



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE YUCATÁN

FACULTAD DE INGENIERÍA

UNIDAD DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**MODELACIÓN DE UN COLECTOR SOLAR PLANO
INTEGRADO CON MATERIALES DE CAMBIO DE
FASE**

TESIS

PRESENTADA POR:

IER. ARMANDO JESÚS CETINA QUIÑONES

EN OPCIÓN AL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

OPCIÓN ENERGÍAS RENOVABLES

MÉRIDA, YUCATÁN, MÉXICO

2019

Aunque este trabajo hubiere servido para el Examen de Grado y hubiere sido aprobado por el sínodo, sólo el autor es responsable de las doctrinas emitidas en él.

AGRADECIMIENTOS

A mis asesores de tesis Dr. Ali Bassam y Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor, por el apoyo, motivación, tiempo y los ánimos brindados para la realización de este documento de tesis.

A los miembros de mi sínodo, en especial al Dr. Mauricio Alberto Escalante Soberanis, por las recomendaciones y apoyo dedicado a este documento.

A mis padres por su enorme confianza y apoyo depositados durante esta etapa de mi vida y quienes me han inculcado el valor de la perseverancia, y a no rendirme nunca ante cualquier adversidad de la vida.

A mis mejores amigos Cesar Ruiz, Eduardo Lezama y Eduardo Perez por los momentos vividos durante esta etapa de mi vida profesional.

A mis amigos de la generación de la maestría, Carlos, Oyuki, Rafael, Jorge y Roberto, por los inolvidables momentos que pasamos durante este largo trayecto, así como por la ayuda brindada.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico otorgado para la realización de mis estudios de posgrado.

RESUMEN

El presente trabajo se centra en el desarrollo de un modelo térmico capaz de predecir el comportamiento de los perfiles de temperaturas de los componentes de un Colector Solar Plano (CSP) integrado con Materiales de Cambio de Fase (MCF). Para la generación del modelo se realizó un balance térmico en cada componente del CSP y las ecuaciones resultantes fueron tratadas de manera iterativa utilizando el software de cálculo matemático MATLAB. Para tal propósito la metodología empleada fue obtener los perfiles de temperatura del CSP y posteriormente implementar los MCF para observar el fenómeno que ocurre principalmente con el fluido de trabajo en el colector. Los datos de entrada como radiación solar, velocidad del viento y temperatura ambiente fueron obtenidos de una base de datos experimental correspondiente a la ciudad de Mérida, de los cuales, fueron empleados cuatro días representativos del año. Del mismo modo, un análisis de factibilidad económica fue realizado con el fin de comprobar la viabilidad de implementar MCF en colectores solares desde el punto de vista económico, así como cuantificar el porcentaje de la ganancia sobre la inversión del proyecto.

Como resultado de lo anterior, un modelo térmico de un CSP fue eficazmente desarrollado y verificado con estudios reportados previamente en la literatura. De los cuatro días evaluados, el que presentó las mejores condiciones ambientales fue el correspondiente al 24 de agosto, el cual fue empleado para obtener los resultados de temperaturas del fluido del CSP. Por otra parte, se seleccionaron tres MCF, con diferentes

propiedades termofísicas y para cada uno se obtuvo una ecuación gobernante, la cual fue implementada en el modelo del balance térmico del colector. El MCF que presentó los mejores resultados para el fluido fue la parafina RT60/RT58, y se obtuvo una ganancia térmica de 1,470 kJ/kg utilizando un espesor de 30 mm, el cual resultó ser el espesor óptimo para este material.

Respecto al análisis de factibilidad económica, se trataron dos casos: sector residencial y sector industrial y se propusieron diferentes cantidades de CSPs empleando el método f-chart. De igual modo, se calcularon los ahorros monetarios por el implemento de colectores en comparación al uso de gas LP como fuente de energía principal para el calentamiento de agua en cada sector. Como parámetro económico se calculó el Costo Presente Neto, para cada sector y en diferentes casos de cantidades de CSPs. El valor máximo obtenido para el sector residencial fue de \$15,851.66 para 2 CSPs (caso sin MCF) y de \$19,677.56 para 2 CSPs (caso con MCF), mientras que para el sector industrial se obtuvieron valores máximos de \$34,023.19 correspondiente a 20 CSPs (caso sin MCF) y de \$93,182.90 para 25 CSPs (caso con MCF).

Como conclusiones principales, el empleo de la parafina RT60/RT58 como MCF fue el óptimo ya que se obtuvo la mayor ganancia térmica del fluido de trabajo del colector, debido a las propiedades termofísicas de la misma, lo cual resulta ser un material eficaz para implementar en colectores solares planos. Del mismo modo, el mejor escenario económico del sector residencial fue al implementar MCF en un sistema conformado por 2 CSPs, mientras que para el sector industrial el mejor escenario se obtuvo con 25 CSPs implementando MCF. De tal manera que con el implemento de MCF se obtiene una mayor ganancia térmica lo cual se traduce a un mayor ahorro, a diferencia de sistemas sin MCF, por lo que resulta altamente atractivo implementar este tipo de materiales en sistemas solares de colectores planos.

ABSTRACT

The present work focuses on the development of a thermal model which is capable to predict the behavior of the temperature profiles components of a flat solar collector (FSC) integrated with Phase Change Materials (PCM). For the generation of the model, a balance was made in each component of the FSC and the resulting equations were treated iteratively using the mathematical calculation software MATLAB. For this purpose, the methodology used was to obtain the FSC temperatures profiles and subsequently to implement PCM to observe the phenomenon that occurs mainly with the work fluid in the collector. The input data as solar radiation, wind speed and ambient temperature were obtained from a database experimental corresponding to the city of Merida, of which four days were employed as representative days of the year. In the same way, an economic feasibility analysis was carried out in order to verify the feasibility of implementing PCM in solar collectors from the economic point of view, as well as quantify the percentage of the profit on the investment of the project.

As a result of the above, a thermal model of a FSC was effectively developed and verified with studies previously reported in the literature. From the four days evaluated, the one that presented the best environmental conditions was the corresponding to August 24, which was used to obtain the results of the working fluid temperatures of the FSC. On the other hand, three PCM were selected, with different thermophysical properties and for each one a governing equation was obtained, which was implemented in the

thermal balance model of the collector. The PCM that presented the best results for the fluid was the paraffin RT60/RT58, and a thermal gain of 1,470 was obtained kJ/kg using a thickness of 30 mm, which turned out to be the optimum thickness for this material.

Regarding the economic feasibility analysis, two cases were treated: residential sector and industrial sector and different amounts of FSCs were proposed using the f-chart method. In the same way, the monetary savings were calculated by the use of collectors compared to the use of LP gas as a source of energy main for water heating in each sector. As an economic parameter, the Net Present Cost was calculated for each sector and in different cases of FSCs. The maximum value obtained for the residential sector was \$15,851.66 for 2 FSCs (case with no PCM) and \$19,677.56 for 2 FSCs (case with PCM), while for the industrial sector, maximum values of \$34,023.19 were obtained corresponding to 20 FSCs (case with no PCM) and \$93,182.90 for 25 FSCs (case with PCM).

As main conclusions, the use of the RT60/RT58 paraffin as PCM was the optimum since the highest thermal gain of the work fluid of the collector was obtained, due to its thermophysical properties, which proved to be an effective material to implement in flat solar collectors. Similarly, the best economic scenario in the residential sector was to implement PCM in a system consisting of 2 FSCs, while for the industrial sector the best scenario was obtained with 25 FSCs implementing PCM. In such a way that with the implementation of PCM a greater thermal gain is obtained which translates into greater savings, unlike of systems with no PCM, so it is highly attractive to implement this type of materials in solar systems of flat collectors.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS	I
RESUMEN	II
ABSTRACT	IV
ÍNDICE GENERAL	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS	XI
NOMENCLATURA	XII
INTRODUCCIÓN	1
Antecedentes	3
Planteamiento del problema	6
Objetivo general	8
Objetivos específicos	8
1 COLECTORES SOLARES PLANOS (CSPs)	9
1.1 Panorama mundial de la energía solar térmica	11
1.2 Componentes de un CSP	13
1.3 Aplicaciones de los CSPs	14
1.4 Avances tecnológicos en CSPs	16
2 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (MCF)	20
2.1 Características de los MCF	21
2.1.1 Propiedades Térmicas	22
2.1.2 Propiedades Físicas	22
2.1.3 Propiedades Cinéticas	23
2.1.4 Propiedades Químicas	23

2.2	Almacenamiento de calor con MCF	24
2.3	Clasificación de los MCF	25
2.3.1	MCF orgánicos sólido-líquido	27
2.3.1.1	Materiales parafínicos	28
2.3.1.2	Materiales no parafínicos	28
2.3.2	MCF inorgánicos sólido-líquido	29
2.3.2.1	Hidratos de sal	29
2.3.2.2	Metales	29
2.3.3	MCF eutécticos	30
2.4	Aplicaciones de los MCF	30
3	MODELACIÓN DEL COLECTOR SOLAR PLANO	32
3.1	Modelación del CSP en estado permanente	32
3.1.1	Parámetros de diseño del CSP	33
3.1.2	Balance térmico del CSP	35
3.1.2.1	Balance de energía en la cubierta de vidrio	35
3.1.2.2	Balance de energía en la placa absorbidora	36
3.1.2.3	Balance de energía en el fluido de trabajo	37
3.1.2.4	Balance de energía en la cubierta inferior	39
3.1.3	Coeficientes de transferencia de calor del CSP	39
3.2	Solución numérica de las ecuaciones gobernantes del CSP en estado permanente	43
3.3	Modelación del CSP en estado transitorio	45
3.4	Modelación del CSP implementando MCF	50
3.4.1	Método del calor específico efectivo	55
4	ANÁLISIS DE RESULTADOS	57
4.1	Verificación del modelo desarrollado del CSP	57
4.1.1	Verificación cualitativa del modelo	57
4.1.2	Verificación cuantitativa del modelo	59
4.2	Resultados de la modelación del CSP (caso sin MCF)	60
4.3	Resultados de la modelación del CSP (caso con MCF)	66
4.3.1	Análisis del MCF óptimo	71
4.3.2	Resultados de la modelación del CSP para un día de baja irradiancia solar	76
4.3.3	Análisis del espesor óptimo del MCF	77
5	ESTUDIO DE FACTIBILIDAD ECONÓMICA DEL CSP IMPLEMENTANDO MCF	79
5.1	Estudio de caso: Sector Residencial	79
5.1.1	Método f-Chart	82

5.1.1.1	Cálculo del parámetro D_1	83
5.1.1.2	Cálculo del parámetro D_2	85
5.1.2	Cobertura solar mensual de los CSPs	86
5.1.3	Factibilidad económica del proyecto del caso residencial	87
5.1.3.1	Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento (TMAR)	89
5.1.3.2	Costo Presente Neto (CPN)	91
5.1.3.3	Tasa Interna de Retorno (TIR)	91
5.1.3.4	Resultados obtenidos del CPN del caso residencial	92
5.1.3.5	Obtención de la TIR para el caso residencial	93
5.2	Estudio de caso: Sector Industrial	96
5.2.1	Características de la industria textil	96
5.2.2	Cobertura solar mensual del campo de CSPs	97
5.2.3	Factibilidad económica del proyecto del caso industrial	98
5.2.3.1	Resultados obtenidos del CPN del caso industrial	99
5.2.3.2	Obtención de la TIR para el caso industrial	100
CONCLUSIONES		105
RECOMENDACIONES Y TRABAJOS A FUTURO		107
REFERENCIAS		107

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1	Colector solar de placa plana	11
1.2	Capacidad solar térmica global en funcionamiento. y rendimientos energéticos anuales 2000 - 2017	12
1.3	Capacidad global instalada de calentadores solares de agua	13
1.4	Componentes de un CSP	14
1.5	Diferentes aplicaciones de los sistemas termosolares	16
2.1	Fases de operación de un MCF	20
2.2	Comparación entre almacenamiento por calor latente y sensible	21
2.3	Diagrama de flujo mostrando diferentes escenarios envueltos en el desarrollo de sistemas de almacenamiento por calor latente	26
2.4	Clasificación de un MCF	27
3.1	Vista transversal del CSP	34
3.2	Vista longitudinal del CSP	34
3.3	Balance de energía en la cubierta de vidrio	36
3.4	Balance de energía en la placa absorbidora	37
3.5	Balance de energía en el fluido de trabajo del CSP	37
3.6	Balance de energía en la cubierta inferior	39
3.7	Diagrama de flujo de la solución numérica del CSP en estado permanente	44
3.8	Diagrama de flujo de la solución numérica del CSP en estado transitorio	49
3.9	Vista transversal del CSP integrado con MCF	50
3.10	Vista longitudinal del CSP integrado con MCF	50
3.11	Secciones del MCF	51
4.1	Comparación de temperaturas a lo largo del CSP para un valor de $Re = 4,000$	58
4.2	Comparación de temperaturas a lo largo del CSP para un valor de $Re = 40,000$	58
4.3	Perfiles de temperaturas del CSP correspondientes al 10 de febrero	61
4.4	Perfiles de temperaturas del CSP correspondientes al 10 de abril	63
4.5	Perfiles de temperaturas del CSP correspondientes al 24 de agosto	64
4.6	Perfiles de temperaturas del CSP correspondientes al 5 de noviembre	65
4.7	Perfiles de temperatura del fluido del CSP en los cuatro días de evaluación	66

4.8	Perfiles de temperatura de los componentes del CSP y del MCF ($\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$)	68
4.9	Perfiles de temperatura de los componentes del CSP y del MCF (Ácido Láurico)	69
4.10	Perfiles de temperatura de los componentes del CSP y del MCF (Parafina RT60/RT58)	70
4.11	Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 5 mm	72
4.12	Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 10 mm	73
4.13	Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 15 mm	74
4.14	Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 30mm	75
4.15	Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 30 mm para un día de baja irradiancia solar	76
4.16	Espesores óptimos de cada MCF	78
5.1	Gráfica de TMAR vs CPN para obtener la TIR (caso residencial)	94
5.2	Gráfica de TMAR vs CPN para obtener la TIR (caso industrial sin MCF)	101
5.3	Gráfica de TMAR vs CPN para obtener la TIR (caso industrial con MCF)	102
5.4	Gráfica de número de CSPs vs TIR (caso sin y con MCF)	104

ÍNDICE DE TABLAS

2.1	Tabla comparativa de MCF adecuados para diversas aplicaciones	24
4.1	Errores porcentuales de las temperaturas del colector para un valor de $Re = 4,000$	59
4.2	Errores porcentuales de las temperaturas del colector para un valor de $Re = 40,000$	60
4.3	Propiedades termofísicas de los materiales empleados en la modelación del CSP	67
5.1	Demanda energética de calor mensual para ACS	81
5.2	Cálculo de la irradiación mensual disponible en el sitio	82
5.3	Coberturas solares mensuales (f) del dimensionado sin y con MCF obtenidas mediante el método f-Chart para el caso residencial	86
5.4	Parámetros financieros para el análisis económico	87
5.5	Datos mensuales de cantidad de energía, volumen de LP y costo necesario para el caso residencial	88
5.6	Ahorros mensuales del caso residencial para 1 y 2 CSPs sin y con MCF	89
5.7	CPN obtenidos con una TMAR de 12% (caso residencial)	93
5.8	Datos mensuales de cantidad de energía, volumen de LP y costo necesario para la industria textil	97
5.9	Coberturas solares mensuales (f) del dimensionado sin y con MCF obtenidas mediante el método f-Chart para el caso industrial	98
5.10	Ahorros mensuales del caso industrial para 5, 10, 15, 20 y 25 CSPs sin y con MCF	99
5.11	CPN obtenidos con una TMAR de 12% (caso industrial)	100

