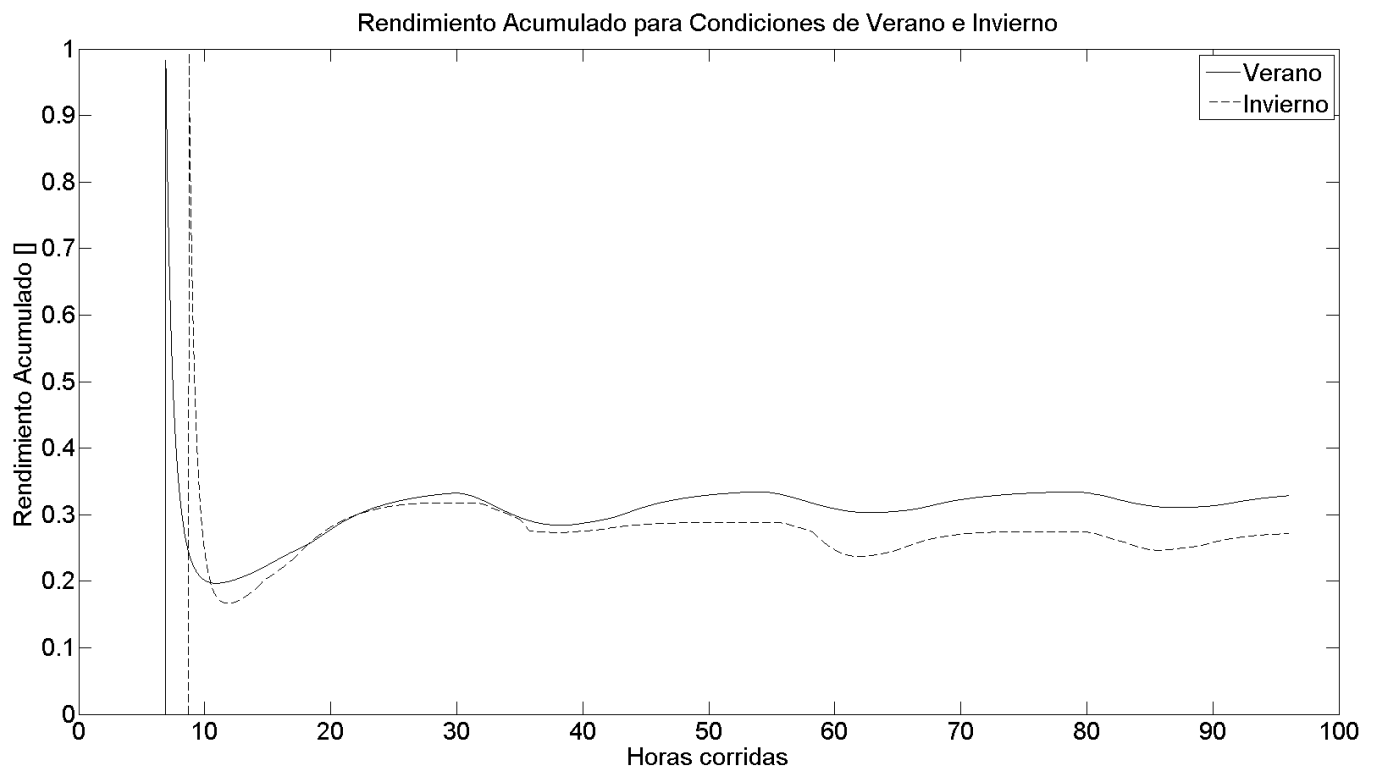


Figura 73: Rendimiento acumulado para condiciones de verano e invierno

Se observa que hay muy grandes diferencias en la estratificación entre los dos casos. Para condiciones de verano se obtuvieron resultados similares a los anteriormente

simulados mientras que, con condiciones de invierno de baja intensidad de irradiación y baja temperatura ambiente, las temperaturas alcanzadas son mucho menores.

Para el primer día simulado, se alcanzó una temperatura máxima de 45 °C, mientras que en el segundo día el estanque alcanzó una temperatura máxima de aproximadamente 23 °C. Este último caso representa una diferencia con la situación de verano de más de 55 °C. Además, se encontró que en la situación de invierno la estratificación rápidamente se deshizo al comenzar el enfriamiento. Estas condiciones podrían permitir un uso extendido de la bomba de calor si se cumplen los requerimientos de temperaturas y flujos máxicos analizados en las secciones 7.1 y 7.10.

En la figura 70 vemos que el flujo consumido sigue la misma tendencia que las temperaturas ya que se mantuvo el mismo flujo máxico en el circuito para los dos casos. Por lo tanto, a menor temperatura en el estanque, menor será el flujo consumido. En el primer día la potencia máxima consumida fue de aproximadamente 3.500 W mientras que en el segundo día la potencia máxima consumida fue de apenas 1.000 W.

Por otro lado, en la figura 71 podemos ver que las pérdidas fueron mayores en verano y menores en invierno. En verano alcanzaron un máximo de 1.000 W mientras que en invierno no superaron los 700 W. Este resultado es interesante ya que una temperatura ambiente menor en invierno indicaría que las pérdidas serán menores. Sin embargo, la situación es menos favorable en verano.

Con respecto a los rendimientos, en la figura 72 observamos que el rendimiento instantáneo fue mayor pero durante un período de tiempo menor en el día. La magnitud del rendimiento se debe a que el agua de alimentación de los colectores está más fría en invierno y más caliente en verano. Por otro lado, mirando la figura 73, observamos que el rendimiento acumulado de la planta es levemente mayor en condiciones climáticas de verano con un valor promedio de 33% y es menor en invierno con un valor de 27%.

Este último resultado puede inducir a confusiones ya que si bien no hubo grandes diferencias en el rendimiento, la energía aportada por la planta es mucho menor en invierno. Dado que el recurso solar disponible en invierno es distinto que en verano y está disminuido en una proporción similar al flujo consumido, este resultado nos indica que el

rendimiento térmico de la planta está regido de manera mucho más importante por las decisiones de funcionamiento que las condiciones ambientales.

7.9 FUNCIONAMIENTO EN CONDICIONES FAVORABLES

A continuación se muestran los resultados para las condiciones que mostraron ser más favorables para el funcionamiento luego del análisis anterior. El tamaño del estanque se mantuvo igual a la situación actual del montaje. Los parámetros de funcionamiento identificados son:

- Flujo másico en circuito de colectores: $0,04 \text{ kg/s}$
- Flujo másico en circuito de consumo: $0,5 \text{ kg/s}$
- Tamaño de estanque: 1000 kg
- Criterio de activación del ciclo de consumo: $\Delta T = 0$
- Coeficiente de pérdidas-área: $UA = 10 \text{ W/}^\circ\text{C}$

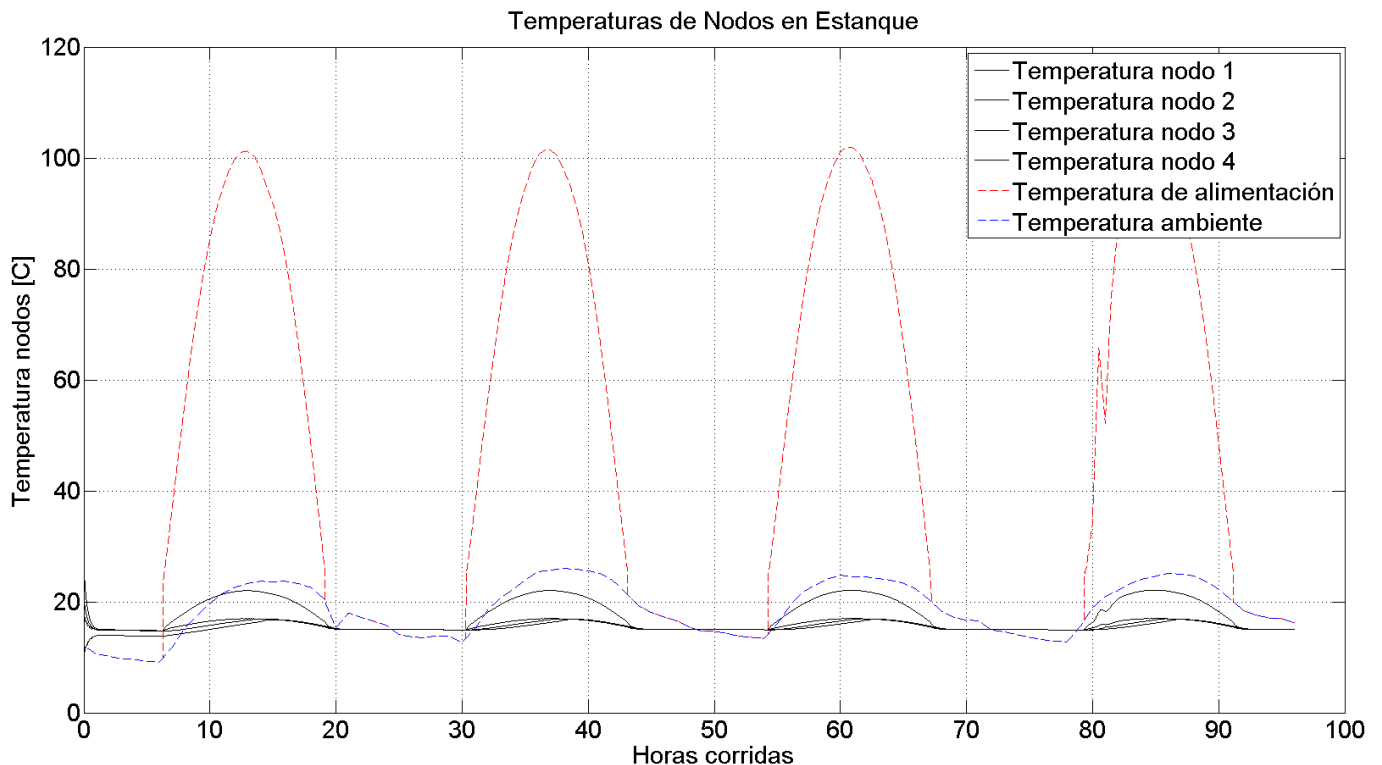


Figura 74: Temperaturas de nodos en estanque para condiciones de funcionamiento favorables