NOMENCLATURA

Simbología

A_c :	área individual del CSP (m^2)
c :	calor específico ($J/kg \text{ } ^\circ C$)
$c_{p,eff}$:	calor específico efectivo ($J/kg \text{ } ^\circ C$)
C_{ACS} :	demanda energética para ACS (L/día)
D_h :	diámetro hidráulico (m)
D_e :	diámetro externo del tubo del CSP (m)
D_i :	diámetro interno del tubo del CSP (m)
f :	relación de energía aportada por el sistema solar térmico y la demanda energética del consumo ACS (-)
F :	factor adimensional para el cálculo del factor de eficiencia del colector (-)
FC_t :	flujos de caja o anualidades en el tiempo t (\$)
$F_e(\tau_g\alpha_p)_n$:	factor de eficiencia óptica del colector (-)
F'_e :	factor de eficiencia de intercambio de calor del colector (-)
F'_e/F_e :	factor de corrección del conjunto colector-intercambiador (-)
g :	constante de gravedad (9.81 m/s^2)
G_t :	irradiancia solar global (W/m^2)
h^{cond} :	coeficiente de transferencia de calor por conducción ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
h^{conv} :	coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
h^{rad} :	coeficiente de transferencia de calor por radiación ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
h_{fs} :	calor de fusión (J/kg)
H :	irradiación mensual en plano horizontal (J/m^2)
if :	tasa de inflación anual (%)
I :	irradiación mensual en plano inclinado (J/m^2)

I_0 :	inversión inicial del proyecto (\$)
k :	conductividad térmica ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
K_1 :	factor de corrección por almacenamiento del sistema solar térmico (-)
K_2 :	factor de corrección de ACS (-)
L :	longitud del CSP (m)
m :	factor adimensional para el cálculo de F (-)
\dot{m}_f :	flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
n_d :	número de días del mes (-)
Nu :	número de Nusselt (-)
pr :	premio al riesgo (%)
Pr :	número de Prandtl (-)
Q_{abs} :	energía absorbida por el CSP (Wh)
Q_{ACS} :	carga energética mensual para ACS (Wh)
Q_L :	energía perdida por el CSP (Wh)
Q_{MCF} :	energía almacenada del MCF entregada al fluido (Wh)
Q_{util} :	calor útil para satisfacer la demanda de ACS (Wh)
\dot{q} :	ganancia de calor del fluido en términos de la longitud del CSP (W/m^2)
\bar{R} :	irradiación solar promedio mensual diaria en plano inclinado (J/m^2)
Ra :	número de Rayleigh (-)
Re :	número de Reynolds (-)
S_c :	área total del campo de colectores solares (m^2)
T :	temperatura ambiente ($^\circ\text{C}$)
T_{ACS} :	temperatura deseada para ACS ($^\circ\text{C}$)
$\bar{T}_{amb,mensual}$:	temperatura ambiente mensual promedio ($^\circ\text{C}$)
T_{Red} :	temperatura del agua de la red de tuberías ($^\circ\text{C}$)
$\bar{T}_{Red,anual}$:	temperatura anual promedio del agua de la red de tuberías ($^\circ\text{C}$)
U_b :	coeficiente de pérdidas de calor en la cubierta inferior ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
U_L :	coeficiente global de pérdidas de calor del CSP ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
U_t :	coeficiente de pérdidas de calor en la cubierta de vidrio ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
v_w :	velocidad del viento (m/s)
W :	ancho del CSP (m)

Símbolos griegos

α :	absorbancia (-)
β :	ángulo de inclinación del colector ($^{\circ}$)
δ :	espesor (m)
Δt :	diferencial del tiempo (s)
Δt_m :	cantidad total de segundos en un mes (s)
ΔT :	diferencia de temperaturas ($^{\circ}\text{C}$)
ε :	emisividad (-)
γ :	parámetro de ganancia de calor del fluido de trabajo (-)
Γ :	razón de energía del fluido de trabajo y el área del CSP (-)
μ :	viscosidad dinámica (kg/m s)
μ_w	viscosidad dinámica del fluido evaluado a la temperatura de pared (kg/m s)
ν :	viscosidad cinemática (m^2/s)
ρ :	densidad (kg/m^3)
ϱ :	difusividad térmica (m^2/s)
σ :	constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}^4$)
ς :	factor adimensional para el cálculo de T_{Red} (-)
τ_g :	transmitancia (-)
$(\tau_g \alpha_p)/(\tau_g \alpha_p)_n$:	modificador del ángulo de incidencia del colector (-)
ϑ :	factor adimensional para el cálculo de ς (-)

Subíndices

a :	capa de aire
amb :	referente al ambiente
b :	cubierta inferior
f :	fluido de trabajo
g :	cubierta de vidrio
i :	aislante
l :	MCF en fase líquida
m :	referente a la fusión del MCF

<i>nc</i> :	convección natural
<i>p</i> :	placa absorbedora
<i>p_b</i> :	parte inferior de la placa absorbedora
<i>s</i> :	MCF en fase sólida
<i>sky</i>	referente al cielo
<i>w</i> :	referente al viento

INTRODUCCIÓN

La energía solar está disponible en todo el mundo y es suficiente para satisfacer toda la demanda de energía humana (Stutz et al., 2017). Sin embargo, es una energía intermitente. Por lo tanto, los sistemas de almacenamiento de energía deben estar asociados con el aprovechamiento de energía solar para cubrir las necesidades energéticas. Entre todos los diferentes sistemas de almacenamiento de energía (hidroelectricidad por bombeo, almacenamiento de energía de aire comprimido, almacenamiento de energía de flotación, almacenamiento de energía electroquímica, capacitores, almacenamiento de hidrógeno, energía a gas, etc.), el almacenamiento de energía térmica es uno de los sistemas menos costosos y cuenta con una amplia gama de aplicaciones, tales como producción de electricidad (utilizando plantas solares termodinámicas concentradas), aplicaciones industriales (industria química, industria alimenticia, etc.) y aplicaciones de construcción (calefacción urbana, agua caliente sanitaria, confort térmico, etc.). Se usan diferentes técnicas para el almacenamiento de energía térmica. El más utilizado es el método de almacenamiento de calor sensible. Otras técnicas como el almacenamiento de energía latente y el almacenamiento de energía termoquímica han aparecido en las últimas dos décadas, ofreciendo una gran capacidad de almacenamiento de calor y una pérdida de calor reducida durante el período de almacenamiento. El nuevo material que implica cambio de fase parece ser prometedor dado su gran capacidad de almacenamiento de calor (Stutz et al., 2017).

El almacenamiento de calor latente utilizando Materiales de Cambio de Fase (MCF)

es uno de los métodos más eficientes para almacenar energía térmica (Sharma et al., 2009). Por lo que se han aplicado MCF para aumentar la capacidad de almacenamiento de energía térmica de diferentes sistemas. El uso de MCF proporciona una mayor capacidad de almacenamiento de calor y mejor comportamiento isotérmico durante la carga y la descarga en comparación con el almacenamiento de calor sensible (Zalba et al., 2003). Además, los sistemas de almacenamiento de energía térmica para el calor y el frío son necesarios para el buen funcionamiento de muchos procesos industriales, así como para prolongar el tiempo de operación del sistema bajo estudio. La alta densidad de almacenamiento de energía y la alta capacidad de potencia para cargar y descargar son propiedades deseables de cualquier sistema de almacenamiento. Estos sistemas de almacenamiento se han estudiado durante muchos años abordando diferentes problemas de los materiales utilizados, como la baja conductividad térmica. En la aplicación de MCF, el cambio de fase sólido-líquido se usa para almacenar una gran cantidad de energía en aplicaciones en sistema de baja temperatura (< 100 °C). Las sustancias utilizadas pueden ser orgánicas, tales como parafina y ácidos grasos o inorgánicas, tales como soluciones de sales acuosas; ambos muestran una sola temperatura de fusión cuando son puros, y un intervalo de fusión, cuando son mezclas, calefacción y refrigeración de edificios, desplazamiento de carga máxima, aplicaciones de energía solar y almacenamiento estacional (Oró et al., 2012).

Por otra parte, los colectores solares de placa plana se utilizan popularmente para agua caliente sanitaria o calefacción de espacios (Duffie y Beckman, 2013). Esta tecnología ha sido empleada a lo largo de estas últimas décadas y es uno de los sistemas solares térmicos más populares que representa el 80 % del mercado termosolar en todo el mundo (Philibert et al., 2006).

En las últimas décadas, esta tecnología ha ganado amplias aplicaciones en el sector industrial en todo el mundo, sin embargo, tales sistemas se han identificado con una

serie de problemas técnicos; por ejemplo, baja eficiencia en climas fríos, altas pérdidas de calor durante la noche y poca capacidad de aprovechamiento solar, así como algunos obstáculos económicos. Por tal motivo, ha surgido la necesidad de implementar la tecnología de MCF como tipo de almacenamiento de energía latente en sistemas termosolares, con el objetivo de mejorar la capacidad de almacenamiento de energía, así como prolongar el tiempo de operación de dichos sistemas y mejorar el comportamiento de su eficiencia (Regin et al., 2008).

Antecedentes

El estudio de MCF fue iniciado por Telkes y Raymond en la década de 1940, y recibió muchos intereses en el período de finales de 1970 y principios de 1980 durante la crisis energética cuando había sido ampliamente estudiado para su uso en diferentes aplicaciones especialmente en sistemas de calefacción solar debido a sus distintas ventajas operativas, sobre todo por su alta capacidad de almacenamiento de energía. Estos méritos han abierto fronteras y han ampliado sus aplicaciones a nivel mundial (Wang et al., 2015).

Los MCF han sido uno de los métodos para el almacenamiento de energía, los cuales han sido considerablemente estudiados. Existe una gran variedad de MCF (agua, hidratos de sal, ciertos hidrocarburos, aleaciones de metales y parafina) que se funden y se solidifican en un amplio intervalo de temperaturas, lo que los hace atractivos para la conservación de la energía en una serie de aplicaciones como son los intercambiadores de calor, diversas componentes de la edificación, uso en colectores solares, entre otros. Los MCF tienen una alta capacidad de calor latente y, al atravesar la fase de fusión-solidificación, pueden almacenar de 5 a 14 veces más calor por unidad de volumen que los materiales de almacenamiento sensibles mientras que la absorción y

liberación de calor ocurren a una temperatura casi constante (Sharma et al., 2009).

En particular en el tema de colectores solares, los primeros estudios fueron por parte de Pakrash et al. 1985, y Tiwari et al. (1988), los cuales estudiaron un sistema de calentador de agua con un tanque de almacenamiento separado, que contenía una capa de MCF encapsulados en el fondo del tanque y analizaron un sistema de almacenamiento de material de componente de cambio de fase para calentadores de agua al incorporar el efecto del flujo de agua a través de una placa paralela colocada en la interfaz sólido-líquido, respectivamente (Prakash et al., 1985) ; (Tiwari et al., 1988).

Kurklu et al. (2002) desarrollaron un nuevo tipo de colector solar de pared plana que constaba de dos secciones contiguas, una llena de agua y la otra con un MCF de parafina (Kürklü et al., 2002). Canbazouglu et al. (2005), investigaron la duración del almacenamiento de energía del agua caliente, el agua caliente producida y el calor total acumulado en tanques solares de almacenamiento de agua combinados con MCF (Canbazouglu et al., 2005). Cabeza et al. (2006) construyeron un sistema de calentador de agua al agregar un módulo MCF en la parte superior del tanque de agua, compensando la pérdida de calor de las capas superiores. Se aplicaron varios cilindros en la parte superior del tanque de agua e investigaron el rendimiento del sistema con dos, cuatro y seis módulos de MCF (Cabeza et al., 2011). Mettawee y Assassa (2006) investigaron el rendimiento térmico de un colector solar de pared plana de una sola unidad, donde la unidad de contenedor de la placa absorbidora se desempeñó simultáneamente como absorbedor de energía solar y un MCF como medio de almacenamiento.

Tarhan et al. (2006) evaluaron experimentalmente tres calentadores de agua solares de almacenamiento integrados trapezoidales para estudiar los efectos de los tipos de MCF, la ubicación de las unidades de almacenamiento de los MCF y las placas de ab-

sorción en el rendimiento del calentador de agua solar (Tarhan et al., 2006). Hassan y Beliveau (2008) propusieron un sistema de recolección de energía solar que consistía en un colector plano integrado y un tanque de almacenamiento MCF en una unidad funcional. Seeniraj y Narasimhan (2008) estudiaron numéricamente el rendimiento de una unidad del sistema térmico de calor latente con tubos con aletas y múltiples MCF empleando un modelo basado en entalpía con aplicación en energía solar. El lado de la carcasa contenía cinco MCF diferentes y el lado del tubo una disposición de aletas radiales con espesores uniformes que transportaban el fluido. El Qarnia (2009) estudió un modelo teórico para predecir el comportamiento térmico y el rendimiento de una unidad de almacenamiento de calor latente solar que consiste en una serie de tubos idénticos incrustados en el MCF. En su experimento, un fluido de transferencia de calor del colector solar pasa a través de los tubos y transfiere la energía de radiación solar absorbida al MCF dentro del tanque de almacenamiento.

Papadimitratos et al., 2016 presentaron un método novedoso para la integración de MCF en colectores solares de tubo evacuado para el calentamiento de agua. El beneficio de este método incluye una funcionalidad mejorada mediante la liberación retardada de calor, proporcionando así agua caliente durante las horas de gran demanda o cuando la intensidad solar es insuficiente. Los resultados de este estudio experimentaron un aumento de la eficiencia en un 26 % para el funcionamiento normal y un 66 % para el modo de estancamiento, en comparación con los calentadores de agua solares estándar que carecen de materiales de cambio de fase. Su et al., 2017 integraron un MCF dentro de un colector FV/T basado en aire. Los parámetros eléctricos y térmicos como la temperatura de la celda solar, la temperatura de salida del aire, la potencia eléctrica, la potencia térmica, la eficiencia eléctrica, la eficiencia térmica y la eficiencia general se simularon y analizaron para evaluar el rendimiento dinámico del colector híbrido fotovoltaico-térmico. Se encontró que la eficiencia total del colector fotovoltaico-

térmico en el modo de “material de cambio de fase superior” es 10.7 % más alto que en el modo “sin material de cambio de fase” (Su et al., 2017). Hasan et al., 2018 realizaron un estudio experimental para emplear MCF como materiales de aislamiento térmico al incorporar capas en las paredes y el techo. El efecto de MCF y su función en la mejora del rendimiento térmico y el confort térmico se estudió experimentalmente. Los resultados obtenidos mostraron una reducción en la temperatura interior de la zona y la reducción en la carga de enfriamiento y, como resultado, el ahorro en el consumo de electricidad con el uso de MCF como materiales de aislamiento.

Planteamiento del problema

A medida que aumenta la demanda de confort térmico de los edificios, el consumo de energía aumenta. Por ejemplo, en Francia, el consumo de energía de los edificios ha aumentado en un 30 % durante los últimos 30 años. Las viviendas y los edificios terciarios son responsables del consumo de aproximadamente el 46 % de todas las energías y aproximadamente el 19 % de las emisiones totales de CO₂. Hoy en día, los sistemas de almacenamiento de energía térmica son esenciales para reducir la dependencia de los combustibles fósiles y contribuyen a un uso más eficiente de la energía (Kuznik et al., 2011).

Aunque las tecnologías de energía renovable contribuyen a aproximadamente el 1 % del suministro mundial de energía, se están realizando numerosos esfuerzos para cambiar el paradigma de la fuente de energía de los combustibles fósiles a las fuentes alternativas. El colector de canal parabólico y los colectores solares concentradores son tecnologías de base renovable integradas con el sistema de generación de energía. La generación directa de vapor es una de esas áreas que ha sido explorada ampliamente por investigadores. Del mismo modo, las tecnologías fotovoltaica y eólica se integran

principalmente en la industria de desalinización de agua. Aunque la tecnología fotovoltaica está continuamente superando sus límites, se necesitan mejoras adicionales para su mejor rendimiento (Khan et al., 2017).

Los MCF se utilizan como la forma más antigua de almacenar energía, la cual se remonta desde hace 350 años con la recolección de hielo natural o nieve de lagos, ríos y montañas para la conservación de alimentos, bebidas frías y refrigeración espacial. Recientemente, se está llevando a cabo una investigación en MCF para el almacenamiento térmico de energía en plantas de energía solar concentrada (Li y Wu, 2012). La tecnología de almacenamiento de energía térmica permite un mejor despacho de la producción de energía de las plantas de energía solar concentrada y aumenta el factor de capacidad anual de la planta. La mayoría de los sistemas de almacenamiento de energía térmica existentes para el almacenamiento a alta temperatura actualmente utilizan almacenamiento de calor sensible en sales fundidas, aceites minerales o aceites sintéticos, que es costoso y requiere grandes volúmenes de materiales de almacenamiento. De tal modo, en comparación con el almacenamiento sensible de calor, los MCF permiten que se almacenen grandes cantidades de energía en volúmenes relativamente pequeños, lo que resulta en algunos de los costos de almacenamiento más bajos de cualquier concepto de almacenamiento (Tay et al., 2017).

Por tal motivo, el uso de MCF para el almacenamiento térmico de energía propiciará la mejor producción de sistemas fototérmicos a pequeña y gran escala. El propósito del presente trabajo consiste en el desarrollo de un modelo matemático de balance de energía para la modelación en estado transitorio que permita estimar las temperaturas de los componentes principales de un colector solar plano empleando MCF, con el fin de prolongar el tiempo de operación del sistema y cuantificar las variables importantes que afecten el rendimiento térmico del colector, con el motivo de optimizarlo, de manera

que mejore su eficiencia térmica en presencia de MCF.

Objetivo general

Modelar un colector solar plano integrado con materiales de cambio de fase con fines de prolongar el tiempo de operación del sistema.

Objetivos específicos

- Generar un modelo teórico mediante ecuaciones gobernantes de los procesos de transferencia de calor y balance de energía de un colector solar plano y cuantificar parámetros importantes, tales como calor útil (Q_u), ganancia térmica de temperatura (ΔT), entre otros.
- Modelar el CSP con y sin MCF para la ciudad de Mérida, sujeto a diferentes variables ambientales y de operación, tales como irradiancia solar (G_t), velocidad del viento (v_v), temperatura ambiente (T_{amb}), entre otras.
- Realizar una análisis de factibilidad económica para los sectores residencial e industrial y comprobar si el sistema es redituable para ambos escenarios.

Capítulo 1

COLECTORES SOLARES PLANOS (CSPs)

El colector solar es un tipo de intercambiador de calor, en el cual, este se produce entre una fuente de distancia y un fluido de transferencia de calor fluyendo en el colector. Este se compone principalmente de una cubierta de vidrio la cual permite la transmisión de la radiación solar, una placa absorbidora la cual capta la radiación y la convierte en energía para entregarla al fluido de trabajo del colector, así como también un cubierta inferior y una capa de aislante térmico para minimizar las pérdidas por transferencia de calor con el medio ambiente. La radiación solar incide sobre la placa de absorción del colector y la energía térmica es transferida al fluido. Según su diseño, los colectores solares pueden clasificarse como de tipo concentrador y no concentrador. Los de tipo no concentrador se pueden dividir a su vez en Colectores de Placa Plana (CPP) también denominados Colectores Solares Planos (CSPs) y Colectores de Tubo Evacuado (CTE). Los CSPs son los colectores más comunes y los más primitivos también (Pandey y Chaurasiya, 2017). Un colector sin concentración tiene la misma área para interceptar y absorber la radiación solar, mientras que un concentrador con seguimiento solar usualmente tiene superficies reflectantes cóncavas para interceptar y enfocar la radiación solar a un área de recepción más pequeña, aumentando así el flujo de radiación. Los colectores de concentración son adecuados para aplicaciones

de altas temperaturas. Los colectores solares también se pueden distinguir por el tipo del fluido de transferencia de calor utilizado (agua, líquido no congelante, aire o aceite). Una gran cantidad de colectores solares se encuentran disponibles hoy en día en el mercado (Kalogirou, 2013).

Debido a los crecientes problemas de energía, la energía solar se ha contemplado como una fuente de energía infinita. El colector solar ha sido enormemente estudiado en este asunto. Muchos de los nuevos diseños han sido desarrollados después de 1990. Se están llevando a cabo varios trabajos de investigación en el mundo para mejorar el rendimiento térmico de la placa plana. Los polímeros se utilizan para construir novedosos colectores con el fin de reducir su peso. El uso de nanofluidos hace que los colectores sean compactos dando el mismo resultado que el de los grandes colectores, pero en tamaños comparativamente más pequeños (Faizal et al., 2013).

Los colectores solares de placa plana se usan normalmente para aplicaciones tales como calentamiento de agua, calefacción de espacios, para proporcionar calor de proceso en industrias, etc. En estas aplicaciones prácticas, los colectores están obligados para trabajar bajo condiciones dinámicas. Para un análisis adecuado de la temperatura y su rendimiento térmico, el análisis dinámico es importante. El modelo de estado permanente de un CSP no considera las condiciones dinámicas, por lo tanto, es necesario construir un modelo dinámico. Muchos investigadores han trabajado en este tema para construir varios modelos (Pandey y Chaurasiya, 2017). En la Figura 1.1 se presenta un colector solar de placa plana típico.



Figura 1.1: Colector solar de placa plana

1.1. Panorama mundial de la energía solar térmica

De acuerdo a los reportes publicados en el informe Solar Heat Worldwide 2018, el cual comprende los datos del mercado de la energía solar térmica de 66 países que cubren aproximadamente el 95 % del mercado en todo el mundo, la capacidad solar térmica global en funcionamiento en el mundo a finales de 2017 fue de 470 GW, mientras que el rendimiento global de energía solar térmica fue de 390 TWh (Weiss y Spörk-Dür, 2018).

En comparación con el año 2016, las nuevas instalaciones disminuyeron un 4.2 % en 2017. El desarrollo más crucial se produjo en China, donde por cuarto año consecutivo el mercado sufrió un decremento respecto al año anterior. Después de una disminución de -17 % en 2014 y 2015 y una disminución de 9 % en 2016, esta tendencia continuó en 2017 con un descenso del 6 %. Además de esta tendencia general en China, es notable que en 2017 se notó un aumento de la capacidad instalada de colectores solares de placa plana, mientras que la tecnología de tubo de vacío sufrió una disminución en su capacidad instalada.

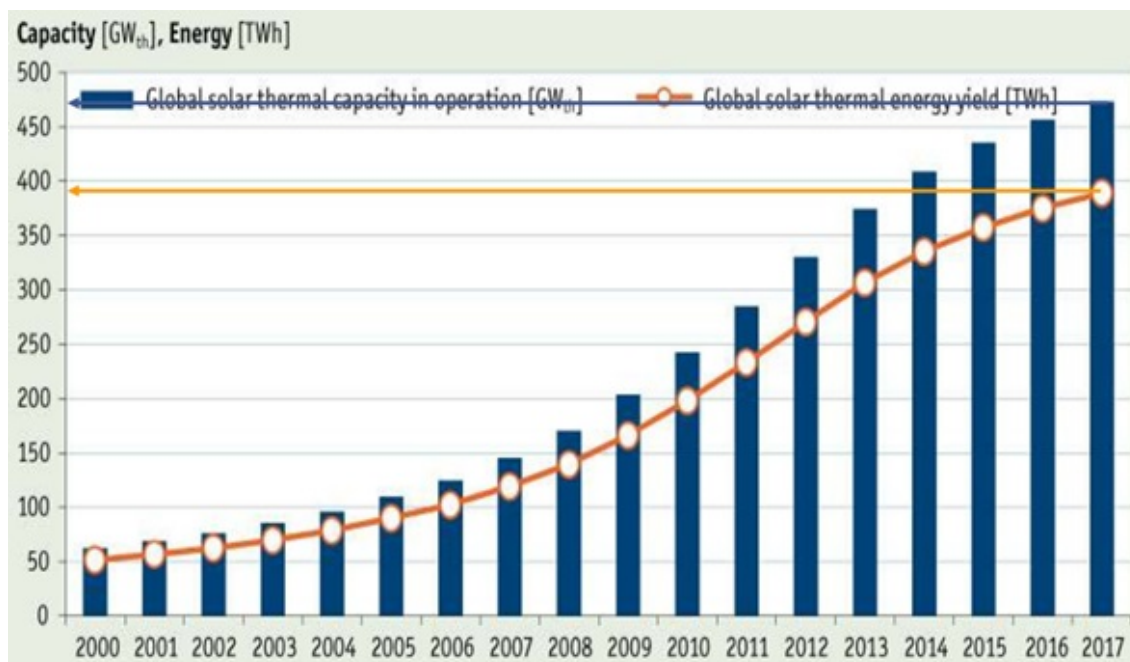


Figura 1.2: Capacidad solar térmica global en funcionamiento. y rendimientos energéticos anuales 2000 - 2017

El crecimiento positivo del mercado se registró en India (26%), México (7%) y en Turquía (4%). Sistemas de calefacción de distrito con apoyo solar a escala de megawatts y calefacción solar y las aplicaciones de refrigeración en el sector comercial e industrial han ganado creciente interés en todo el mundo.

En cuanto a la capacidad instalada de calentadores solares a nivel mundial se contaba con una capacidad instalada a finales del 2016 de 456 GW, contemplando colectores con cubierta y sin cubierta de vidrio, tal como se observa en la Figura 1.3.

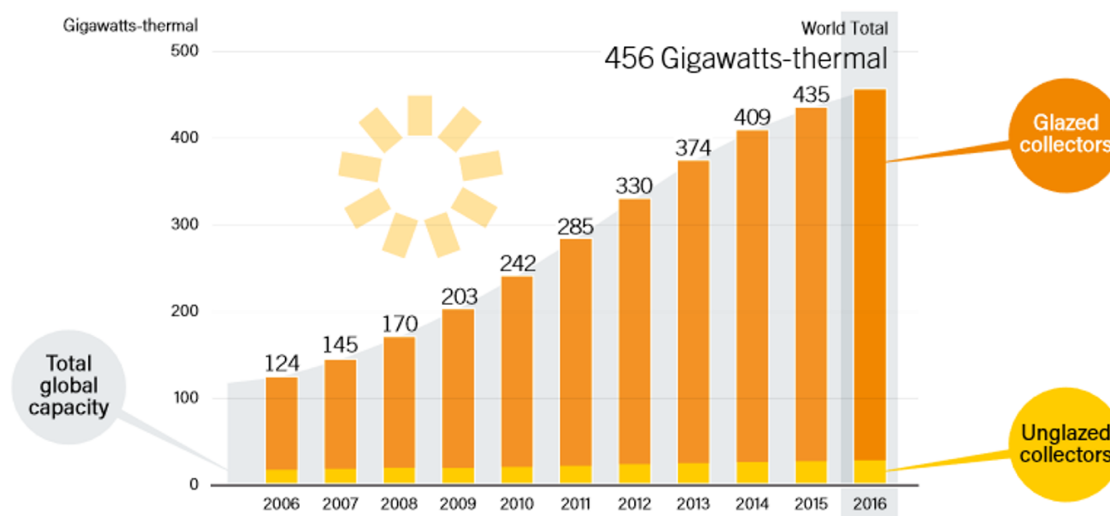


Figura 1.3: Capacidad global instalada de calentadores solares de agua

1.2. Componentes de un CSP

Los principales componentes de los CSP se muestran en la Figura 1.4 y se describen a continuación:

- Cubierta: una o más placas de vidrio o cualquier otro material transmisor de la radiación solar.
- Conductos para el transporte del fluido: tubos que conducen o dirigen el fluido de transferencia de calor desde la entrada hasta la salida.
- Placa absorbedora: placa plana, corrugada o ranurada a la cual se le adjunta los tubos o conductos para la circulación del fluido de trabajo. La placa es usualmente recubierta con una capa de alta absorbancia y baja emitancia.
- Encabezado: tuberías y conductos para admitir y descargar el fluido.
- Aislamiento: material de baja conductividad térmica empleado para minimizar el calor de la parte posterior y por los laterales del colector.

- Carcasa: contenedor que rodea los componentes antes mencionados y los protege del polvo, la humedad y cualquier otro material.

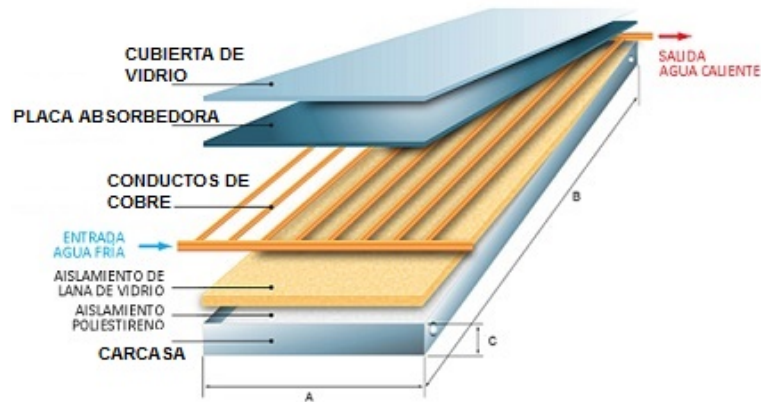


Figura 1.4: Componentes de un CSP

Los CSP se han construido en una amplia variedad de diseños y desde muchos materiales diferentes. Se han usado para calentar fluidos como agua, agua más aditivo anticongelante, o aire. Su principal objetivo es recolectar tanta energía solar como sea posible al menor costo total posible. De igual manera, el colector debe tener una vida útil prolongada, a pesar de los efectos adversos de la radiación solar, corrosión y obstrucción debido a la acidez, alcalinidad o dureza del fluido de transferencia de calor, la congelación de agua o la deposición de polvo o humedad en la cubierta de vidrio y rotura del mismo debido a la expansión térmica, el granizo, el vandalismo u otras causas. Estas causas se pueden minimizar mediante el uso de vidrio templado (Kalogirou, 2013).

1.3. Aplicaciones de los CSPs

El uso principal de esta tecnología se presenta en edificios residenciales donde la demanda de agua caliente tiene un gran impacto en las facturas de energía. Esto ge-

neralmente significa una situación con una gran familia, o una situación en la que la demanda de agua caliente es excesiva debido al frecuente lavado de ropa. Las aplicaciones comerciales incluyen lavanderías, lavaderos de automóviles, instalaciones militares de lavandería y establecimientos de comidas.

Del mismo modo, la tecnología también se puede usar para calefacción de espacios si el edificio está ubicado fuera de la red o si la energía de la red pública está sujeta a interrupciones frecuentes. Es muy probable que los sistemas solares de calentamiento de agua sean rentables para instalaciones con sistemas de calentamiento de agua que son caros de operar, o con operaciones tales como lavanderías o cocinas que requieren grandes cantidades de agua caliente.

Los colectores de líquidos no vidriados se usan comúnmente para calentar agua para piscinas. Debido a que estos colectores no necesitan soportar altas temperaturas, pueden usar materiales menos costosos como plástico o caucho. Tampoco requieren protección contra congelamiento porque las piscinas generalmente solo se usan en climas cálidos o se pueden drenar fácilmente durante el clima frío. Si bien los colectores solares son más rentables en áreas soleadas y templadas, pueden ser rentables prácticamente en cualquier parte del país.

En la Figura 1.5 se describen cada una de las aplicaciones de los sistemas termosolares, así como el impacto que tienen cada uno de estos.