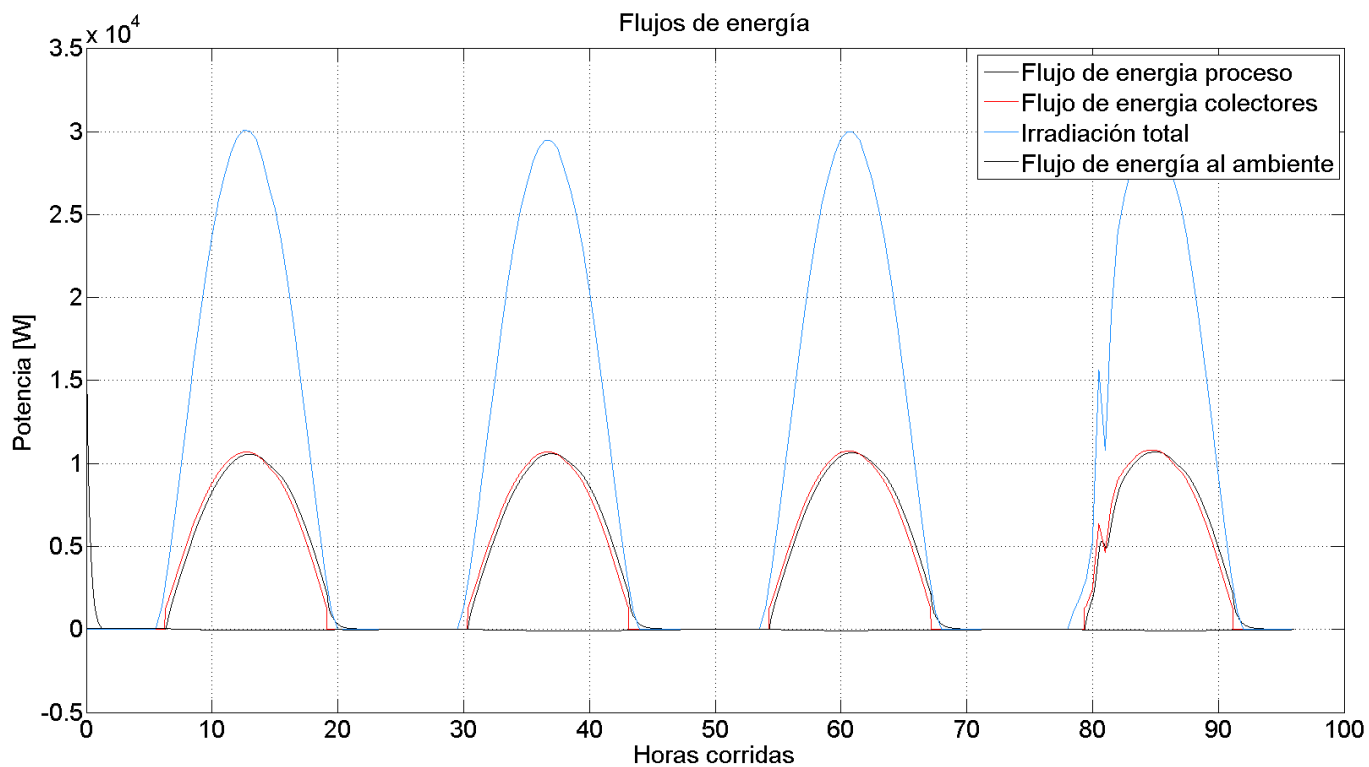


Figura 75: Flujos de energía para condiciones de funcionamiento favorables

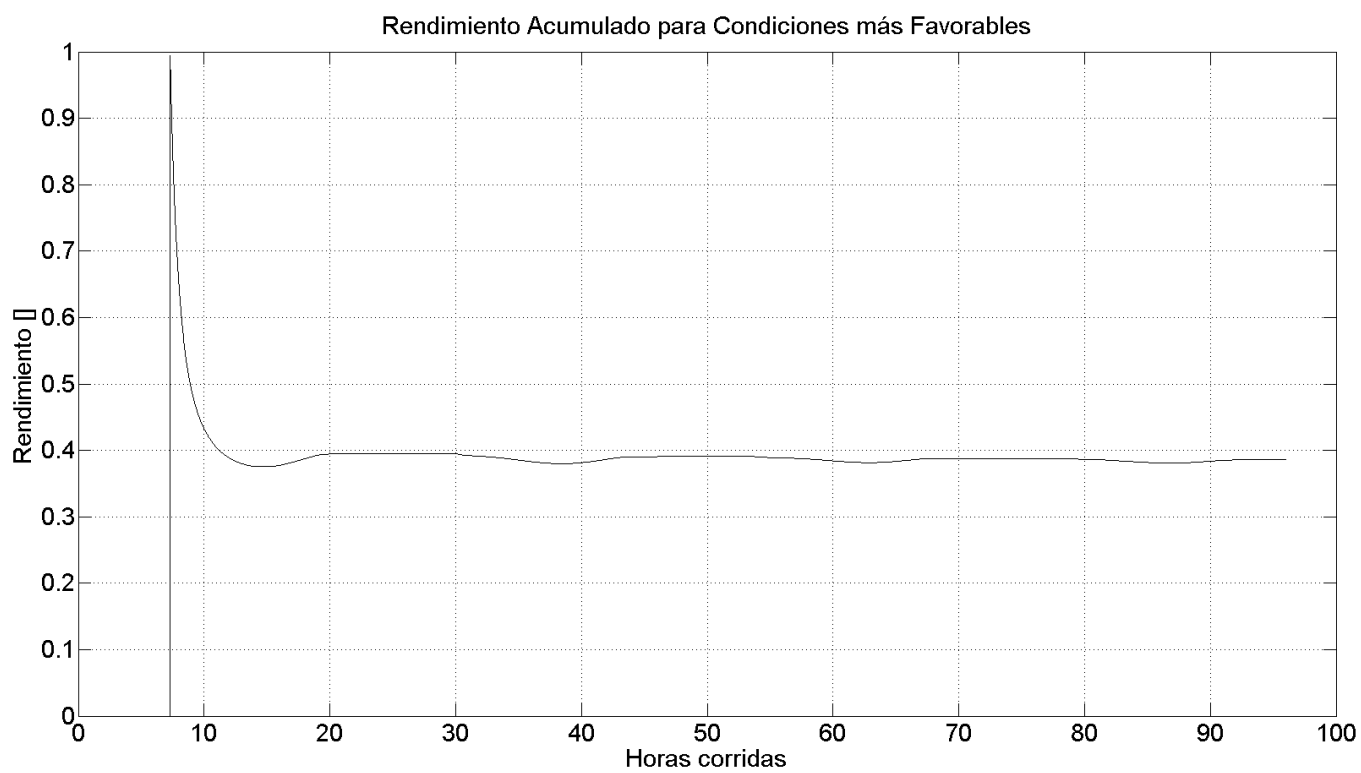


Figura 76: Rendimiento acumulado para condiciones de funcionamiento favorables

En este caso se simuló el funcionamiento con las condiciones más favorables encontradas en el análisis anterior. El cambio más importante corresponde al aumento del flujo másico del circuito de consumo para maximizar la extracción de energía.

En la figura 74 se puede ver que la estratificación es baja con una temperatura máxima de aproximadamente 23 °C mientras que la mínima en la zona baja del estanque se mantuvo cercana a los 15 °C. En este gráfico es posible ver también la alta temperatura del agua al salir de los colectores. Esto es consecuencia del bajo flujo másico fijado.

Con respecto al flujo de energía consumida, se observa que éste es prácticamente igual al calor extraído por los colectores con un leve desplazamiento hacia la derecha. Esto se debe a que el flujo másico es capaz de evacuar casi todo el calor del estanque y transferirlo en el intercambiador de calor. Nuevamente se observa que prácticamente no hay capacidad de entregar calor después de ocultarse el sol.

Dado lo anterior, se encontró que el rendimiento fue bastante alto y aproximadamente 40%. Este valor está limitado por el rendimiento de los colectores y representa un funcionamiento casi perfecto del sistema en la extracción del calor de los colectores. Por lo tanto, este caso pone en evidencia que el rendimiento de la planta tiene como límite el rendimiento de los colectores bajo los supuestos de funcionamiento simulados.

7.10 FUNCIONAMIENTO CON PANELES SOLARES Y BOMBA DE CALOR

En esta simulación se hizo funcionar el programa considerando el funcionamiento conjunto de los paneles solares y la bomba de calor. Como se explicó en la sección 7.1, el aporte térmico de la bomba está dado por el aumento de temperatura a partir de la condición de alimentación de este equipo.

Esta simulación se realizó utilizando los siguientes parámetros:

- Flujo másico en circuito de colectores: 0,04 *kg/s*
- Flujo másico en circuito de consumo: 0,04 *kg/s*
- Tamaño de estanque: 1.000 *kg*
- Criterio de activación del ciclo de consumo: $\Delta T = 0$
- Coeficiente de pérdidas-área: $UA = 10 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$

El algoritmo para la activación de la bomba comprende los siguientes criterios:

1. La bomba de calor puede activarse solo entre las 20:00 y las 6:00 del día siguiente
2. Una vez que la temperatura de salida de la bomba de calor alcanza los 55 °C, ésta se apaga y comienza un tiempo de espera de 30 minutos.
3. Si se completa el tiempo de espera y se cumple el criterio 1 y no el 2, entonces la bomba de calor se vuelve a activar.

Durante el funcionamiento se calculó minuto a minuto el calor aportado y el consumo eléctrico utilizando el COP dado por la correlación de la ecuación 60.

Los resultados se muestran a continuación.

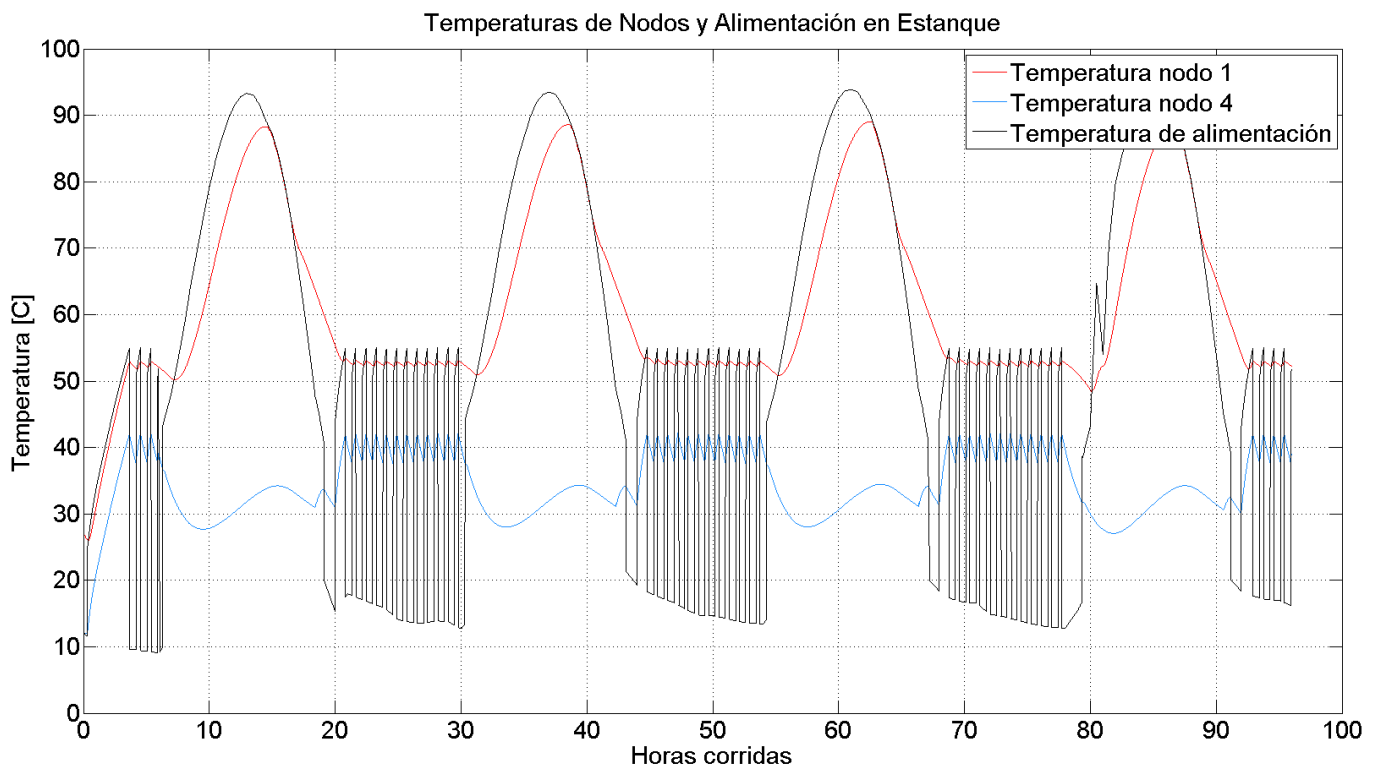


Figura 77: Temperaturas de nodos y alimentación en estanque en funcionamiento de colectores con bomba de calor y bajo flujo másico de consumo (0,04 kg/s)