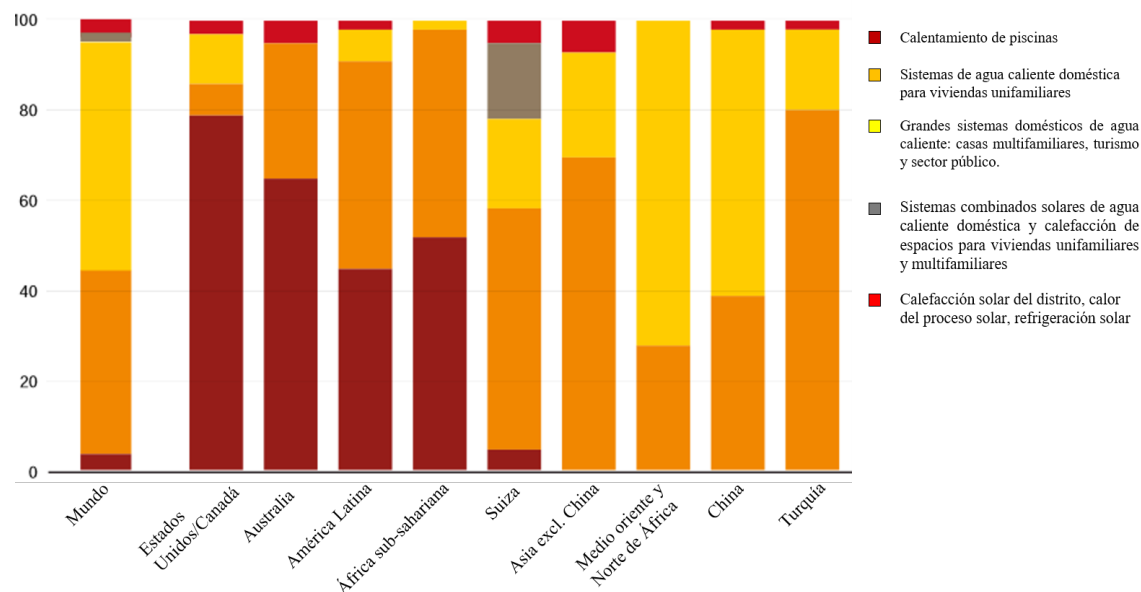


Figura 1.5: Diferentes aplicaciones de los sistemas termosolares

1.4. Avances tecnológicos en CSPs

Como se ha mencionado anteriormente, para aprovechar efectivamente la energía del Sol se deben aplicar técnicas y metodologías novedosas para dicho fin. Estas técnicas tienen como objetivo aumentar la eficiencia térmica y el rendimiento general del colector. A lo largo de estos últimos años se han realizado numerosos estudios cuyo fin es mejorar el rendimiento del colector. Las técnicas incluyen la implementación de diferentes materiales en la construcción del colector, el diseño de la placa de absorción, el uso de diferentes fluidos de transferencia de calor entre otros (Pandey y Chaurasiya, 2017).

A continuación se describen diversas áreas de estudio para el mejoramiento del rendimiento de CSPs (Pandey y Chaurasiya, 2017).

Empleo de polímeros en el material del colector

Ventajas: más económicos en comparación con los colectores de metal (el costo del material y la manufactura es menor), más livianos.

Propiedades deseadas: índice de reflectividad alto, baja emisividad y alta durabilidad a los rayos UV, compatibles con cualquier fluido de transferencia de calor.

Logros alcanzados: Rendimiento similar a colectores convencionales y eficiencia directamente proporcional al flujo másico

Nanofluidos como fluidos de transferencia de calor

Ventajas: costo efectivo, amigables con el medio ambiente, compactos, livianos, mayor eficiencia que los fluidos empleados convencionalmente.

Propiedades deseadas: debería ser estable durante un período de tiempo prolongado a temperaturas variadas, es decir, no deberían ir bajo aglomeración. Las nanopartículas utilizadas para fabricar nanofluidos deben tener una alta conducción térmica, una gran área superficial y buenas propiedades mecánicas y ópticas.

Logros alcanzados:

- Aumento de la eficiencia con el aumento en el número de nanopartículas.
- Disminución de la eficiencia mediante la disminución del caudal del nanofluido.
- Se puede mejorar el fenómeno de transferencia de calor y el coeficiente de convección superior obtenido sin un aumento considerable en el factor de fricción y la potencia de bombeo.
- La eficiencia disminuye con el aumento en fracciones de peso y tamaño de partículas.
- La ganancia de calor general aumenta.

- El nanofluido a base de CuO y Cu muestra buenas mejoras térmicas.
- La reducción del área del colector se puede lograr con la ayuda de nanofluidos de alta densidad.

Innovación en el diseño de la placa absorbedora

Ventajas: incremento en la energía absorbida de la radiación solar.

Propiedades deseadas: debe ser capaz de absorber efectivamente diferentes longitudes de onda de luz.

Logros alcanzados:

- El absorbente en tándem de cinco capas mostró una alta estabilidad térmica a altas temperaturas durante un largo período de tiempo hora.
- El colector de Bond demostró ser útil en la personalización y optimización de patrones de flujo dentro del absorbedor, sin embargo, es difícil de fabricar.
- El amortiguador de patrones Chevron, debido a su diseño único, tiene un coeficiente de pérdida general bajo, por lo que es económico y más eficiente que los colectores convencionales.

Técnicas para la minimización de pérdidas de calor

Ventajas: mayor eficiencia debido a la disminución de la pérdida de calor.

Propiedades deseadas: La técnica utilizada debe ser rentable, debe disminuir la pérdida de calor por convección y radiación a los alrededores.

Logros alcanzados:

- El uso de otros gases inertes en el hueco del absorbedor de vidrio, en lugar de aire, demuestra ser efectivo, más delgada, y los colectores se pueden fabricar a

precios razonables utilizando esta técnica.

- El colector de doble vista es mejor que el colector de simple vista.
- Agregar protector térmico debajo de los tubos que transportan fluido disminuye la pérdida de calor, lo que resulta en una mayor eficiencia.

Empleo de materiales de cambio de fase

Ventajas: elimina la necesidad de unidades de almacenamiento que hagan que los sistemas de calentamiento de agua sean menos voluminosos y proporciona una gran capacidad de espacio y tiene un comportamiento isotérmico durante la fusión.

Propiedades deseadas: temperatura de transición de fase adecuada, calor de transición latente, alta conductividad térmica en ambas fases líquidas y sólidas, alta densidad, pequeño cambio de volumen, baja presión de vapor, estabilidad química y costo eficaz.

Logros alcanzados: la distribución de temperatura de la matriz de espuma de aluminio saturada con parafina fue mejor que la de parafina sola, además, tienen una mayor eficiencia térmica que los colectores convencionales.

Capítulo 2

MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (MCF)

Un material de cambio de fase también llamado de almacenamiento de calor latente, es un material que tiene una alta capacidad para almacenar y liberar una gran cantidad de calor dentro de un intervalo de temperatura constante, lo cual lo convierte en uno de los materiales más atractivos para el almacenamiento de calor. Sus campos de aplicación incluyen electrónica, refrigeración, recuperación de calor residual, domótica, telecomunicaciones y equipo microprocesador. Recientemente, los MCF han sido ampliamente utilizados en sistemas de aprovechamiento de energía solar (Wang et al., 2015).



Figura 2.1: Fases de operación de un MCF

2.1. Características de los MCF

Los MCF son materiales de almacenamiento de calor “latent”. La transferencia de energía térmica se produce cuando un material cambia de sólido a líquido, o de líquido a sólido. Esto se llama un cambio de estado, o “Fase”.

Inicialmente, estos materiales actúan de manera similar a los materiales de almacenamiento de calor sensible, donde la temperatura se incrementa linealmente con la entalpía del sistema, pero con el tiempo, el calor se absorbe o se libera a una temperatura casi constante con un cambio en el estado físico (Figura 2.2). Estos materiales pueden almacenar de 5 a 14 veces más calor por unidad de volumen que los materiales de calor sensible, tales como el agua, rocas, etc. (Khan et al., 2017).

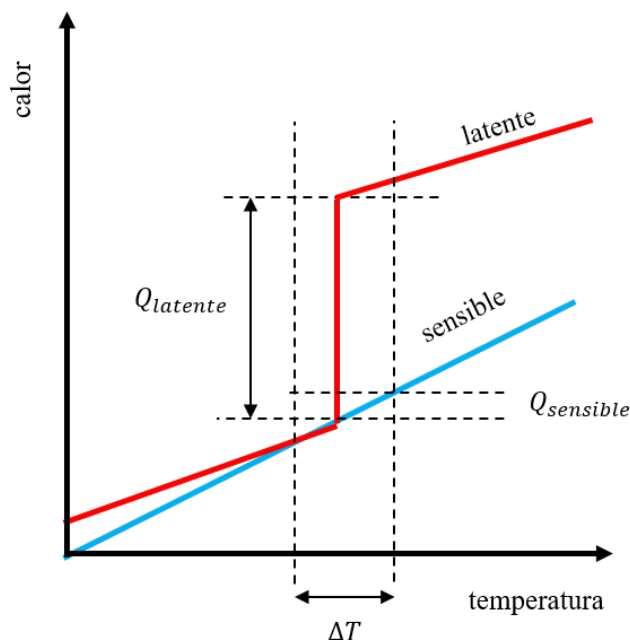


Figura 2.2: Comparación entre almacenamiento por calor latente y sensible

No obstante, durante la elección de MCF para su uso en sistemas de almacenamiento por calor latente, se deben considerar ciertas propiedades termodinámicas, cinéticas y químicas deseables tales como se describen brevemente a continuación.

2.1.1. Propiedades Térmicas

Algunas de las propiedades térmicas con las que debe contar un MCF para un desempeño óptimo son:

- Temperatura de transición de fase adecuada
- Alto calor latente de transición
- Óptima transferencia de calor

Seleccionando un MCF para una aplicación en particular, la temperatura del sistema a operar ya sea para calentar o enfriar debe coincidir con la temperatura de transición del MCF. El calor latente debe ser lo más alto posible, especialmente sobre una base volumétrica, para minimizar el tamaño físico del sistema de almacenamiento del material, así como poseer una alta conductividad térmica, lo cual mejoraría la generación del ciclo de carga y descarga del MCF.

2.1.2. Propiedades Físicas

Dentro de las propiedades físicas con las que debe contar el MCF se encuentran las siguientes:

- Fase de equilibrio favorable
- Alta densidad
- Baja presión de vapor

La estabilidad de la fase durante la fusión o solidificación del material ayudaría al sistema de almacenamiento de calor y la alta densidad es deseable para permitir un menor tamaño de contenedor de almacenamiento. Así mismo, pequeños cambios de volumen durante el cambio de fase y la baja presión de vapor reduciría el problema de contención.

2.1.3. Propiedades Cinéticas

El superenfriamiento ha sido un aspecto problemático en el desarrollo de los MCF, particularmente para los hidratos de sal. Por tal razón, se deben tomar en consideración algunas propiedades cinéticas, tales como:

- Ausencia de superenfriamiento
- Tasa de cristalización suficiente

2.1.4. Propiedades Químicas

Finalmente, se deben considerar las propiedades químicas en un MCF, ya que estos pueden sufrir degradación a través de la pérdida de agua, descomposición química o incompatibilidad con algunos materiales de construcción. Del mismo modo, no deben ser tóxicos, inflamables y explosivos.

En la Tabla 2.1 se presenta una comparación de diferentes MCF con sus intervalos de temperatura de operación, intervalo de calor de fusión y el área de aplicación deseada.

Tabla 2.1: Tabla comparativa de MCF adecuados para diversas aplicaciones

Tipo de material	Intervalo de temperatura de fusión (°C)	Intervalo de calor de fusión (kJ/kg)	Aplicación deseada
Inorgánicos, inorgánicos eutécticos, inorgánicos no eutécticos y orgánicos	60 a 105	120 a 280	sistemas de enfriamiento por absorción
Inorgánicos y orgánicos	80 a 120	165 a 340	sistema de absorción por refrigeración
Inorgánicos, inorgánicos eutécticos, orgánicos y ácidos grasos	18 a 38	120 a 296	sistemas de recolección de calor residual
Eutécticos, eutécticos orgánicos, eutécticos inorgánicos, orgánicos, inorgánicos, ácidos grasos e hidratos de sal	-10 a 15	18 a 333	sistemas de evaporación
Hidratos de sal, orgánicos, eutécticos, parafinas y sales inorgánicas	-30 a 100	105 a 332	sistemas de almacenamiento en frío

2.2. Almacenamiento de calor con MCF

La transición de sólido-gas y líquido-gas presenta un cambio de fase con gran cantidad de calor latente, sin embargo, el gran volumen durante su transición está asociados con problemas de contención, y descarta su utilidad potencial en sistemas de almacenamiento térmico. Estos grandes cambios de volumen hacen que el sistema sea complejo y no práctico. Por otra parte, las transformaciones sólido-líquido tienen calor latente mucho más pequeño que el líquido-gas, sin embargo, tales transformaciones cambian de orden del 10% o menos en su volumen. Las transiciones sólido-líquido han demostrado ser atractivamente económicas para uso en sistemas de almacenamiento de energía térmica. Los MCF no pueden usarse como medios de transferencia de calor. Un medio de transferencia de calor por separado debe ser empleado con un intercambiador de calor de por medio para transferir energía de la fuente al MCF y del

MCF a la carga (Abhat, 1983).

Cualquier sistema de almacenamiento de energía de calor latente, posee al menos tres componentes:

- (1) un MCF adecuado con un punto de fusión dependiente del intervalo de temperatura de trabajo
- (2) una superficie de intercambio de calor adecuada
- (3) un recipiente adecuado compatible con el material

Por lo tanto, el desarrollo de un sistema de almacenamiento de energía térmica por calor latente implica la consideración de tres parámetros esenciales: materiales de cambio de fase, sistemas contenedores e intercambiadores de calor.

Una amplia gama de técnicas disponibles para almacenar energía térmica a baja temperatura se muestran en la Figura 2.3.

2.3. Clasificación de los MCF

Un gran número de materiales de cambio de fase (orgánicos, inorgánicos y eutécticos) están disponibles en cualquier intervalo de temperatura. En la Figura 2.4 se presenta una clasificación de los MCF (Wang et al., 2015).