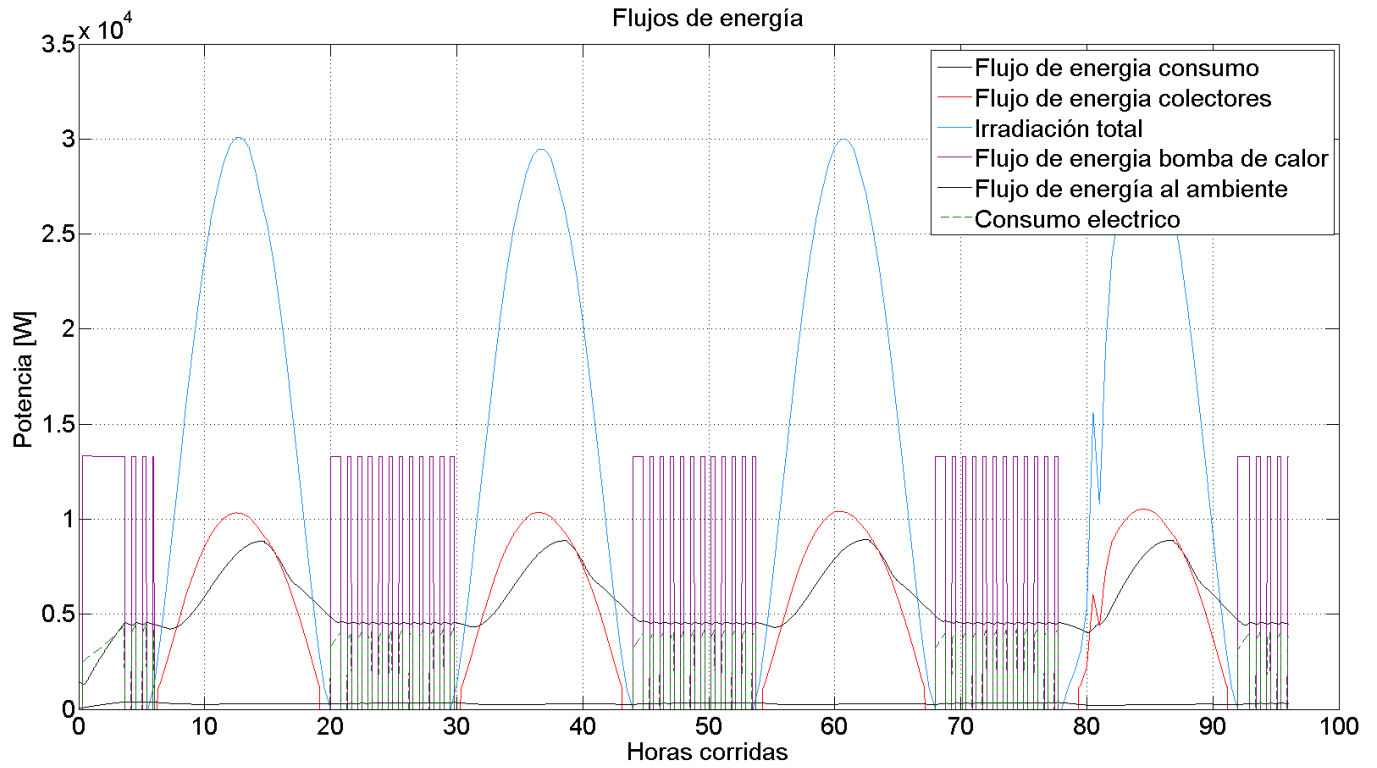


Figura 78: Flujos de energía en funcionamiento de colectores con bomba de calor y bajo flujo másico de consumo (0,04 kg/s)

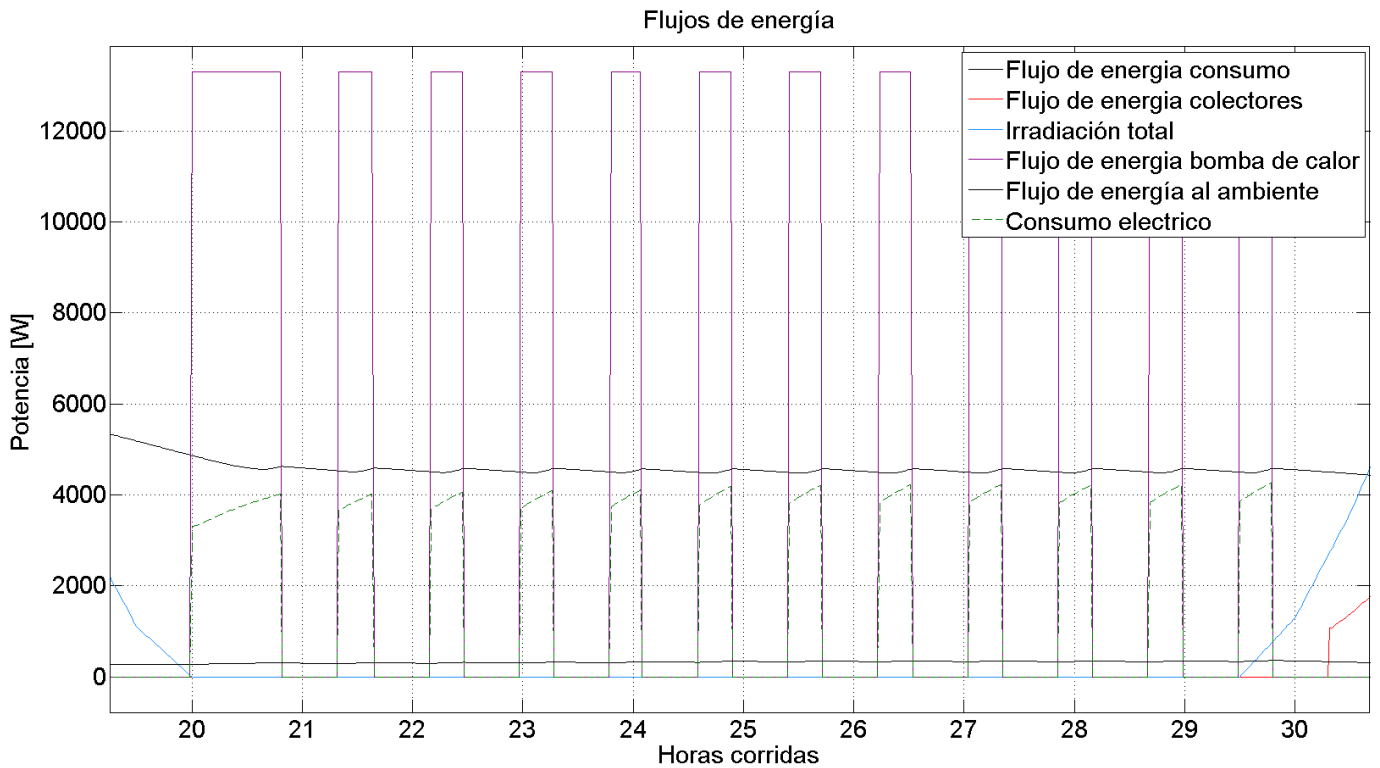


Figura 79: Detalle de flujos de energía para el tramo de funcionamiento de bomba de calor

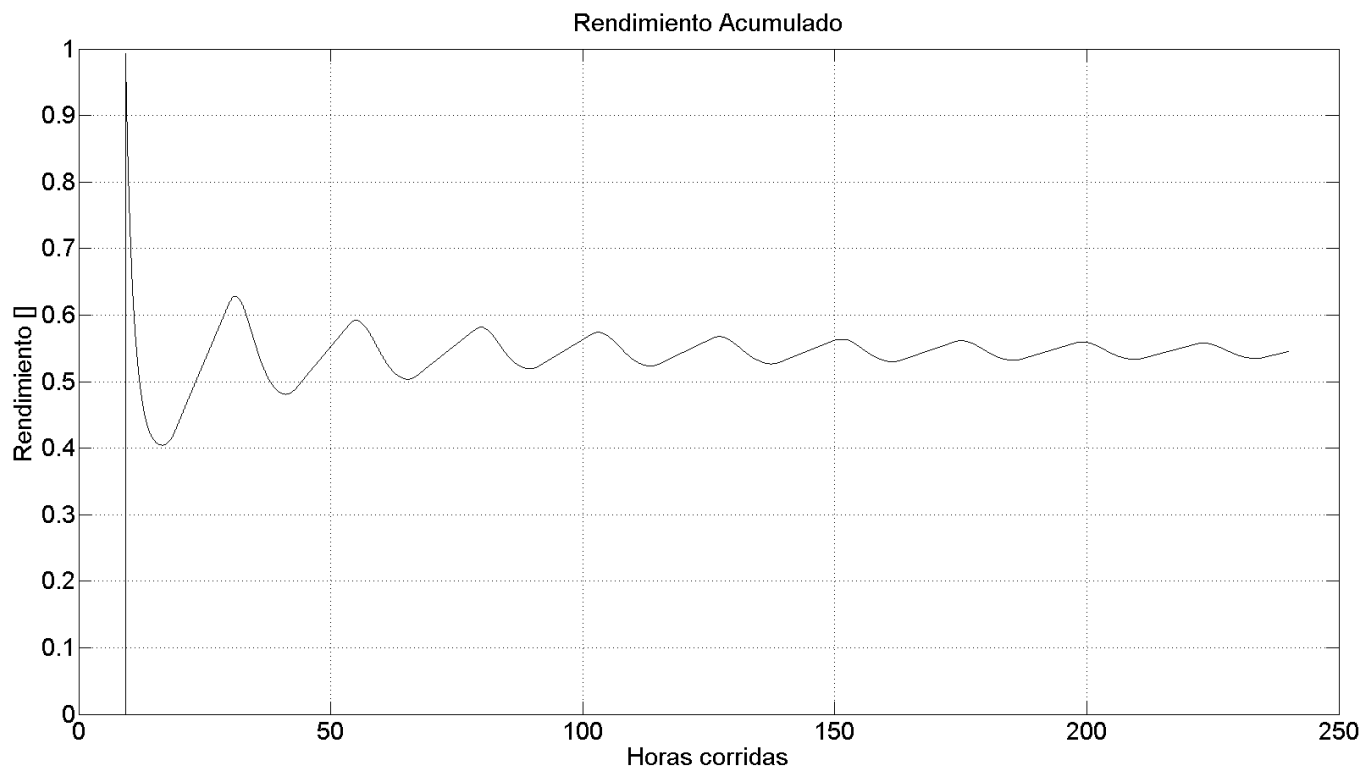


Figura 80: Rendimiento acumulado en funcionamiento de colectores con bomba de calor y bajo flujo másico de consumo (0,04 kg/s)

Entre las 6:00 y las 20:00 horas el funcionamiento es normal y similar a los resultados obtenidos anteriormente considerando solo el aporte de los colectores. Una vez alcanzadas las 20:00 horas, se observa que la bomba de calor se activa y la temperatura de salida alcanza intermitentemente los 55 °C. Esta condición de funcionamiento permitió mantener una estratificación constante durante las horas de funcionamiento de la bomba de calor con una temperatura de la zona alta de aproximadamente 53 °C mientras que la zona baja se mantuvo a aproximadamente 40 °C. Esta diferencia de temperaturas calza con el aumento de temperatura cercano a los 13 °C que pudo proveer el equipo durante las mediciones.