Existe una gran cantidad de materiales químicos orgánicos e inorgánicos, que pueden ser identificados como MCF desde el punto de vista de su temperatura y calor latente de fusión. Sin embargo, a excepción del punto de fusión dentro del intervalo de la temperatura de operación, la mayoría de los materiales de cambio de fase no satisfacen

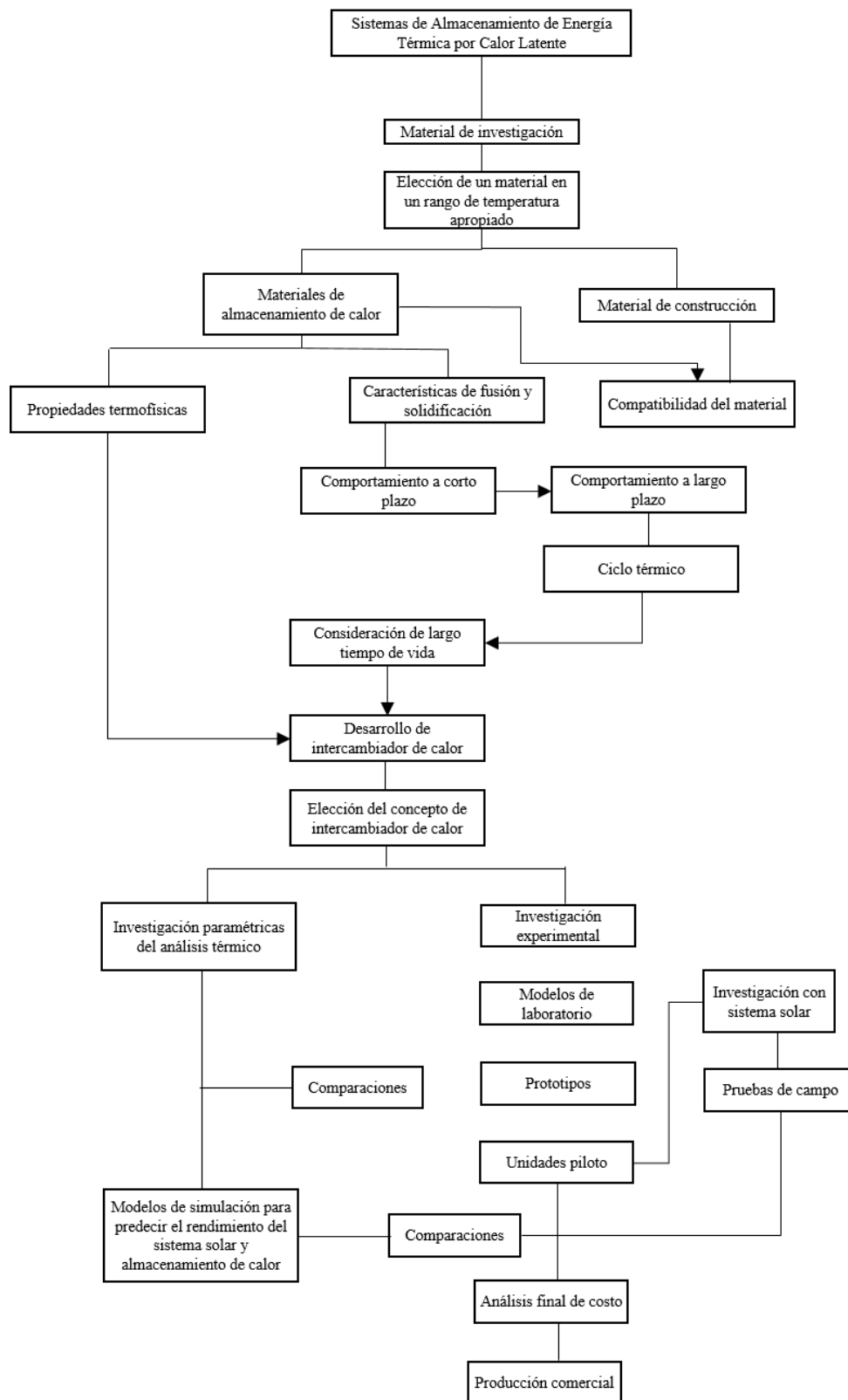


Figura 2.3: Diagrama de flujo mostrando diferentes escenarios envueltos en el desarrollo de sistemas de almacenamiento por calor latente

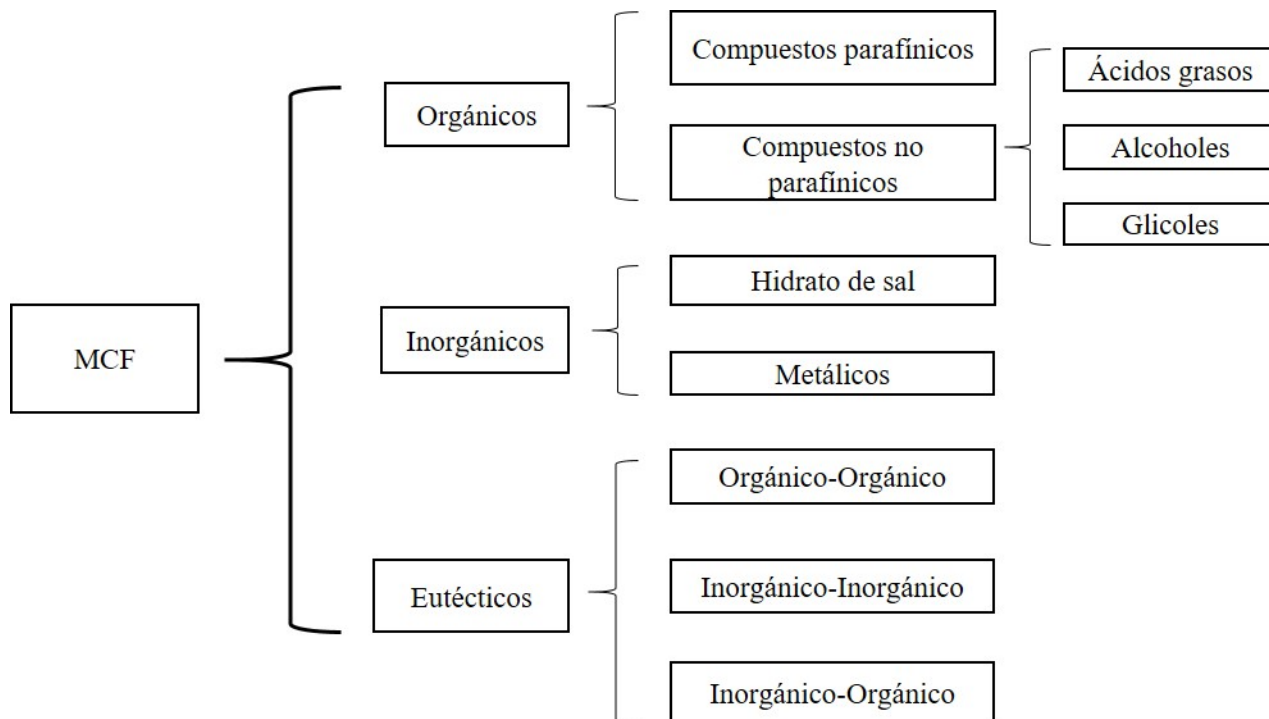


Figura 2.4: Clasificación de un MCF

los criterios requeridos para un medio de almacenamiento adecuado. Debido a que no solo el material puede tener todas las propiedades requeridas para una cierta aplicación, se debe optar por emplear otros medios de almacenamiento térmico y tratar de compensar algunas de las propiedades físicas mencionadas con un sistema diseñado adecuadamente. Por ejemplo se pueden usar aletas metálicas para incrementar la conductividad térmica de los materiales, y se puede evitar el sobreenfriamiento usando ciertos espesores adecuados del MCF (Sharma et al., 2009).

2.3.1. MCF orgánicos sólido-líquido

Los MCF orgánicos sólido-líquido se dividen en materiales parafínicos y no parafínicos (ácidos grasos, alcoholes y glicoles). Tales materiales tienen una temperatura de cambio de fase estable, no presentan nucleación (sin subenfriamiento) y generalmente no

son corrosivos (Kuznik et al., 2011).

2.3.1.1. Materiales parafínicos

La parafina pertenece a una familia de hidrocarburos saturados con propiedades similares y fórmulas moleculares de tipo C_nH_{2n+2} con cadenas de hidrocarburos rectas. En general, cuanto más larga es la longitud de la cadena de hidrocarburos (más átomos de carbono de parafina) es mayor la temperatura de fusión del material. Tales materiales son seguros, confiables, predecibles, poco costosos, no son corrosivos y tienen baja presión de vapor. Sin embargo, poseen algunas propiedades indeseables tales como baja conductividad térmica, no son compatibles con contenedores de plástico, y son moderadamente inflamables. Así mismo, presentan cambios de volumen altos de fase sólida a líquida, a diferencia de otros materiales (Su et al., 2015).

2.3.1.2. Materiales no parafínicos

Son materiales orgánicos que no son parafinas, como ésteres, ácidos grasos, alcoholes y glicoles, que pueden ser utilizados como MCF. Representan al mayor grupo de materiales candidatos para almacenamiento de calor latente, en particular, los ácidos grasos, compuestos de carbono (C), hidrato (H) y oxígeno (O). Sin embargo, presentan la desventaja que son inflamables y por lo tanto no deben ser expuestos a temperaturas excesivamente altas, llamas o agentes oxidantes. Otra propiedad de estos materiales es que cuentan con un alto calor de fusión, baja conductividad térmica, y presentan un cierto grado de nivel de toxicidad e inestabilidad a altas temperaturas.

2.3.2. MCF inorgánicos sólido-líquido

2.3.2.1. Hidratos de sal

Los hidratos de sal son los MCF más antiguos y más estudiados, que pueden considerarse como aleaciones de sales inorgánicas y agua, formando un sólido cristalino típico de fórmula general AnH_2O (donde A es el componente de sal, n es el número molecular y H_2O representa el agua). Los hidratos son una deshidratación de la sal, aunque este proceso se asemeja a la fusión o congelación termodinámica. En el punto de fusión los cristales hidratados se rompen en una sal anhidra y agua y el comportamiento del hidrato de sal puede ser identificado como congruentes, incongruentes y fusión semi-congruente. La fusión congruente se produce cuando la sal anhidra es completamente soluble en su agua de hidratación a la temperatura de fusión. La fusión incongruente se produce cuando la sal no es completamente soluble en su agua de hidratación en la fusión y la fusión semi-congruente se produce cuando las fases de líquido y el sólido se encuentran en equilibrio durante una transición de fase.

Las propiedades atractivas de los hidratos de sal son: (1) alto calor latente de fusión por unidad de volumen, (2) conductividad térmica relativamente alta (casi el doble de la parafina), y (3) pequeños cambios de volumen de fusión, es decir, menos efecto de estrés térmico. Sin embargo, presentan problemas de superenfriamiento y segregación de fase asociados a su aplicaciones (Sharma y Sagara, 2005).

2.3.2.2. Metales

Los metales o cualquier aleación que cuentan con un bajo punto de fusión sus aleaciones pueden ser utilizados como materiales de almacenamiento de energía de calor latente. Estos metales tienen alta conductividad térmica, buena conductividad eléctrica, baja presión de vapor, bajo calor de fusión por unidad de peso pero alto calor de

fusión por unidad de volumen, y pequeño cambio de volumen durante la transición de fase. Por lo tanto, si cierto metal o la aleación de metal se utiliza como MCF, la capacidad de transferencia de calor será significativamente mejor en comparación con los MCF tradicionales (Ge et al., 2013).

2.3.3. MCF eutécticos

Tales materiales constan normalmente de dos o más componentes de baja temperatura de fusión, cada uno de los cuales se funde y se congela congruentemente para formar una mezcla de cristales de los componentes durante la cristalización. La principal ventaja de los materiales eutécticos sobre otros tipos de MCF es que sus puntos de fusión se pueden ajustar mediante la combinación de diferentes porcentajes de componentes. Por ejemplo, el tetradecano puede ser combinado con octadecano, docosano y hexadecano para lograr un intervalo de temperatura de fusión de 1.5-5.6 °C. Del mismo modo, los eutécticos también poseen alta conductividad térmica y densidad y no experimentan segregación y sobre enfriamiento. Sin embargo, el calor latente y el calor específico son mucho más pequeños que los hidratos de sal y la parafina (Sharma et al., 2009).

2.4. Aplicaciones de los MCF

Existe una gran cantidad de áreas de aplicaciones de los MCF. Tales aplicaciones se pueden dividir en dos grupos principales: protección térmica o inercia, y almacenamiento. Una diferencia entre estos dos campos importantes de aplicación se relaciona con la temperatura y la conductividad del material. En algunos casos de protección térmica es conveniente tener bajos valores de conductividad, mientras que en los sistemas de almacenamiento, valores tan bajos pueden producir un problema real, ya que

puede haber suficiente energía almacenada pero capacidad insuficiente para eliminar esta energía eficazmente (Zalba et al., 2003).

Algunas de las áreas de aplicación de los MCF son:

- Almacenamiento térmico de energía solar
- Almacenamiento pasivo en edificios bioclimáticos
- Enfriamiento: uso de velocidades pico y reducción de potencia instalada
- Calefacción y agua caliente sanitaria: utilizando la tasa de pico y la adaptación de curvas de descarga
- Seguridad: estabilidad de temperaturas en habitaciones con computadoras o aparatos eléctricos
- Protección térmica de comida: transporte, hotelería, helados, etc., agroindustria de alimentos, vino, productos lácteos e invernaderos
- Protección térmica de dispositivos electrónicos (integrados en aparatos)
- Aplicaciones médicas: transporte de sangre, mesas de operaciones, terapias frías-calientes
- Enfriamiento de motores (eléctricos y de combustión)
- Confort térmico en vehículos
- Atenuación de picos de temperatura en reacciones químicas exotérmicas
- Sistemas térmicos de naves espaciales
- Plantas solares de potencia

Capítulo 3

MODELACIÓN DEL COLECTOR SOLAR PLANO

3.1. Modelación del CSP en estado permanente

En esta sección se presenta la modelación del CSP en régimen permanente o estacionario, para lo cual se realiza un balance de energía global en cada sección del colector, dividido en un número finito de secciones con el fin de resolver un sistema matricial de temperaturas correspondientes a cada elemento del colector.

La resolución de tales ecuaciones permite obtener los perfiles de las temperaturas involucradas en cada zona del colector (cubierta de vidrio, placa absorbedora, fluido de transferencia de calor y cubierta inferior del CSP).

Del mismo modo, en tal sistema de ecuaciones se consideran parámetros ambientales, tales como la radiación solar, temperatura ambiente, velocidad del viento, además, se consideran los coeficientes de transferencia de calor presentes en el colector, así como parámetros ópticos, y de operación del mismo.

Para la resolución de las ecuaciones gobernantes del colector se realizaron las siguientes suposiciones:

- Flujo uniforme del fluido dentro de los tubos del colector

- Transferencia de calor unidimensional a través de las diferentes capas del sistema
- La transferencia de calor de los bordes del colector es despreciable
- Las propiedades del vidrio, la placa absorbedora y el aislante son constantes
- Todas las propiedades termofísicas del fluido y aire son dependientes de la temperatura
- El cielo puede considerarse como un cuerpo negro para radiación de longitud de onda larga a una temperatura del cielo equivalente

3.1.1. Parámetros de diseño del CSP

En un sistema térmico solar, los parámetros de diseño son importantes a considerar, debido a que estos definen el comportamiento del fluido de transferencia de calor a lo largo del colector, así como la eficiencia térmica del sistema.

En este trabajo se empleó un colector solar plano con tubos portadores del fluido en línea paralela tal como se explicó en el capítulo 1. Por tal motivo, se encuentran presentes diversos parámetros de diseño tales como los propios tubos portadores del fluido, la placa absorbedora y la cubierta transmisora de radiación solar.

En la Figura 3.1 se presenta el CSP en vista transversal,

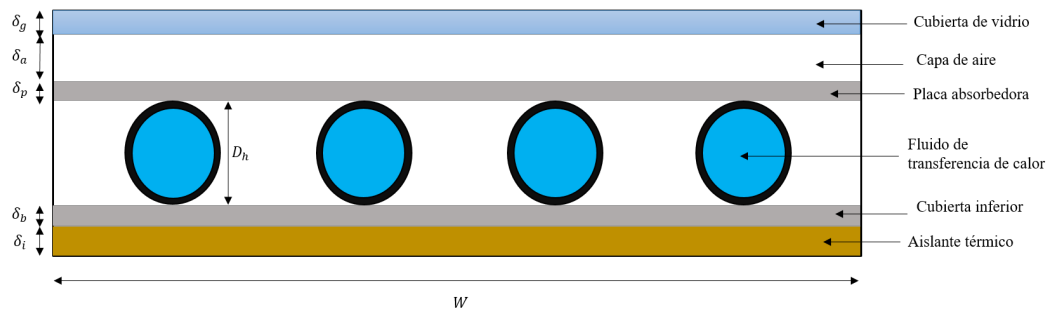


Figura 3.1: Vista transversal del CSP

Donde δ_g es el espesor de la cubierta de vidrio, δ_a el espesor de la capa de aire, δ_p el espesor de la placa absorbedora, δ_b el espesor de la cubierta inferior y δ_i el espesor del aislante de fondo. D_h es el diámetro del tubo, W el ancho del colector y L su longitud.

Por otra parte, en la Figura 3.2 se observa el mismo colector en vista longitudinal.

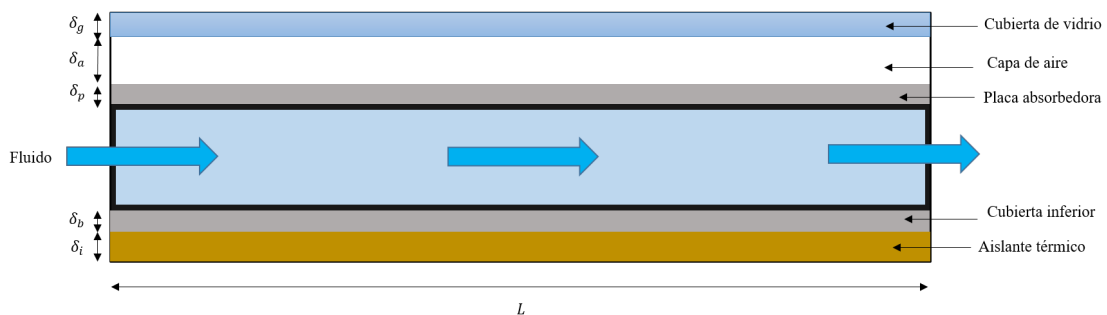


Figura 3.2: Vista longitudinal del CSP

3.1.2. Balance térmico del CSP

La energía que se aprovecha en cualquier sistema térmico depende de la energía absorbida, la energía perdida y la generación de energía en forma de calor por dicho sistema. Cuando se habla de sistemas termosolares o sistemas fototérmicos, la energía absorbida depende de la energía incidente, producto de la radiación solar, y la energía perdida se lleva a cabo a través de los procesos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación) presentes en cualquier sistema físico. Finalmente, el cambio de energía presente en tal sistema viene dado por la siguiente relación:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_i - \dot{Q}_e + \dot{Q}_g \quad (3.1)$$

Donde:

$\frac{dE}{dt}$ es el cambio de energía interna

\dot{Q}_i es la transferencia de calor entrante al sistema

\dot{Q}_e es la transferencia de calor saliente del sistema

\dot{Q}_g es la generación de calor dentro del sistema

3.1.2.1. Balance de energía en la cubierta de vidrio

Se consideran las propiedades del vidrio constantes y las ecuaciones gobernantes se derivan de un balance de energía entre el ambiente y la placa absorbidora. Los parámetros involucrados en el balance de energía en la cubierta de vidrio se muestran en la Figura 3.3.

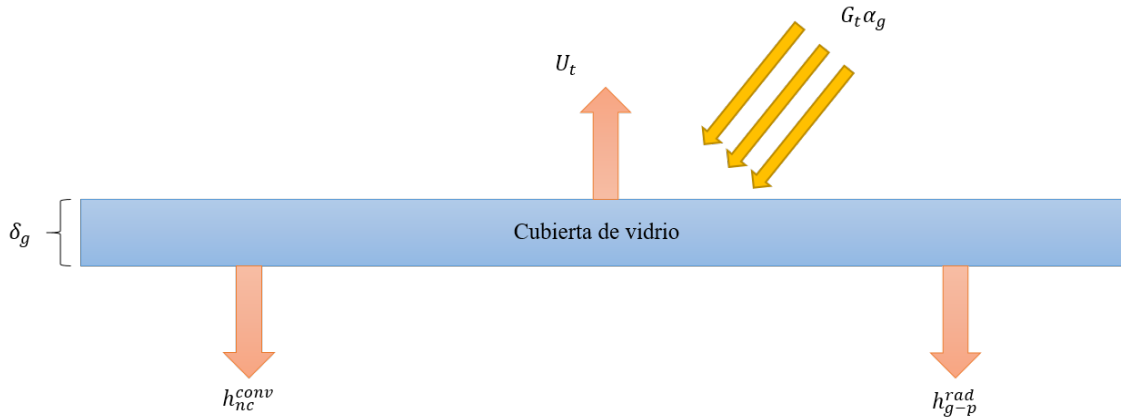


Figura 3.3: Balance de energía en la cubierta de vidrio

El balance de energía de la cubierta de vidrio se escribe como (Ong, 1995)

$$U_t(T_{amb} - T_g) + h_{nc}^{conv}(T_p - T_g) + h_{g-p}^{rad}(T_p - T_g) + G_t\alpha_g = 0 \quad (3.2)$$

Donde U_t representa el coeficiente global de pérdidas de calor en la cubierta de vidrio, h_{nc}^{conv} el coeficiente de transferencia de calor por convección natural, h_{g-p}^{rad} el coeficiente de transferencia de calor por radiación y $G_t\alpha_g$ la cantidad de radiación que absorbe la cubierta de vidrio del colector.

3.1.2.2. Balance de energía en la placa absorbidora

Aplicando el balance de energía a la placa absorbidora, se toma en cuenta que las propiedades termo físicas de esta se mantienen constantes, se considera la radiación solar que incide sobre esta, la transferencia de calor por radiación hacia la cubierta de vidrio y hacia la cubierta inferior y la convección interna por el fluido de trabajo. La Figura 3.4 presenta tales variables.

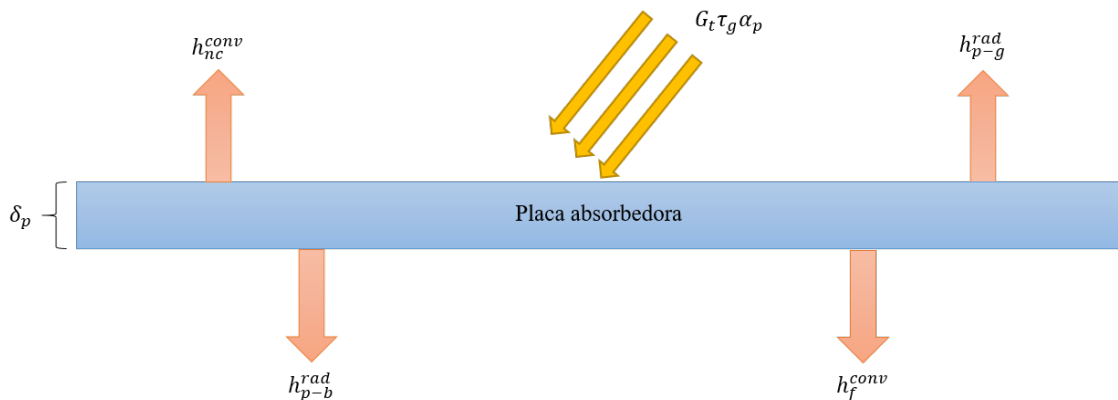


Figura 3.4: Balance de energía en la placa absorbidora

El balance de energía en la placa absorbidora puede ser escrito como:

$$h_{nc}^{conv}(T_g - T_p) + h_{p-g}^{rad}(T_g - T_p) + h_f^{conv}(T_f - T_p) + h_{p-b}^{rad}(T_b - T_p) + G_t \tau_g \alpha_p = 0 \quad (3.3)$$

3.1.2.3. Balance de energía en el fluido de trabajo

La Figura 3.5 muestra el balance de energía del fluido de trabajo en un CSP. Para tal balance se toma en cuenta el cambio en la energía total a través del tubo y el calor total transferido a este. Las propiedades termofísicas del fluido se consideran dependientes de la temperatura del mismo.

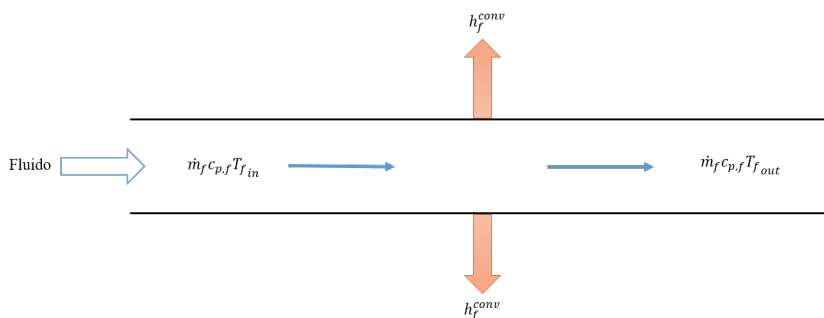


Figura 3.5: Balance de energía en el fluido de trabajo del CSP

El balance de energía del fluido de trabajo se escribe como:

$$h_f^{conv}(T_p - T_f) + h_f^{conv}(T_b - T_f) = \dot{q} \quad (3.4)$$

Donde:

$$\dot{q} = \frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{WL} (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (3.5)$$

No obstante, debido a que $T_{f,out}$ se desconoce, ya que es una temperatura que se desea calcular, se empleará una relación reportada por Vargas-López et al., (2018) para reescribir la Ec. (3.5) en términos de T_f , introduciendo un parámetro γ el cual se sugiere un valor de 0.75 (Hirunlabh et al., 1999). De tal manera que la Ec. (3.5) se reescribe como:

$$\dot{q} = \frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\gamma WL} (T_f - T_{f,in}) \quad (3.6)$$

Por lo tanto, la Ec. (3.4) se reescribe como:

$$h_f^{conv}(T_p - T_f) + h_f^{conv}(T_b - T_f) = \Gamma(T_f - T_{f,in}) \quad (3.7)$$

Donde:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_f c_{p,f}}{\gamma WL} \quad (3.8)$$

3.1.2.4. Balance de energía en la cubierta inferior

Finalmente, se analiza el balance de energía en la cubierta inferior del CSP (Figura 3.6), en la cual se considera la transferencia de calor por conducción entre este y el aislante, la transferencia de calor por radiación con la placa absorbidora así como la convección por el fluido de trabajo.

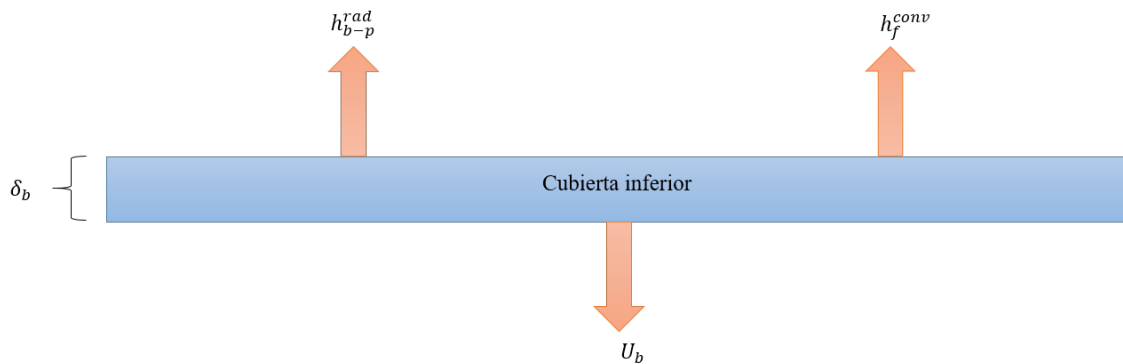


Figura 3.6: Balance de energía en la cubierta inferior

El balance de energía en la cubierta inferior se reescribe como:

$$h_{b-p}^{rad}(T_p - T_b) + h_f^{conv}(T_f - T_b) + U_b(T_{amb} - T_b) = 0 \quad (3.9)$$

3.1.3. Coeficientes de transferencia de calor del CSP

Dentro de las ecuaciones gobernantes del CSP se presentan diversos coeficientes de transferencia de calor ya sea por convección o radiación. Tales parámetros se calculan mediante las siguientes relaciones.

La radiación entre la cubierta de vidrio y la placa absorbidora se calcula como (Duffie y Beckman, 2013):

$$h_{g-p}^{rad} = h_{p-g}^{rad} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_g^2)(T_p + T_g)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \quad (3.10)$$

La convección natural presente en la capa de aire interna del CSP se estima como:

$$h_{nc}^{conv} = \frac{Nu_{nc} k_a}{\delta_a} \quad (3.11)$$

Donde el número de Nusselt se puede calcular empleando la correlación propuesta por Hollands (Cengel y Ghajar, 2007) para superficies inclinadas:

$$Nu_a = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_a \cos(\beta)} \right]^+ \left[1 - \frac{1708(\sin(1.8\beta))^{1.6}}{Ra_a \cos(\beta)} \right]^+ \left[\frac{Ra_a (\cos(\beta))^{1/3}}{5830} - 1 \right]^+ \quad (3.12)$$

Donde el número de Rayleigh se estima como:

$$Ra_a = \frac{g\beta|T_p - T_g|\delta_a^3}{\nu_a \rho_a} \quad (3.13)$$

De la Ec. (3.12), los segmentos denotados por “+” serán considerados únicamente si son valores positivos. De lo contrario, serán reemplazados por cero.

El coeficiente global de transferencia de calor de la cubierta al ambiente se calcula como (Duffie y Beckman, 2013):

$$U_t = h_w^{conv} + h_{sky}^{rad} \quad (3.14)$$

Donde h_w^{conv} se puede estimar mediante la relación de McAdams (McAdams, 2012):

$$h_w^{conv} = 5.7 + 3.8v_w \quad (3.15)$$

Mientras que h_{sky}^{rad} se estima como:

$$h_{sky}^{rad} = \frac{\sigma \varepsilon_g (T_g + T_{sky})(T_g^2 + T_{sky}^2)(T_g - T_{sky})}{T_g - T_{amb}} \quad (3.16)$$

Siendo T_{sky} la temperatura del cielo, la cual se calcula con la relación de Swinbank (Swinbank, 1963):

$$T_{sky} = 0.0552T_{amb}^{1.5} \quad (3.17)$$

Por otra parte la convección interna del fluido se calcula como:

$$h_f^{conv} = \frac{k_f Nu_f}{D_h} \quad (3.18)$$

Donde el número de Nusselt se estima dependiendo del régimen del fluido. Para un flujo laminar ($Re < 2300$) se puede emplear la ecuación empírica desarrollada por Heaton, sugerida por (Kalogirou, 2013).

$$Nu_f = 5.4 + \frac{0.0190(Re_f Pr_f (D_h/L)^{1.71})}{1 + 0.00563(Re_f Pr_f (D_h/L)^{1.17})} \quad (3.19)$$

Para el régimen transitorio ($2300 < Re < 10000$), se puede emplear la relación de Hausen (Hausen, 1943):

$$Nu_f = 0.116 (Re^{2/3} - 125) Pr_f^{1/3} (1 + (D_h/L)^{2/3}) \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.20)$$

Finalmente, para la región turbulenta ($Re > 10000$) se puede usar la relación de Colburn (Cengel y Ghajar, 2007):

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{1/3} \quad (3.21)$$

La transferencia de calor por radiación entre la placa absorbadora y la cubierta inferior se calcula como:

$$h_{p-b}^{rad} = h_{b-p}^{rad} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_b^2)(T_p + T_b)}{\frac{1}{\varepsilon_{pb}} + \frac{1}{\varepsilon_b} - 1} \quad (3.22)$$

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor por conducción del aislante al ambiente se calcula como:

$$U_b = \frac{1}{\sum \frac{\delta_i}{k_i} + \frac{1}{h_w}} \quad (3.23)$$

Las Ecuaciones gobernantes del CSP descritas anteriormente se desarrollaron y se reescribieron en forma matricial, con sus temperaturas respectivas.

$$\begin{pmatrix} (h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad} + U_t) & -(h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad}) & 0 & 0 \\ -(h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad}) & (h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad} + h_f^{conv} + h_{p-b}^{rad}) & -h_f^{conv} & -h_{p-b}^{rad} \\ 0 & -h_f^{conv} & (2h_f^{conv} + \Gamma) & -h_f^{conv} \\ 0 & -h_{p-b}^{rad} & -h_f^{conv} & (h_{p-b}^{rad} + h_f^{conv} + U_b) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_g \\ T_p \\ T_f \\ T_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_t T_{amb} + \alpha_g G_t \\ \alpha_p \tau_g G_t \\ \Gamma T_{f,in} \\ U_b T_{amb} \end{pmatrix} \quad (3.24)$$

El vector de la temperatura de cada elemento de la matriz puede ser resuelto por medio de la inversión de matriz usando paquetes de cómputo comerciales.

3.2. Solución numérica de las ecuaciones gobernantes del CSP en estado permanente

La Figura 3.7 muestra un diagrama de flujo detallado que incluye los diferentes pasos para resolver el modelo de manera numérica. Tal modelo es empleado para resolver las ecuaciones gobernantes de un colector solar plano en estado permanente. Todas las dimensiones físicas del colector pueden introducirse como entradas, lo que lo hace adecuado para cualquier colector solar de placa plana de cubierta de vidrio individual.