Por otro lado, en la figura 78 se muestran los flujos de energía en el sistema y en la figura 79 el detalle del tramo de funcionamiento de la bomba de calor. La bomba de calor permite mantener un flujo constante de energía consumida luego de ocultarse el sol con una potencia cercana a los 5.000 W y un consumo eléctrico creciente en cada tramo de funcionamiento. Este último flujo de energía fue calculado conocido el flujo térmico producido por la bomba de calor y el COP y logra representar bien la influencia de los incrementos de temperatura del agua de alimentación.

El flujo de energía consumida es muestra de que el uso de la bomba de calor en este caso está limitado debido a que la temperatura de salida del agua no puede superar los 55 °C. Por lo tanto, si se desea tener un funcionamiento constante de este equipo y poder extraer una potencia mayor, es necesario posibilitar las condiciones del circuito de consumo de evacuar este calor. La forma de hacer esto último es incrementando el flujo másico y los resultados se mostrarán en seguida.

Finalmente, como se muestra en la figura 80 el rendimiento acumulado fue más alto que los demás casos y alcanzó aproximadamente 55%. Este rendimiento, a diferencia de los demás, está calculado como la cantidad de energía consumida en el intercambiador de calor dividida por la suma entre la radiación capturada total y el consumo eléctrico.

Ahora, considerando la importancia de la capacidad de poder extraer el calor del estanque dadas las limitaciones de temperatura máxima de la bomba, se realizó una simulación similar pero con un flujo másico de consumo de 0,5 kg/s manteniendo los demás parámetros iguales al caso anterior. Los resultados se muestran a continuación.

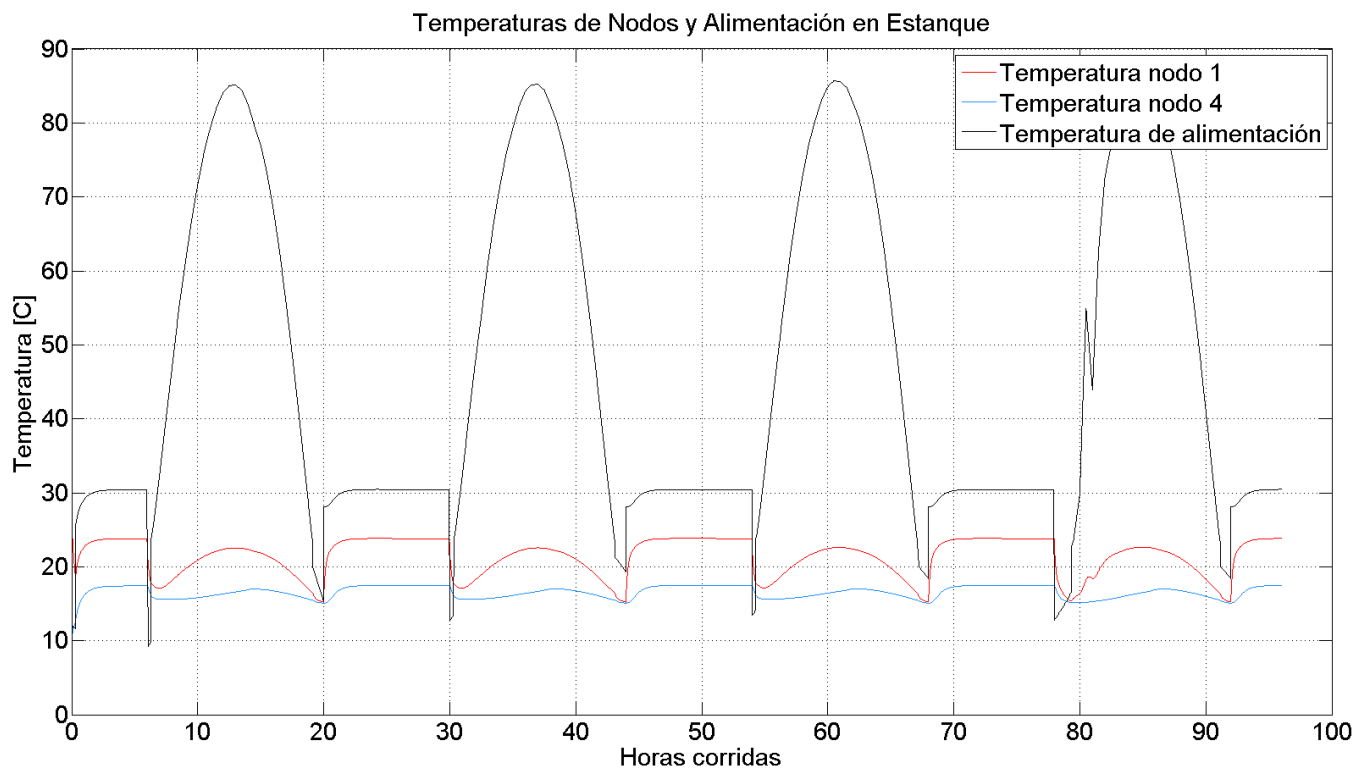


Figura 81: Temperaturas de nodos y alimentación en estanque en funcionamiento de colectores con bomba de calor y alto flujo másico de consumo (0,5 kg/s)

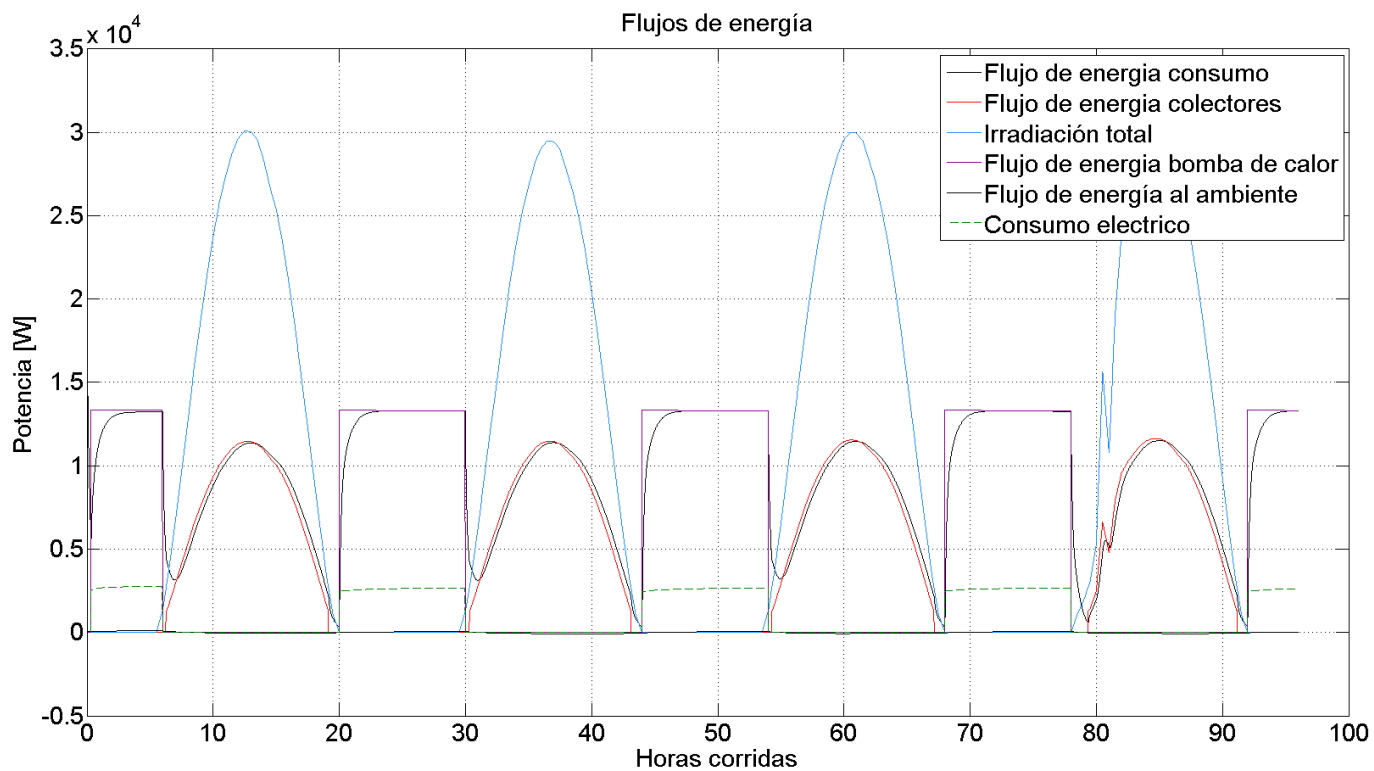


Figura 82: Flujos de energía en funcionamiento de colectores con bomba de calor y alto flujo másico de consumo (0,5 kg/s)

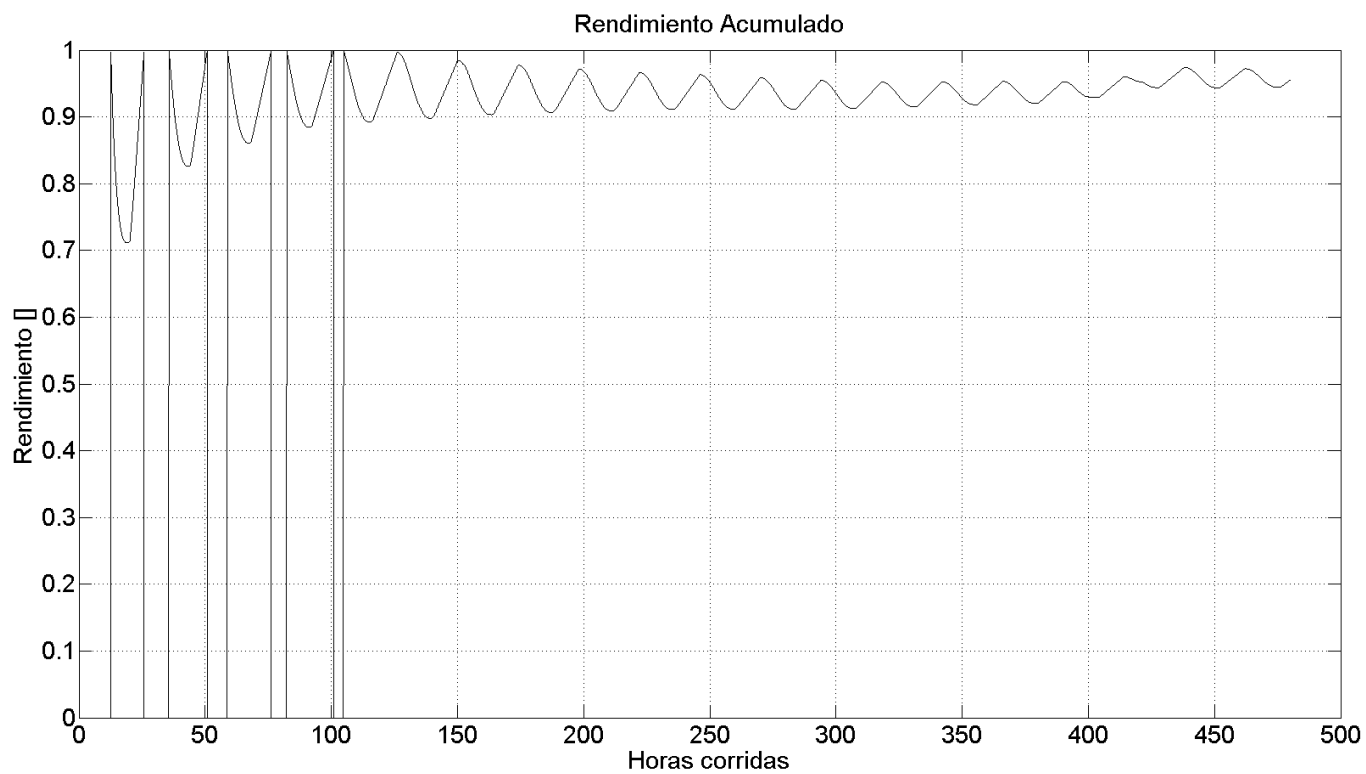


Figura 83: Rendimiento acumulado en funcionamiento de colectores con bomba de calor y alto flujo másico de consumo (0,5 kg/s)