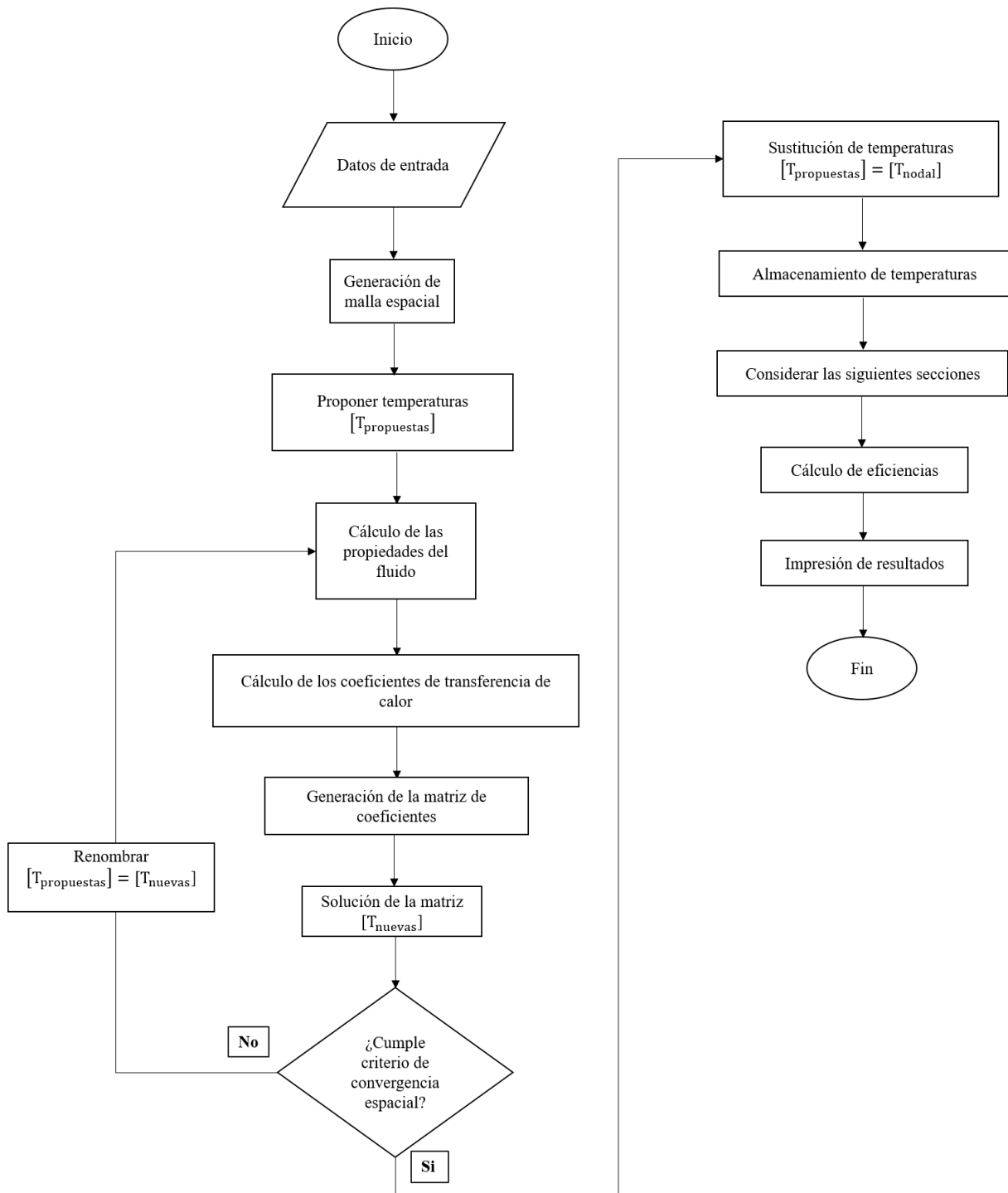


Figura 3.7: Diagrama de flujo de la solución numérica del CSP en estado permanente

El paquete de software utilizado para realizar las simulaciones numéricas fue MATLAB versión R2017a. MATLAB es un paquete de programación que se puede utilizar para el desarrollo de algoritmos, manipulación y análisis de datos, visualización y computación numérica. El código empleado en MATLAB resuelve numéricamente el modelo a través de la iteración de las temperatura calculadas a partir de una temperatura propuesta. Tal calculo se realiza hasta que el sistema converge y finalmente se obtienen las temperaturas reales representativas de cada elemento del sistema.

3.3. Modelación del CSP en estado transitorio

En esta sección se presenta la modelación del CSP en estado transitorio. Tal como se ha presentado en la sección del estado permanente, el estado transitorio involucra un término temporal en las ecuaciones de balance de energía global. Tal término permite conocer el comportamiento de la temperatura de cada elemento del colector a través del tiempo. El balance de energía global para cada elemento del CSP se presenta a continuación.

Para la cubierta de vidrio:

$$U_t(T_{amb} - T_g) + h_{nc}^{conv}(T_p - T_g) + h_{g-p}^{rad}(T_p - T_g) + \alpha_g G_t = \rho_g c_{p,g} \delta_g \frac{\partial T_g}{\partial t} \quad (3.25)$$

Para la placa absorbedora:

$$h_{nc}^{conv}(T_g - T_p) + h_{p-g}^{rad}(T_g - T_p) + h_f^{conv}(T_f - T_p) + h_{p-b}^{rad}(T_b - T_p) + \tau_g \alpha_p G_t = \rho_p c_{p,p} \delta_p \frac{\partial T_p}{\partial t} \quad (3.26)$$

Para el fluido de trabajo:

$$h_f^{conv}(T_p - T_f) + h_f^{conv}(T_b - T_f) - \Gamma(T_f - T_{f,in}) = \rho_f c_{p,f} \delta_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (3.27)$$

Para la cubierta inferior:

$$h_{b-p}^{rad}(T_p - T_b) + h_f^{conv}(T_f - T_b) + U_b(T_{amb} - T_b) = \rho_b c_{p,b} \delta_b \frac{\partial T_b}{\partial t} \quad (3.28)$$

De tal manera que la matriz de coeficientes queda como:

$$\begin{pmatrix}
(h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad} + U_t + \frac{\rho_g c_{p,g} \delta_g}{\Delta t}) & -(h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad}) & 0 & 0 \\
-(h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad}) & (h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad} + h_f^{conv} + h_{p-b}^{rad} + \frac{\rho_p c_{p,p} \delta_p}{\Delta t}) & -h_f^{conv} & -h_{p-b}^{rad} \\
0 & -h_f^{conv} & (2h_f^{conv} + \Gamma + \frac{\rho_f c_{p,f} \delta_f}{\Delta t}) & -h_f^{conv} \\
0 & -h_{p-b}^{rad} & -h_f^{conv} & (h_{p-b}^{rad} + h_f^{conv} + U_b + \frac{\rho_b c_{p,b} \delta_b}{\Delta t})
\end{pmatrix}
\begin{pmatrix}
T_g \\
T_p \\
T_f \\
T_b
\end{pmatrix}
=
\begin{pmatrix}
U_t T_{amb} + \alpha_g G_t + \frac{\rho_g c_{p,g} \delta_g}{\Delta t} T_g^0 \\
\alpha_p \tau_g G_t + \frac{\rho_p c_{p,p} \delta_p}{\Delta t} T_p^0 \\
\Gamma T_{f,in} + \frac{\rho_f c_{p,f} \delta_f}{\Delta t} T_f^0 \\
U_b T_{amb} + \frac{\rho_b c_{p,b} \delta_b}{\Delta t} T_b^0
\end{pmatrix}
\tag{3.29}$$

La Figura 3.8 muestra el diagrama de flujo de la solución numérica del CSP en estado transitorio. A diferencia del estado permanente, el transitorio incluye como datos de entrada las temperaturas iniciales de los elementos del colector así como la malla para realizar las iteraciones a través del tiempo.

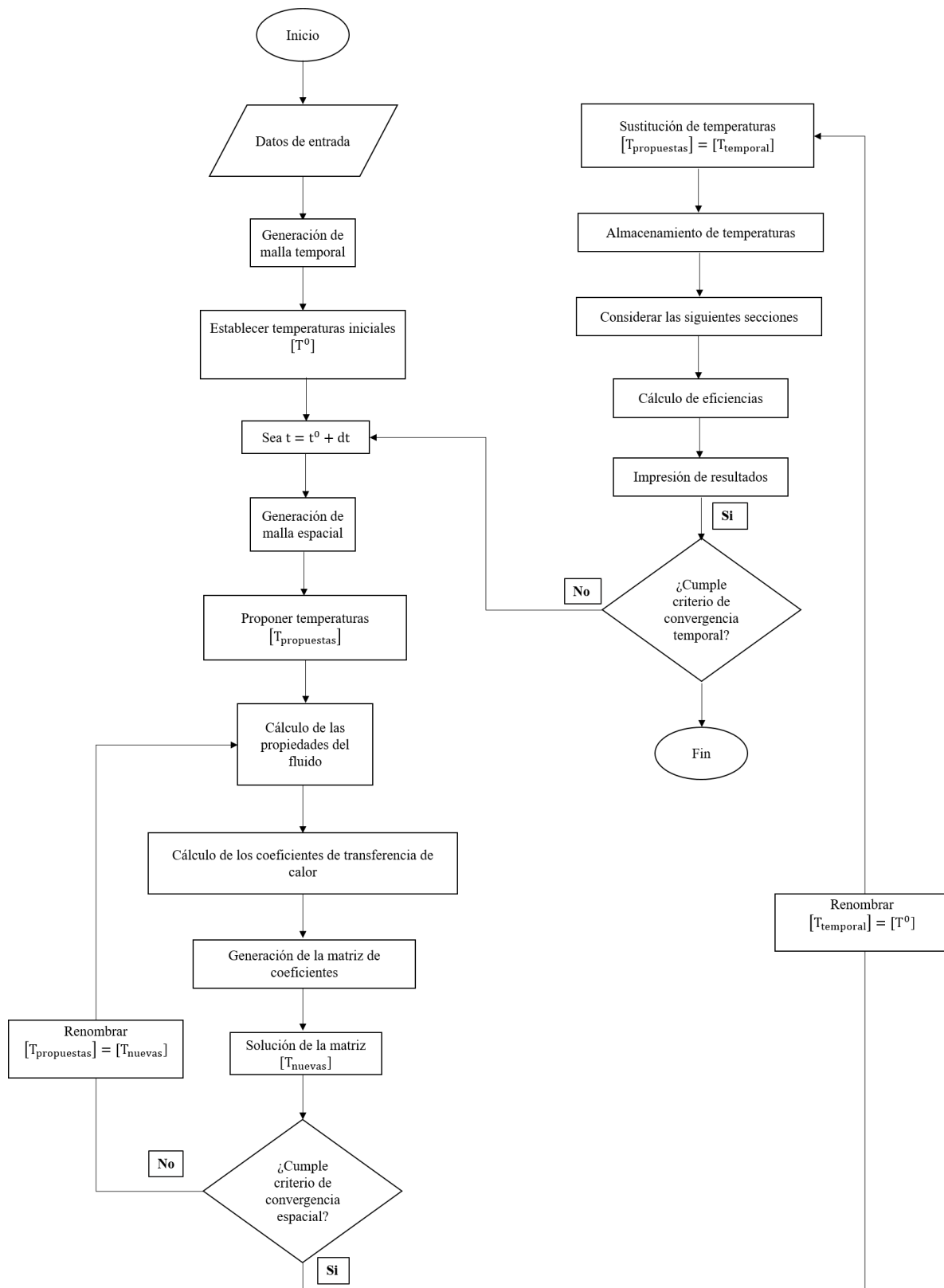


Figura 3.8: Diagrama de flujo de la solución numérica del CSP en estado transitorio

3.4. Modelación del CSP implementando MCF

En esta sección se presenta la modelación del colector solar implementando materiales de cambio de fase. Tales materiales se encuentran entre la cubierta inferior y el aislante de fondo del colector, tal como se observa en las Figuras 3.9 y 3.10.

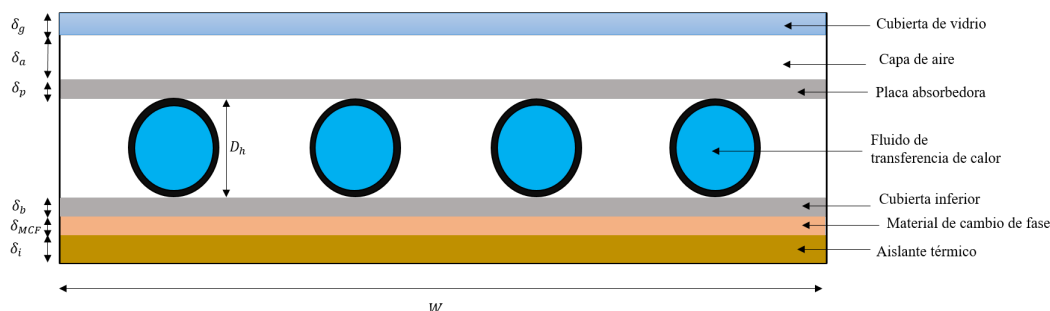


Figura 3.9: Vista transversal del CSP integrado con MCF

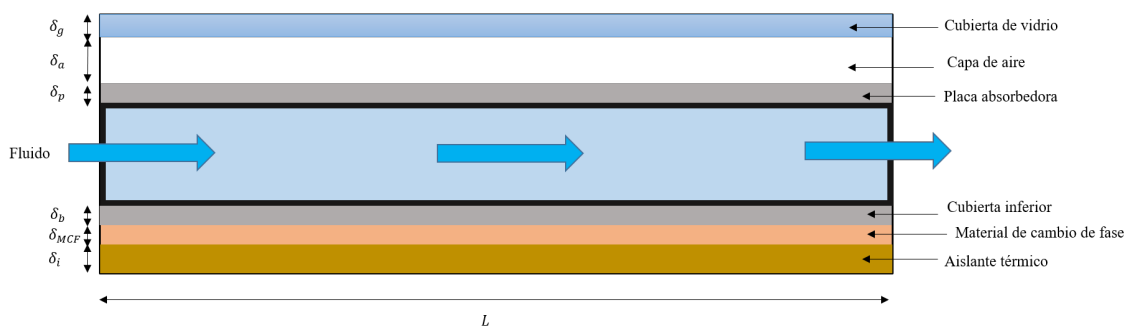


Figura 3.10: Vista longitudinal del CSP integrado con MCF

Debido a que la ecuación que rige la transferencia de calor hacia el MCF y el comportamiento del mismo depende de la temperatura y el tiempo en el cual este cambia de fase, las ecuaciones de balance de energía global corresponden únicamente al estado transitorio. De igual modo, para resolver las ecuaciones gobernantes del MCF, éste se dividió en cinco secciones con un espesor idéntico por sección, tal como se presenta en la Figura 3.11.

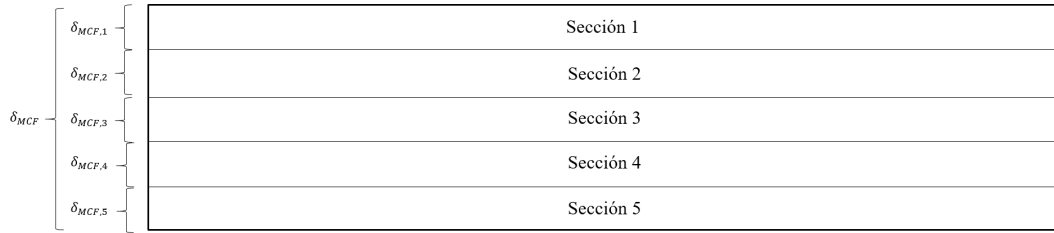


Figura 3.11: Secciones del MCF

Este método empleado se conoce como método de placa delgada, y tiene como fin reducir el área perpendicular al área donde se realiza el análisis de flujo de calor. Debido a que el modelo que se realiza en este trabajo es unidimensional se necesita despreciar los flujos de calor en las otras direcciones, y una forma es reducir el área perpendicular es dividiendo en varias secciones el material. Se eligieron cinco secciones de acuerdo a lo reportado por Vargas-López et al., (2018).