Tal como en los casos anteriormente analizados para alto flujo másico de consumo, la estratificación es pequeña para las condiciones de operación de los colectores por sí solos. Sin embargo, con la utilización de la bomba de calor después de las 20:00 horas, se observa que los niveles de temperatura en el estanque no cumplen la condición para desactivar este equipo. Por lo tanto, el funcionamiento es continuo durante 10 horas. Se observa que durante la primera hora de funcionamiento la temperatura aumenta hasta aproximadamente los 24 °C y la temperatura de alimentación de la bomba de calor fue uniforme y aproximadamente 17 °C.

Las condiciones encontradas resultan ser favorables para el funcionamiento de la bomba de calor dado que la temperatura de entrada es baja y el COP puede alcanzar niveles muy altos. En estas condiciones es esperable ver valores del COP sobre 4. En la figura 82 se puede ver que los flujos de energía durante el funcionamiento de los colectores son similares a los casos simulados anteriormente pero logra tener un flujo de energía consumida de aproximadamente 13.000 W. El consumo eléctrico aumentó levemente durante la operación pero fue bastante menor que en el caso de funcionamiento intermitente.

Finalmente, en la figura 83 se puede ver que el rendimiento acumulado fue muy alto alcanzando aproximadamente 95%. Este resultado puede entenderse como la suma del rendimiento de los colectores y de la bomba de calor y eventualmente podría ser superior a 100% dado que considera el funcionamiento de dos máquinas (y una de ellas que tiene “rendimiento” superior a la unidad). Por lo tanto, se observa que en esta condición el uso de la bomba de calor es muy favorable y es preferible tener un circuito de consumo que permita evacuar todo el calor que es capaz de producir. En el caso de bajo flujo másico las condiciones de temperatura no permitieron a la bomba operar y la mantuvieron en su peor condición de operación.

7.11 APOORTE ENERGÉTICO ANUAL

La última simulación corresponde a los resultados del funcionamiento bajo las condiciones favorables detectadas y analizadas en la sección 7.9 pero calculados para todos los días del año.

Encontramos que la energía anual aportada solo por colectores al proceso es de $7,5355 \times 10^{10}$ J o 20.932 kWh. Considerando que el precio de 1 L de diésel es aproximadamente 630 CLP, esto significa un precio por kg de 757 CLP. Luego, suponiendo una eficiencia del 95% del aprovechamiento del LHV, tenemos que el precio por kWh producido quemando diésel es aproximadamente 66,11 CLP. Esto significa que el aporte térmico anual de esta planta (entendido como el valor del ahorro de combustible) tiene un valor monetario de 1.383.814 CLP.

Luego, simulando el funcionamiento con el aporte energético de la bomba de calor, encontramos que la energía acumulada anual entregada al proceso es de $2,5041 \times 10^{11}$ J o 69.560 kWh, mientras que el consumo eléctrico acumuló $3,4962 \times 10^{10}$ J o 9.712 kWh. Bajo el supuesto de que el costo del consumo eléctrico es de 90,3 CLP/kWh (precio de nudo promedio para redes domiciliarias en Santiago en Enero de 2012 [19]), encontramos que el aporte térmico anual neto (restando el consumo eléctrico) es de 59.848 kWh y tiene un valor monetario de 3.721.618 CLP (calculado como el valor monetario del total menos el costo del consumo eléctrico).

8 CONCLUSIONES

- Se logró modelar el funcionamiento del sistema utilizando balances de energías sobre una discretización del estanque de acumulación. El modelo fue validado por mediciones en terreno y verificaciones de conservación de energía. Permitió obtener, entre otros datos, las temperaturas, flujos de energía, y rendimiento en el tiempo dadas las condiciones de irradiación y temperatura ambiente.
- Las mediciones realizadas en terreno permitieron obtener el rendimiento tanto de los colectores solares como de la bomba de calor. Los colectores solares tuvieron un rendimiento máximo de 47% y mínimo de 21%, mientras que la bomba de calor tuvo un COP máximo de 5,1 para una condición de alta temperatura ambiente y baja temperatura de alimentación, y un COP mínimo de 3,1 para una condición de baja temperatura ambiente y alta temperatura de alimentación.
- Los supuestos considerados para la simulación fueron simples, por lo que sofisticar el algoritmo en términos de activación de circuitos y condiciones de operación (efectividad del intercambiador, perfil de temperatura de agua de alimentación, etc.) permitiría hacer una estimación más precisa a partir de simulaciones.
- La extracción de energía en este montaje no se ve afectada de manera importante por el tamaño del estanque. Al incrementar este parámetro desde un estanque muy pequeño (50 kg o $0,0018 \text{ m}^3_{\text{estanque}}/\text{m}^2_{\text{paneles}}$) se favorece una entrega más constante en el tiempo pero los beneficios son marginales para estanques muy grandes (10.000 kg o $0,37 \text{ m}^3_{\text{estanque}}/\text{m}^2_{\text{paneles}}$). Si se desea favorecer la extracción instantánea de la energía, entonces conviene un estanque pequeño. Si se desea una entrega de energía más constante entonces se requiere un estanque más grande.
- Los flujos máscicos representan el parámetro de decisión que afecta de manera más importante el funcionamiento del sistema. Por un lado, es deseable un flujo máscico pequeño en los colectores porque se obtiene una mejor estratificación, menores pérdidas, y mejor rendimiento tanto instantáneo de los colectores como acumulado del sistema. Por otro lado, el flujo máscico del circuito de consumo también determina fuertemente el grado de estratificación obtenido. Un flujo

másico mayor en este circuito se tradujo en los mejores rendimientos acumulados pero des-estratificó el estanque y disminuyó la capacidad de entregar energía una vez oculto el sol. Por lo tanto, para la condición actual de funcionamiento de la planta y los supuestos considerados para la simulación, es beneficioso tener un alto flujo másico de consumo. Sin embargo, hay que evaluar el perfil del requerimiento energético para hacer una buena decisión.

- Los beneficios de activar el ciclo de consumo con alta diferencia de temperatura son pequeños. Hubo mucha energía desaprovechada que fue perdida al ambiente como consecuencia de esta decisión de funcionamiento (ver figura 60). Las pérdidas fueron mayores y el rendimiento de los colectores y del sistema se vieron fuertemente afectados. Por lo tanto, conviene activar el circuito de consumo apenas la temperatura del agua del estanque sea igual o mayor a la de alimentación de la caldera.
- El coeficiente de pérdidas-área tiene poca influencia en la estratificación del estanque y en el rendimiento instantáneo de los colectores. En el caso de un estanque con un alto coeficiente de pérdidas-área, el flujo máximo perdido fue de 1.800 W y significó una reducción en el rendimiento acumulado de la planta de 5%. Hay que evaluar los costos y beneficios de aislar el estanque considerando el tamaño de éste y el nivel de temperaturas esperadas. De tener una estrategia de acumulación, es necesario aislar.
- El funcionamiento de la planta no es bueno en invierno. La estratificación alcanzada es muy pequeña con una diferencia máxima de 23 °C y un rendimiento acumulado de aproximadamente 25%. Esto significa un flujo de energía producida y consumida pequeño. Si bien el rendimiento del sistema es similar a condiciones de verano, el recurso disponible en invierno es mucho menor y la planta puede hacer un escaso aporte si solo funcionara con colectores. Por lo tanto, debe considerarse el uso más extendido de la bomba de calor en este período y se concluye que el funcionamiento de la planta está determinado de manera mucho más importante por las decisiones de parámetros de operación que de las condiciones ambientales.
- El caso más favorable para las simulaciones corresponde a un flujo másico en el circuito de colectores de 0,04 kg/s, un flujo másico en el circuito de consumo de

0,5 kg/s, un tamaño de estanque de 1.000 kg, criterio de activación del ciclo de consumo de $\Delta T = 0$ °C, y un coeficiente de pérdidas-área de $10 \text{ W}/^\circ\text{C}$. Bajo estas condiciones de funcionamiento, la planta tuvo un rendimiento máximo de aproximadamente 40% que fue limitado casi totalmente por el rendimiento de los colectores. Esto se debió a la capacidad de extraer prácticamente la totalidad de la energía producida por ellos.

- El funcionamiento con bomba de calor está limitado principalmente por la temperatura de alimentación del agua que ingresa a este equipo. Ésta debe ser menor a 40 °C por lo menos dada la temperatura máxima de 55 °C de este equipo en particular. De todas maneras, es conveniente operar siempre a bajas temperaturas de alimentación y alta temperatura ambiente. El funcionamiento de este equipo está influenciado fuertemente por la estrategia de extracción de energía del estanque. Para un alto flujo másico de consumo se pudo tener un funcionamiento continuo mientras que un bajo flujo másico obligó a tener un funcionamiento intermitente. Por lo tanto, para aprovechar el alto rendimiento de este equipo, se recomienda tener un alto flujo másico de consumo. Los resultados de las simulaciones indican que el funcionamiento de un sistema de colectores con una estrategia de acumulación es incompatible con el uso de una bomba de calor.
- El aporte energético anual simulado solo de colectores es de 20.932 kWh con un valor monetario de 1.383.814 CLP. La simulación con utilización de la bomba de calor entrega un aporte energético anual neto de 59.848 J con un valor monetario de 3.721.618 CLP.
- La configuración actual del sistema no permite aprovechar totalmente la capacidad de almacenamiento. Por un lado los componentes no están aislados y las pérdidas son considerables. Por otro lado, el estanque es muy pequeño y su estratificación de temperaturas es difícil de mantener. El funcionamiento con almacenamiento tampoco es compatible con las condiciones de funcionamiento de la bomba de calor. Tanto los colectores como este equipo se benefician de una extracción rápida de energía. Por lo tanto, de no requerirse una constancia en la entrega de energía, se recomienda evaluar la posibilidad de hacer una conexión directa e independiente al circuito de intercambio de calor al agua de alimentación de la caldera. Se concluye que en términos generales conviene tener los circuitos

separados que alimenten al mismo proceso. Los resultados indican que ambos equipos tienen altos rendimientos en su funcionamiento independiente. Por lo tanto, esto indica que convendría hacer uso de ellos por separado y sin estrategia de acumulación para un mismo proceso.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Duffie, J. A., y Beckman W. A., Solar Engineering of Thermal Processes, 4a ed, Wiley, New Jersey (2013).
- [2] Incropera, F. P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7a ed, Wiley, New Jersey (2011).
- [3] Byron, F. B., Stewart, W. E., y Lightfoot, E. N., Transport Phenomena, 2a ed, Wiley, New Jersey (2002).
- [4] Ministerio de Energía, Sistemas Térmicos Solares II, 1a ed, MINENERGIA, Santiago, (2010).
- [5] Kalogirou, S., Solar Energy Engineering, 1a ed, Elsevier, Burlington (2009).
- [6] Pollard, A. R., y Zhao, J. 2008, 'The Performance of Solar Water Heaters in New Zealand'. BRANZ Study Report 188, BRANZ Ltd, Judgeford, New Zealand.
- [7] Xu, S. M., Huang, X. D., y Du, R., Solar Energy, 85, 1794-1804 (2011), "An investigation of the solar powered absorption refrigeration system with advanced energy storage technology".
- [8] Ayompe, L. M., y Duffy, A., Solar Energy, 90, 17-28 (2013), "Thermal performance analysis of a solar water heating system with heap pipe evacuated tube collector using data from a field trial".
- [9] Zurigat, Y. H., Maloney, K. J., y Ghajar, A. J., Transactions of the ASME, 111, 204-2010 (1989), "A comparison study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks".
- [10] Li, Y. W., Wang, R. Z., Wu, J. Y., y Xu, Y. X., Applied Thermal Engineering, 27, 2858-2868 (2007), "Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater".
- [11] Ficha técnica Baumann AW12, VR3002, Baumann.
- [12] Ficha técnica Ritter XL Solar CPC 45 XL, Ritter XL Solar GmbH.

- [13] Ficha técnica Grundfos Magna Solar 25-100, Grundfos Management A/S.
- [14] Ficha técnica Grundfos UPS 32-80 180, Grundfos Management A/S.
- [15] Ficha técnica Grundfos UPS 32-70 180, Grundfos Management A/S.
- [16] Documentación de proyecto “P13 1759 Pilot Renersol”, versión 01, 2013, Ritter XL Solar GmbH.
- [17] Summary of EN 12975 Test Results. Certificate No. 011-7S1509 R, DIN CERTCO.
- [18] EN 12975-2:2001, *Thermal solar systems and components – Solar collectors – Part 2: Test methods*.
- [19] Página web CNE. Visitada el 17 de Febrero de 2014.
<http://www.cne.cl/noticias/energia/electricidad/752-cne-informa-nuevas-tarifas-electricas>

ANEXO

ANEXO A: TABLA DE RESULTADOS DE MEDICIONES DE COP DE BOMBA DE CALOR

Tabla A1: Mediciones de COP de bomba de calor

Baja temperatura ambiente		Flujo Térmico							Consumo Eléctrico			COP
Ensayo	Hora	T_a [°C]	\dot{m} [kg/s]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔT [°C]	$c_p \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right]$	Q_b [W]	Rev	Tiempo [s]	Potencia [W]	
1	5:00	12.5	0.245	25.9	37.6	11.7	4179	11980	15	50	3000	4.0
2	5:05	12.1	0.245	25.9	37.5	11.6	4179	11877	20	66	3030	3.9
3	5:10	12.1	0.245	25.9	37.6	11.7	4179	11980	20	66	3030	4.0
4	5:15	12.3	0.245	25.9	37.9	12	4179	12287	15	49	3061	4.0
5	5:20	12.8	0.245	25.9	38.1	12.2	4179	12491	20	66	3030	4.1
6	5:25	13.2	0.245	25.9	38.3	12.4	4179	12696	20	66	3030	4.2
7	5:30	13.4	0.245	25.9	38.6	12.7	4179	13003	20	65	3076	4.2
8	5:35	13.6	0.245	25.9	38.5	12.6	4179	12901	20	66	3030	4.3
9	5:40	13.9	0.245	26	38.6	12.6	4179	12901	10	33	3030	4.3
10	5:45	13.9	0.245	26.6	39	12.4	4178	12696	10	32	3125	4.1
11	5:50	13.9	0.245	26.8	39.3	12.5	4178	12798	10	32	3125	4.1
12	5:55	13.3	0.245	28.3	40.6	12.3	4178	12592	10	32	3125	4.0
13	6:00	13.2	0.245	29.1	41.2	12.1	4178	12387	20	62	3225	3.8
14	6:05	13.3	0.245	30.6	42.9	12.3	4178	12591	10	30	3333	3.8
15	6:10	13.1	0.245	31.9	44.5	12.6	4178	12898	10	30	3333	3.9
16	6:15	13	0.245	33	45.1	12.1	4178	12386	10	29	3448	3.6
17	6:20	13.3	0.245	33.7	45.9	12.2	4178	12489	10	29	3448	3.6
18	6:25	13.7	0.245	34.3	46.7	12.4	4178	12694	10	28	3571	3.6
19	6:30	14.1	0.245	34.6	47.2	12.6	4178	12898	10	28	3571	3.6
20	6:35	14	0.245	35.2	47.4	12.2	4178	12489	10	28	3571	3.5
21	6:40	13.7	0.245	35.9	48.3	12.4	4178	12694	20	55	3636	3.5
22	6:45	13.9	0.245	36.8	49.2	12.4	4178	12694	20	54	3703	3.4
23	6:50	14.5	0.245	37.7	50.3	12.6	4178	12899	20	53	3773	3.4
24	6:55	14.7	0.245	38.5	51	12.5	4178	12797	20	52	3846	3.3
25	7:00	14.8	0.245	39.5	52.1	12.6	4178	12900	20	51	3921	3.3
26	7:05	15.3	0.245	40.3	53	12.7	4178	13003	20	50	4000	3.3
27	7:10	15.2	0.245	41.1	53.7	12.6	4179	12901	20	49	4081	3.2
28	7:15	15.8	0.245	41.8	54.6	12.8	4179	13106	20	48	4166	3.1
Alta temperatura ambiente		Flujo Térmico							Consumo Eléctrico			COP
Ensayo	Hora	T_a [°C]	\dot{m} [kg/s]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔT [°C]	$c_p \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right]$	Q_b [W]	Rev	Tiempo [s]	Potencia [W]	
1	12:30	31.4	0.245	21.5	34.7	13.2	4180	13519	10	35	2857	4.7
2	12:35	29.3	0.245	22	36	14	4179	14337	10	34	2941	4.9
3	12:40	29.1	0.245	22.2	36.8	14.6	4179	14951	10	34	2941	5.1
4	12:45	29.6	0.245	22.6	37.4	14.8	4179	15155	10	33	3030	5.0
5	12:50	29.7	0.245	23.3	38.2	14.9	4179	15257	10	33	3030	5.0
6	12:55	29.4	0.245	24	38.6	14.6	4179	14949	10	33	3030	4.9
7	13:00	30.1	0.245	24.4	39.2	14.8	4179	15154	10	32	3125	4.8
8	13:05	29.8	0.245	25.1	40	14.9	4178	15255	10	32	3125	4.9
9	13:10	29.7	0.245	26.3	40.7	14.4	4178	14743	10	31	3225	4.6
10	13:15	29.6	0.245	28.3	42.3	14	4178	14332	10	30	3333	4.3
11	13:20	29.7	0.245	30	44.8	14.8	4178	15151	10	29	3448	4.4
12	13:25	29.4	0.245	31.3	45.7	14.4	4178	14741	10	29	3448	4.3
13	13:30	29.8	0.245	32.4	46.8	14.4	4178	14741	10	28	3571	4.1
14	13:35	29.8	0.245	33.5	47.8	14.3	4178	14639	10	28	3571	4.1
15	13:40	30	0.245	34.4	49.4	15	4178	15355	10	27	3703	4.1
16	13:45	30.5	0.245	35.2	49.9	14.7	4178	15048	10	26	3846	3.9
17	13:50	29.8	0.245	35.9	50.8	14.9	4178	15253	10	26	3846	4.0
18	13:55	30.2	0.245	36.7	51.7	15	4178	15356	10	25	4000	3.8
19	14:00	30.2	0.245	37.7	52.5	14.8	4178	15152	10	25	4000	3.8
20	14:05	30.3	0.245	38.6	53.5	14.9	4178	15255	10	24	4166	3.7
21	14:10	30.5	0.245	39.6	54.8	15.2	4178	15563	10	24	4166	3.7

ANEXO B: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE COLECTORES SOLARES

Tabla A2: Especificaciones técnicas de paneles solares Ritter XL Solar

Característica	Unidad	CPC 45 XL
Número de tubos evacuados		21
η_0 (apertura), DIN 4757-4 o EN 12975	%	64,4
α_1 con viento, en relación a apertura	$\frac{W}{m^2K}$	0,749
α_2 con viento, en relación a apertura	$\frac{W}{m^2K}$	0,005
$K_{\theta,trans}(50^\circ)$, en relación a apertura		0,98
$K_{\theta,long}(50^\circ)$, en relación a apertura		0,95
Dimensiones modulares (Largo x Ancho x Profundo)	<i>m</i>	2,033 x 2,427 x 0,12
Área superficial bruta	<i>m</i> ²	4,93
Área de apertura	<i>m</i> ²	4,50
Contenido del colector	<i>L</i>	3,28
Peso	<i>kg</i>	77,1
Presión máxima de operación	<i>bar</i>	10
Temperatura máxima de estancamiento	<i>°C</i>	301
Distancia de conexión para fijación por compresión	<i>mm</i>	15
Material del colector		Al / Cu / Vidrio / Silicona / PBT / EPDM / TPE
Material de tubo de vidrio		Vidrio borosilicato 3.3
Material absorbedor selectivo		Nitruro de Aluminio
Dimensiones tubo de vidrio ($\phi_{ext}/\phi_{int}/espesor/largo$)	<i>mm</i>	47/36,2/1,6/1920
Color (estructura)		Aluminio
Color (partes plásticas)		Negro
Reporte EN 12975-2	Número de prueba ITW	06COL456/3OEM09
Número de registro DIN CERTCO	Solar KEYMARK	011-7S1509 R
SRCC OG-100 (US standard)	Número de certificación	20080101B
Fluido de trabajo		Agua

ANEXO C: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Tabla A3: Especificaciones técnicas de placa de intercambiador

Característica	Valor
Marca	Anwo
Potencia	40 kW
Tipo	Placas
Número de placas	49
Volumen de cada circuito	1,7 L
Tipo de paso	1-1
Régimen de flujo	Contracorriente
Rango de temperaturas de operación	-10 °C → 100 °C

ANEXO D: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Tabla A4: Especificaciones técnicas de la bomba Magna Solar 25-100

Característica	Magna Solar 25-100
Cota	10,5 m
Flujo	hasta $12 \frac{m^3}{h}$
Potencia	hasta 185 W
Suministro de energía	230 V AC 50/60 Hz
Temperatura de fluido de trabajo	-10 °C → 95/110°C

Tabla A5: Especificaciones técnicas de las bombas UPS 32-70 180 y UPS 32-80 180

Característica	UPS 32-70 180 Bomba de Calor	UPS 32-80 180 Intercambiador de Calor
Número de velocidades	3	3
Cota máxima	7 m	8 m
Clase TF	95	110
Presión de trabajo máxima	10 bar	10 bar
Homologaciones en placa	CE	CE
Materiales cuerpo hidráulico	Fundición, EN-JL1030, ASTM 30 B	Fundición, EN-JL1030. ASTM 30 B
Materiales impulsor	Compuesto, PES/PP	Compuesto PES/PP
Diámetro de conexiones	G 2	G 2
Presión conexión	PN 10	PN 10
Distancia entre conexiones de aspiración y descarga	180 mm	180 mm
Rango de temperatura del líquido	2..95 °C	-25..110 °C
Potencia de entrada en velocidad 1	95 W	135 W
Potencia de entrada en velocidad 2	120 W	200 W
Potencia de entrada en velocidad 3	140 W	220 W
Frecuencia de alimentación	50 Hz	50 Hz
Tensión nominal	1 x 230 V	1 x 230 V
Intensidad en velocidad 1	0,45 A	0,6 A
Intensidad en velocidad 2	0,56 A	0,9 A
Intensidad en velocidad 3	0,62 A	0,98 A
Tamaño condensador - funcionamiento	2,5 μF	4 μF
Grado de protección (IEC 34-5)	44	44
Clase de aislamiento (IEC 85)	H	F
Protección del motor	Ninguno	Contacto
Protección térmica	Impedancia	Interior
Peso neto	2,6 kg	2,6 kg
Peso bruto	2,8 kg	2,8 kg
Volumen	0,004 m ³	0,008 m ³
Clasificación energética	D	C

ANEXO E: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE BOMBA DE CALOR

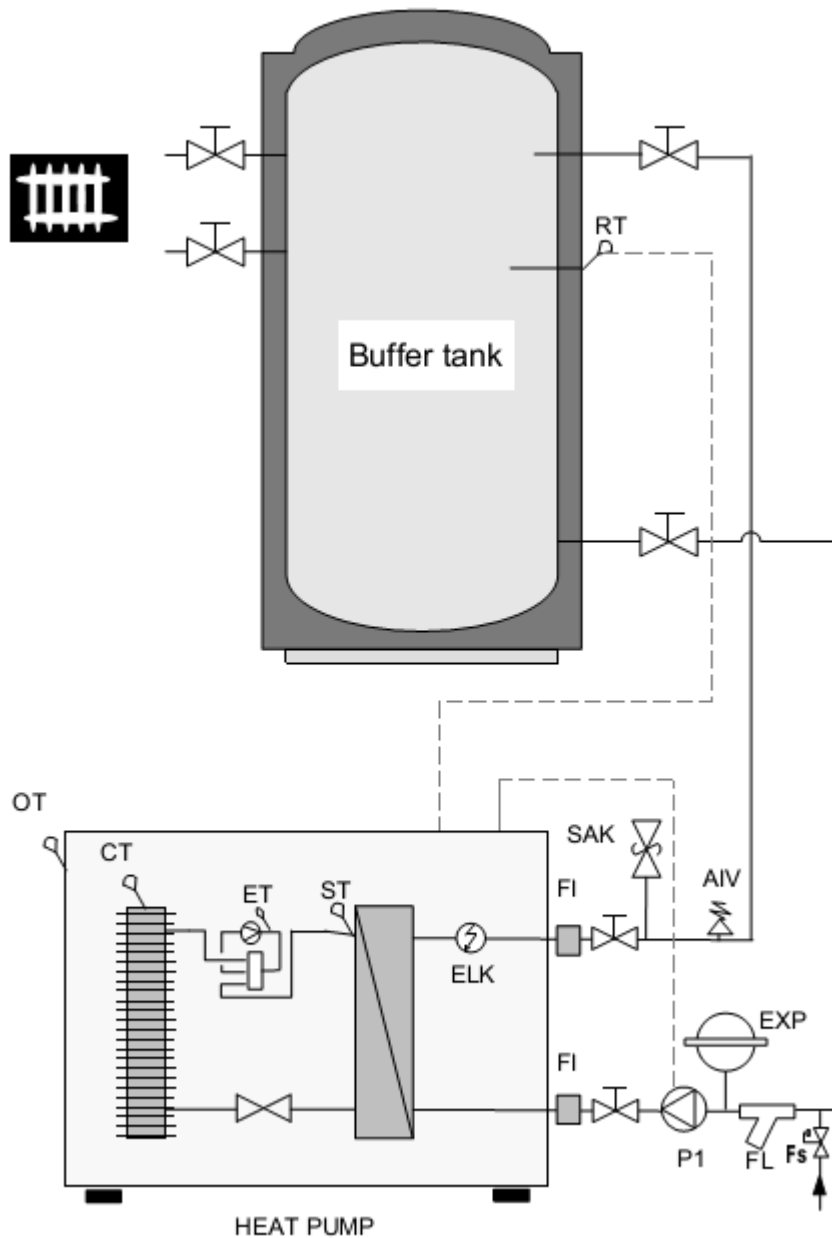
Tabla A6: Listado de componentes de bomba de calor

Nombre	Descripción	Incluido
P1	Circulation pump	Externo
ELK	Electric heater	Interno (opcional)
FI	Soft joint	Externo
SAK	Safety valve	Externo
FL	Filter	Externo
EXP	Diaphragm expansion vessel	Externo
AIV	Air vent valve	Externo
RT	Inlet water temperature sensor	Interno
ST	Outlet water temperature sensor	Interno
OT	Outdoor temperature sensor	Interno
CT	Coil temperature	Interno
ET	Exhaust gas temperature	Interno
FS	Automatic water supplement valve	Externo

Tabla A7: Especificaciones técnicas de la bomba de calor AW12

Característica	Unidad	AW12
Capacidad de enfriamiento	<i>kW</i>	11,5
Capacidad de calentamiento	<i>kW</i>	13
Potencia nominal en enfriamiento	<i>kW</i>	4,3
Corriente nominal en enfriamiento	<i>A</i>	20,8
Potencia nominal en calentamiento	<i>kW</i>	3,6
Corriente nominal en calentamiento	<i>A</i>	17,4
Potencia máxima	<i>kW</i>	6,4
Corriente máxima	<i>A</i>	30,9
Refrigerante		R410A
Peso de llenado	<i>g</i>	3800
Máxima presión de operación	<i>MPa</i>	4,2
Flujo nominal de agua	<i>L/s</i>	0,62
Pérdida de presión con flujo nominal	<i>kPa</i>	20
Flujo de aire	<i>m³/h</i>	5000
Potencia nominal de ventilador	<i>W</i>	300
Temperatura máxima de salida de agua	<i>°C</i>	55
Flujo de calor/Potencia consumida a 7/35 °C	<i>kW</i>	13/3,6
Flujo de calor/Potencia consumida a 7/45 °C	<i>kW</i>	12,5/4,2
Flujo de calor/Potencia consumida a 7/55 °C	<i>kW</i>	12,2/5,3
Flujo de calor/Potencia consumida a 2/35 °C	<i>kW</i>	11,1/3,5
Flujo de calor/Potencia consumida a 2/45 °C	<i>kW</i>	10,8/4,2

Flujo de calor/Potencia consumida a -7/35 °C	<i>kW</i>	8/3,5
Flujo de calor/Potencia consumida a -7/45 °C	<i>kW</i>	7,9/4,2
Corriente de partida	<i>A</i>	36
Fuente de poder		220-240V/1 fase/50 Hz
Compresor		DAIKIN Scroll
Condensador		Intercambiador de placas soldadas
Dimensiones (L x A x P)	<i>mm</i>	1050 x 1050 x 450
Conexión de tuberías		DN25
Peso	<i>kg</i>	175



ANEXO F: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE ESTANQUE DE EXPANSIÓN

Tabla A8: Especificaciones técnicas del estanque de expansión Imera

Característica	Unidad	SV50
Máxima presión de operación	<i>bar</i>	10
Máxima presión en prueba	<i>bar</i>	14,3
Presión de pre-carga	<i>bar</i>	2,5
Rango de temperatura	°C	-10→140
Membrana	-	EPDM

ANEXO G: CÓDIGO MATLAB

(Comandos de manejo de datos y visualización fueron omitidos)

```
%-----  
%Parámetros iniciales  
%-----  
  
flujobomba=0.245;  
flujoproceso=0.5;  
flujocolectores=0.04;           %Flujo promedio en colectores: 0.02121 kg/s  
  
AA=27;  
dt=60;                          %Area de apertura, 27 [m^2]  
                                %Paso de tiempo [s]  
  
bomba=1;  
ST=55;                          %Interruptor de bomba de calor. Si se usa bomba debe tener valor 1  
                                %Temperatura máxima de bomba de calor  
  
epsilon=0.72;  
Tar=15;                          %Eficiencia de intercambiador de calor, 72%  
                                %Temperatura de agua de red, valor supuesto  
  
UA=59.6;  
m=1000;                          %Coeficiente de perdidas-area [W/C]  
                                %Masa del acumulador, 1000 [kg]  
  
D=363;                          %Numero de dias para realizar la simulacion  
  
%-----  
%Condiciones iniciales  
%-----  
  
Ta=datos2(1,8);  
  
%Inicialización variables estanque  
  
Tca=Ta;  
Tcr=Ta;  
  
Tca2=Ta;  
Tcr2=Ta;  
  
Tba=Ta;  
Tbr=Ta;  
  
Tba2=Ta;  
Tbr2=Ta;  
  
Tpa=Ta;  
Tpr=Ta;  
  
Tpa2=Ta;  
Tpr2=Ta;  
  
Ts=Ta;  
Tsmas=Ts;  
  
Ts1=Ta+15;  
Ts1mas=Ts1;  
FM1=0;  
FP1=0;  
mm1=0;  
  
Ts2=Ta+10;  
Ts2mas=Ts2;  
FM2=0;  
FP2=0;  
mm2=0;  
  
Ts3=Ta+5;  
Ts3mas=Ts3;  
FM3=0;  
FP3=0;  
mm3=0;  
  
Ts4=Ta;  
Ts4mas=Ts4;  
FM4=1;  
FP4=1;  
mm4=0;  
  
Qbdot=0;  
Qb=0;
```

```

COP=0;
consumoelectrico=0;
espera=20;

mdotbomba=flujobomba;
mdotproc=flujoproceso;
mdotcol=flujocolectores;

sumaG=0;
sumaQc=0;
sumaQb=0;
sumaQp=0;
sumaQl=0;
sumaconsumoelectrico=0;

mi=m/4;
UAi=UA/4;

%-----
%Ciclo de calculo
%-----

for t=1:1440*D

    Ta=datos2(t,8);
    G=datos2(t,9);

    tm=Tca+(Tcr-Tca)/2;

    TM=(tm-Ta)/800;

    if (G<100)
        eta=0;
    else
        eta=-1.0458*TM+0.4156;
    end

    if (eta<0)
        eta=0;
    end

    %-----
    %Cálculo de flujos de energia
    %-----

    if (G<100)
        mdotcol=0;
        Qcdot = 0;
        Qc = 0;
        Tcr = Ta;
    else
        mdotcol=flujocolectores;
        Qcdot = AA * G * eta;
        Qc = Qcdot * dt;
        cptcr = (4.214-2.286*10^-3*(Tcr+Tca)/2+4.991*10^-5*((Tcr+Tca)/2)^2-4.519*10^-7*((Tcr+Tca)/2)^3+1.857*10^-9*((Tcr+Tca)/2)^4)*1000;
        Tcr = Qcdot/(mdotcol*cptcr)+Tca;
    end

    if (Qcdot<=0)
        Qcdot=0;
        Qc=0;
    end

    if (Tcr<Tca)
        Tcr=Tca;
    end

    %-----
    %          PROCESO          %
    %-----

    if (Tsl<Tar)
        mdotproc=0;
        Qpdot=0;
        Qp=0;
        Tpr=Ta;
    else
        mdotproc=flujoproceso;
        cptpr=(4.214-2.286*10^-3*(Tpr+Tpa)/2+4.991*10^-5*((Tpr+Tpa)/2)^2-4.519*10^-7*((Tpr+Tpa)/2)^3+1.857*10^-9*((Tpr+Tpa)/2)^4)*1000;
        Qpdot = epsilon*mdotproc*cptpr*(Tsl-Tar);
        Qp = Qpdot * dt;
        Tpr = Tpa-Qpdot/(mdotproc*cptpr);
    end
end

```

```

%-----%
%           BOMBA           %
%-----%

if (bomba==1 && (mod(t,1440)<360 || mod(t,1440)>1200) && espera<=0)

    Tbr=Ts4+13;
    mdotbomba=flujobomba;
    cptbr=(4.214-2.286*10^-3*(Tbr+Ts4)/2+4.991*10^-5*((Tbr+Ts4)/2)^2-4.519*10^-7*((Tbr+Ts4)/2)^3+1.857*10^-
9*((Tbr+Ts4)/2)^4)*1000;
    Qbdot=mdotbomba*cptbr*(13);
    Qb=Qbdot*dt;
    COP=-0.0759494*Ts4+6.27468+0.7*(Ta-12)/18);
    consumoelectrico=Qbdot/COP;

    if (Tbr>55)
        mdotbomba=0;
        Tbr=Ts4;
        Qbdot=0;
        Qb=0;
        COP=0;
        consumoelectrico=0;
        espera=30;
    end

else
    mdotbomba=0;
    Tbr=Ts4;
    Qbdot=0;
    Qb=0;
    COP=0;
    consumoelectrico=0;
    espera=espera-1;
end

Qldot=UAi*((Ts1-Ta)+(Ts2-Ta)+(Ts3-Ta)+(Ts4-Ta));
Ql=Qldot*dt;

%Cálculos de mezcla

mdotalim=mdotcol+mdotbomba;

if (mdotalim==0)
    Talim=Ta;
else
    Talim=(mdotcol*Tcr+mdotbomba*Tbr)/(mdotcol+mdotbomba);
end

%Primer ciclo de calculos en cada nodo

TsNmas1=-10000;
Ts0=10000;

%-----FM1 FP1

if (Talim>Ts1)
    FM1=1;
else
    FM1=0;
end

if (Tpr>Ts1)
    FP1=1;
else
    FP1=0;
end

%-----FM2 FP2

if (Talim>Ts2 && Talim<=Ts1)
    FM2=1;
else
    FM2=0;
end

if (Tpr>Ts2 && Tpr<=Ts1)
    FP2=1;
else
    FP2=0;
end

%-----FM3 FP3

```

```

if (Talim>Ts3 && Talim<=Ts2)
    FM3=1;
else
    FM3=0;
end

if (Tpr>Ts3 && Tpr<=Ts2)
    FP3=1;
else
    FP3=0;
end

%-----FM4 FP4

if (Talim<=Ts3)
    FM4=1;
else
    FM4=0;
end

if (Tpr<=Ts3)
    FP4=1;
else
    FP4=0;
end

%-----

cpTs1=(4.214-2.286*10^-3*Ts1+4.991*10^-5*Ts1^2-4.519*10^-7*Ts1^3+1.857*10^-9*Ts1^4)*1000;
cpTs2=(4.214-2.286*10^-3*Ts2+4.991*10^-5*Ts2^2-4.519*10^-7*Ts2^3+1.857*10^-9*Ts2^4)*1000;
cpTs3=(4.214-2.286*10^-3*Ts3+4.991*10^-5*Ts3^2-4.519*10^-7*Ts3^3+1.857*10^-9*Ts3^4)*1000;
cpTs4=(4.214-2.286*10^-3*Ts4+4.991*10^-5*Ts4^2-4.519*10^-7*Ts4^3+1.857*10^-9*Ts4^4)*1000;

mm1=0;
mm2=mdotalim*(FM1)-mdotproc*(FP2+FP3+FP4);
mm3=mdotalim*(FM1+FM2)-mdotproc*(FP3+FP4);
mm4=mdotalim*(FM1+FM2+FM3)-mdotproc*(FP4);
mm5=0;

%----- Balances de energia

if (mm2<=0)
    Ts1mas=Ts1+dt/mi*((UAi/cpTs1)*(Ta-Ts1)+FM1*mdotalim*(Talim-Ts1)+FP1*mdotproc*(Tpr-Ts1)+mm2*(Ts1-Ts2));
% nodo 1
    balancenodo1=dt*cpTs1*((UAi/cpTs1)*(Ta-Ts1)+FM1*mdotalim*(Talim-Ts1)+FP1*mdotproc*(Tpr-Ts1)+mm2*(Ts1-
Ts2))-mi*cpTs1*(Ts1mas-Ts1);
    else
        Ts1mas=Ts1+dt/mi*((UAi/cpTs1)*(Ta-Ts1)+FM1*mdotalim*(Talim-Ts1)+FP1*mdotproc*(Tpr-Ts1));
        balancenodo1=dt*cpTs1*((UAi/cpTs1)*(Ta-Ts1)+FM1*mdotalim*(Talim-Ts1)+FP1*mdotproc*(Tpr-Ts1))-
mi*cpTs1*(Ts1mas-Ts1);
    end

if (mm2>0)
    Ts2mas=Ts2+dt/mi*((UAi/cpTs2)*(Ta-Ts2)+FM2*mdotalim*(Talim-Ts2)+FP2*mdotproc*(Tpr-Ts2)+mm2*(Ts1-Ts2));
% nodo 2
    balancenodo2=dt*cpTs2*((UAi/cpTs2)*(Ta-Ts2)+FM2*mdotalim*(Talim-Ts2)+FP2*mdotproc*(Tpr-Ts2)+mm2*(Ts1-
Ts2))-mi*cpTs2*(Ts2mas-Ts2);
    elseif (mm3<0)
        Ts2mas=Ts2+dt/mi*((UAi/cpTs2)*(Ta-Ts2)+FM2*mdotalim*(Talim-Ts2)+FP2*mdotproc*(Tpr-Ts2)+mm3*(Ts2-Ts3));
        balancenodo2=dt*cpTs2*((UAi/cpTs2)*(Ta-Ts2)+FM2*mdotalim*(Talim-Ts2)+FP2*mdotproc*(Tpr-Ts2)+mm3*(Ts2-
Ts3))-mi*cpTs2*(Ts2mas-Ts2);
    else
        Ts2mas=Ts2+dt/mi*((UAi/cpTs2)*(Ta-Ts2)+FM2*mdotalim*(Talim-Ts2)+FP2*mdotproc*(Tpr-Ts2));
        balancenodo2=dt*cpTs2*((UAi/cpTs2)*(Ta-Ts2)+FM2*mdotalim*(Talim-Ts2)+FP2*mdotproc*(Tpr-Ts2))-
mi*cpTs2*(Ts2mas-Ts2);
    end

if (mm3>0)
    Ts3mas=Ts3+dt/mi*((UAi/cpTs3)*(Ta-Ts3)+FM3*mdotalim*(Talim-Ts3)+FP3*mdotproc*(Tpr-Ts3)+mm3*(Ts2-Ts3));
% nodo 3
    balancenodo3=dt*cpTs3*((UAi/cpTs3)*(Ta-Ts3)+FM3*mdotalim*(Talim-Ts3)+FP3*mdotproc*(Tpr-Ts3)+mm3*(Ts2-
Ts3))-mi*cpTs3*(Ts3mas-Ts3);
    elseif (mm4<0)
        Ts3mas=Ts3+dt/mi*((UAi/cpTs3)*(Ta-Ts3)+FM3*mdotalim*(Talim-Ts3)+FP3*mdotproc*(Tpr-Ts3)+mm4*(Ts3-Ts4));
        balancenodo3=dt*cpTs3*((UAi/cpTs3)*(Ta-Ts3)+FM3*mdotalim*(Talim-Ts3)+FP3*mdotproc*(Tpr-Ts3)+mm4*(Ts3-
Ts4))-mi*cpTs3*(Ts3mas-Ts3);
    else
        Ts3mas=Ts3+dt/mi*((UAi/cpTs3)*(Ta-Ts3)+FM3*mdotalim*(Talim-Ts3)+FP3*mdotproc*(Tpr-Ts3));
        balancenodo3=dt*cpTs3*((UAi/cpTs3)*(Ta-Ts3)+FM3*mdotalim*(Talim-Ts3)+FP3*mdotproc*(Tpr-Ts3))-
mi*cpTs3*(Ts3mas-Ts3);
    end
end

```

```

    if (mm4>0)
        Ts4mas=Ts4+dt/mi*((UAi/cpTs4)*(Ta-Ts4)+FM4*mdotalim*(Talin-Ts4)+FP4*mdotproc*(Tpr-Ts4)+mm4*(Ts3-Ts4));
% nodo 4
        balancenodo4=dt*cpTs4*((UAi/cpTs4)*(Ta-Ts4)+FM4*mdotalim*(Talin-Ts4)+FP4*mdotproc*(Tpr-Ts4)+mm4*(Ts3-
Ts4))-mi*cpTs4*(Ts4mas-Ts4);
        else
            Ts4mas=Ts4+dt/mi*((UAi/cpTs4)*(Ta-Ts4)+FM4*mdotalim*(Talin-Ts4)+FP4*mdotproc*(Tpr-Ts4));
            balancenodo4=dt*cpTs4*((UAi/cpTs4)*(Ta-Ts4)+FM4*mdotalim*(Talin-Ts4)+FP4*mdotproc*(Tpr-Ts4))-
mi*cpTs4*(Ts4mas-Ts4);
        end

Ts=(Ts1+Ts2+Ts3+Ts4)/4;
Tsmas=(Ts1mas+Ts2mas+Ts3mas+Ts4mas)/4;
cpts=(4.214-2.286*10^-3*Ts+4.991*10^-5*Ts^2-4.519*10^-7*Ts^3+1.857*10^-9*Ts^4)*1000;

Ts1=Ts1mas;
Ts2=Ts2mas;
Ts3=Ts3mas;
Ts4=Ts4mas;

Tca = Ts4; %Nueva temperatura de alimentacion es TsN
Tpa = Ts1;
Tba = Ts4;

balancetotal=dt*(Qcdot+Qbdot-Qldot-Qpdot)-m*cpts*(Tsmas-Ts);

sumaQc=sumaQc+Qcdot*dt;
sumaQb=sumaQb+Qbdot*dt;
sumaQp=sumaQp+Qpdot*dt;
sumaG=sumaG+27*G*dt;
sumaQl=sumaQl+Qldot*dt;
sumaconsumoelectrico=sumaconsumoelectrico+consumoelectrico;

if (sumaQp/sumaG>1)
    rendimiento=0;
else
    rendimiento=sumaQp/(sumaG+sumaconsumoelectrico);
end
end

```