Por lo tanto, el número de ecuaciones del MCF a resolver es de cinco, obteniendo un total de nueve ecuaciones gobernantes del CSP, las cuales se presentan a continuación:

Para la cubierta de vidrio:

$$U_t(T_{amb} - T_g) + h_{nc}^{conv}(T_p - T_g) + h_{g-p}^{rad}(T_p - T_g) + \alpha_g G_t = \rho_g c_{p,g} \delta_g \frac{\partial T_g}{\partial t} \quad (3.30)$$

Para la placa absorbedora:

$$h_{nc}^{conv}(T_g - T_p) + h_{p-g}^{rad}(T_g - T_p) + h_f^{conv}(T_f - T_p) + h_{p-b}^{rad}(T_b - T_p) + \tau_g \alpha_p G_t = \rho_p c_{p,p} \delta_p \frac{\partial T_p}{\partial t} \quad (3.31)$$

Para el fluido de trabajo:

$$h_f^{conv}(T_p - T_f) + h_f^{conv}(T_b - T_f) - \Gamma(T_f - T_{f,in}) = \rho_f c_{p,f} \delta_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (3.32)$$

Para la cubierta inferior:

$$h_{b-p}^{rad}(T_p - T_b) + h_f^{conv}(T_f - T_b) + h_{b-MCF_1}^{cond}(T_{MCF_1} - T_b) = \rho_b c_{p,b} \delta_b \frac{\partial T_b}{\partial t} \quad (3.33)$$

Para la sección 1 del MCF:

$$h_{MCF_1-b}^{cond}(T_b - T_{MCF_1}) + h_{MCF_1-MCF_2}^{cond}(T_{MCF_2} - T_{MCF_1}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho_{MCF_1} c_{p,MCF_1} \delta_{MCF_1}) \quad (3.34)$$

Para la sección 2 del MCF:

$$h_{MCF_2-MCF_1}^{cond}(T_{MCF_1} - T_{MCF_2}) + h_{MCF_2-MCF_3}^{cond}(T_{MCF_3} - T_{MCF_2}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho_{MCF_2} c_{p,MCF_2} \delta_{MCF_2}) \quad (3.35)$$

Para la sección 3 del MCF:

$$h_{MCF_3-MCF_2}^{cond}(T_{MCF_2} - T_{MCF_3}) + h_{MCF_3-MCF_4}^{cond}(T_{MCF_4} - T_{MCF_3}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho_{MCF_3} c_{p,MCF_3} \delta_{MCF_3}) \quad (3.36)$$

Para la sección 4 del MCF:

$$h_{MCF_4-MCF_3}^{cond}(T_{MCF_3} - T_{MCF_4}) + h_{MCF_4-MCF_5}^{cond}(T_{MCF_5} - T_{MCF_4}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho_{MCF_4} c_{p,MCF_4} \delta_{MCF_4}) \quad (3.37)$$

Para la sección 5 del MCF:

$$h_{MCF_5-MCF_4}^{cond}(T_{MCF_4} - T_{MCF_5}) + U_b(T_{amb} - T_{MCF_5}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho_{MCF_5} c_{p,MCF_5} \delta_{MCF_5}) \quad (3.38)$$

Finalmente, la matriz de coeficientes queda como:

$$\left(\begin{array}{cccccccccc}
A1 & A2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
A2 & A3 & -h_f^{conv} & -h_{p-b}^{cond} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & -h_f^{conv} & A4 & -h_f^{conv} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & -h_{p-b}^{rad} & -h_f^{conv} & A5 & -h_{MCF_1-b}^{cond} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -h_{b-MCF_1}^{cond} & A6 & -h_{MCF_2-MCF_1}^{cond} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -h_{MCF_1-MCF_2}^{cond} & A7 & -h_{MCF_3-MCF_2}^{cond} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -h_{MCF_2-MCF_3}^{cond} & A8 & -h_{MCF_4-MCF_3}^{cond} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -h_{MCF_3-MCF_4}^{cond} & A9 & -h_{MCF_5-MCF_4}^{cond} & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -h_{MCF_4-MCF_5}^{cond} & A10 & 0
\end{array} \right) \quad (3.39)$$

$$\left(\begin{array}{c}
T_g \\
T_p \\
T_f \\
T_b \\
T_{MCF_1} \\
T_{MCF_2} \\
T_{MCF_3} \\
T_{MCF_4} \\
T_{MCF_5}
\end{array} \right)
\left(\begin{array}{c}
U_t T_{amb} + \alpha_g G_t + \frac{\rho_g c_{p,g} \delta_g}{\Delta t} T_g^0 \\
\alpha_p \tau_g G_t + \frac{\rho_p c_{p,p} \delta_p}{\Delta t} T_p^0 \\
\Gamma T_{f,in} + \frac{\rho_f c_{p,f} \delta_f}{\Delta t} T_f^0 \\
\frac{\rho_b c_{p,b} \delta_b}{\Delta t} T_b^0 \\
\frac{\rho_{MCF_1} c_{p,MCF_1} \delta_{MCF_1}}{\Delta t} T_{MCF_1}^0 \\
\frac{\rho_{MCF_2} c_{p,MCF_2} \delta_{MCF_2}}{\Delta t} T_{MCF_2}^0 \\
\frac{\rho_{MCF_3} c_{p,MCF_3} \delta_{MCF_3}}{\Delta t} T_{MCF_3}^0 \\
\frac{\rho_{MCF_4} c_{p,MCF_4} \delta_{MCF_4}}{\Delta t} T_{MCF_4}^0 \\
\frac{\rho_{MCF_5} c_{p,MCF_5} \delta_{MCF_5}}{\Delta t} T_{MCF_5}^0
\end{array} \right)$$

Siendo:

- $A1 : U_t + h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad} + \frac{\rho_g c_{p,g} \delta_g}{\Delta t}$
- $A2 : -(h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad})$
- $A3 : h_{nc}^{conv} + h_{p-g}^{rad} + h_f^{conv} + h_{p-b}^{rad} + \frac{\rho_p c_{p,p} \delta_p}{\Delta t}$
- $A4 : 2h_f^{conv} + \Gamma + \frac{\rho_f c_{p,f} \delta_f}{\Delta t}$
- $A5 : h_{p-b}^{rad} + h_f^{conv} + h_{b-MCF_1}^{cond} + \frac{\rho_b c_{p,b} \delta_b}{\Delta t}$
- $A6 : h_{MCF_1-b}^{cond} + h_{MCF_1-MCF_2}^{cond} + \frac{\rho_{MCF_1} c_{p,MCF_1} \delta_{MCF_1}}{\Delta t}$
- $A7 : h_{MCF_2-MCF_1}^{cond} + h_{MCF_2-MCF_3}^{cond} + \frac{\rho_{MCF_2} c_{p,MCF_2} \delta_{MCF_2}}{\Delta t}$
- $A8 : h_{MCF_3-MCF_2}^{cond} + h_{MCF_3-MCF_4}^{cond} + \frac{\rho_{MCF_3} c_{p,MCF_3} \delta_{MCF_3}}{\Delta t}$
- $A9 : h_{MCF_4-MCF_3}^{cond} + h_{MCF_4-MCF_5}^{cond} + \frac{\rho_{MCF_4} c_{p,MCF_4} \delta_{MCF_4}}{\Delta t}$
- $A10 : h_{MCF_5-MCF_4}^{cond} + U_b + \frac{\rho_{MCF_5} c_{p,MCF_5} \delta_{MCF_5}}{\Delta t}$

3.4.1. Método del calor específico efectivo

Cuando se modela un material de cambio de fase es necesario resolver el problema de cambio de fase a través de métodos matemáticos presentes en la literatura. En este trabajo se empleó uno de los métodos más comunes utilizados a lo largo de los últimos años, el cual establece la manera de calcular el calor específico durante la fase cambio. Tal método se le conoce como: método del calor específico efectivo (Vargas-López et al., 2018).

En el método de calor específico efectivo el efecto del calor latente se expresa como una temperatura finita dependiente del calor específico que ocurre sobre un intervalo

de temperatura (Lamberg et al., 2004). El método del calor específico efectivo se basa en la incorporación del fenómeno de cambio de fase dentro de los cálculos de calor específico. La propiedad física representa la cantidad de calor que se necesita para que una sustancia incremente su temperatura un grado Celsius. Lo que significa que el calor específico efectivo tiene que incluir el calor latente en la fase de cambio (Vargas-López et al., 2018).

El calor específico efectivo es directamente proporcional a la energía almacenada y expulsada durante la fase de cambio, que es inversamente proporcional al intervalo de temperaturas de fusión o solidificación. La definición del calor específico efectivo para cada periodo de fase de cambio se expresa como:

$$c_{p,eff} = \begin{cases} c_{p,s} & T_{MCF} < (T_m - \Delta T_m) & \text{fase sólida} \\ \frac{c_{p,s} + c_{p,l}}{2} + \frac{h_{ls}}{2\Delta T_m} & (T_m - \Delta T_m) \leq T_{MCF} \leq (T_m + \Delta T_m) & \text{fase mezcla (3.40)} \\ c_{p,l} & T_{MCF} > (T_m + \Delta T_m) & \text{fase líquida} \end{cases}$$

Capítulo 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. Verificación del modelo desarrollado del CSP

4.1.1. Verificación cualitativa del modelo

Previo a la obtención de los resultados del CSP, fue necesario verificar si el modelo propuesto podía predecir satisfactoriamente el comportamiento de la temperatura de cada uno de los componentes del CSP. Para verificar tal hecho, se compararon los resultados de la simulación con los resultados obtenidos del trabajo de (Ong, 1995), los cuales involucran datos técnicos del CSP empleado, así como parámetros de operación y ambientales. Tales datos se enlistan a continuación:

- Inclinación del colector: 7.5°
- Longitud del colector: 10 m
- Flujo másico 0.040 y 0.40 kg/s
- Número de Reynolds: 4,000 y 40,000
- Velocidad del viento: 1 m/s
- Radiación solar: 700 W/m^2

Los resultados obtenidos para las dos simulaciones se presentan en las Figuras 4.1 y 4.2.

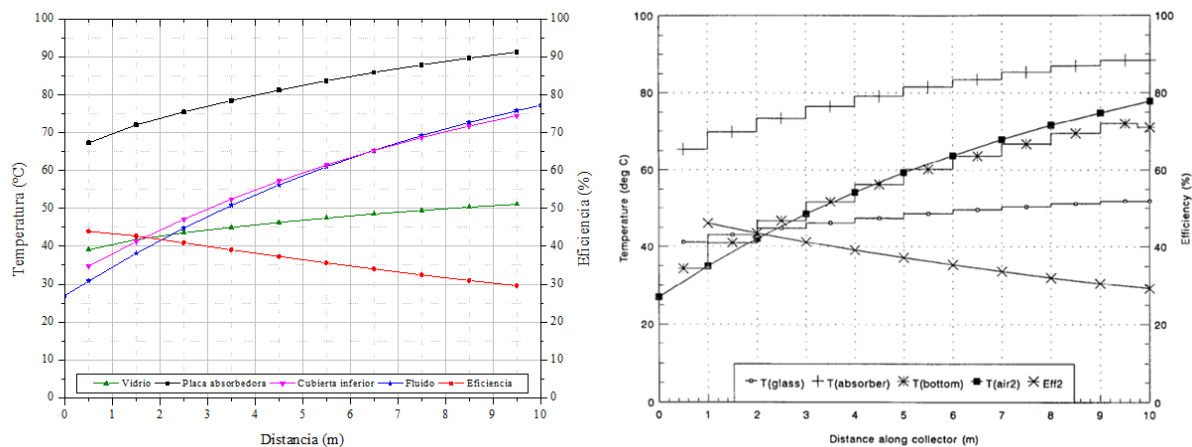


Figura 4.1: Comparación de temperaturas a lo largo del CSP para un valor de $Re = 4,000$

Del mismo modo para un valor de $Re=40,000$:

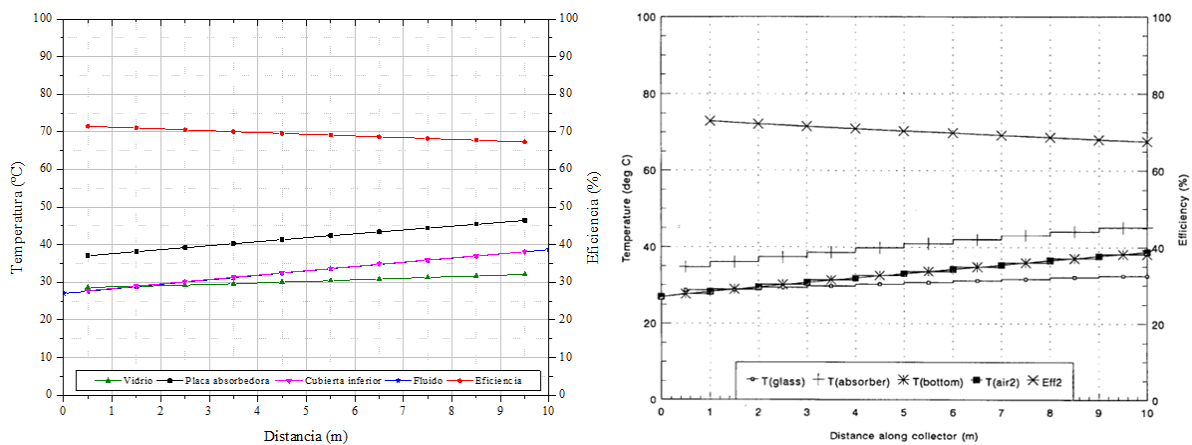


Figura 4.2: Comparación de temperaturas a lo largo del CSP para un valor de $Re = 40,000$

De las Figuras 4.1 y 4.2 se observa que la tendencia de los perfiles de temperatura es similar en ambos casos, además se aprecia que los valores puntuales en cada nodo son semejantes. Por lo tanto, una vez realizada la verificación cualitativa se puede concluir que los códigos numéricos desarrollados son confiables dado que reproducen eficazmente los resultados reportados por (Ong, 1995), que fueron previamente

aprobados por un comité científico.

4.1.2. Verificación cuantitativa del modelo

A continuación, se presenta una verificación cuantitativa de los resultados obtenidos mediante los códigos numéricos desarrollados y los reportados por (Ong, 1995). En particular, se muestran los errores relativos entre ambos resultados a lo largo de la longitud del CSP. El error relativo porcentual se define como:

$$error = \frac{|valor\ calculado - valor\ real|}{valor\ real} \cdot 100 \quad (4.1)$$

En las Tablas 4.1 y 4.2 se muestran los errores relativos porcentuales en cada componente del colector para cada nodo analizado.

Tabla 4.1: Errores porcentuales de las temperaturas del colector para un valor de $Re = 4,000$

L (m)	Cubierta de vidrio (°C)			Placa absorbidora (°C)			Cubierta inferior (°C)			Fluido de trabajo (°C)		
	Ong	Trabajo presente	Error (%)	Ong	Trabajo presente	Error (%)	Ong	Trabajo presente	Error (%)	Ong	Trabajo presente	Error (%)
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	27	27	0
0.5	41.50	39.10	5.77	65.58	67.32	2.63	36.62	34.71	5.20	30.82	30.82	0
1.5	43.46	41.76	3.91	70.01	72.05	2.91	41.25	41.24	0.02	38.81	38.14	1.73
2.5	44.94	43.57	3.05	73.70	75.43	2.34	46.91	47.13	0.48	45.20	44.78	0.94
3.5	46.42	45.02	3.01	76.65	78.48	2.38	51.82	52.42	1.15	51.59	50.77	1.59
4.5	47.40	46.31	2.30	79.35	81.22	2.35	56.24	57.18	1.66	56.84	56.17	1.19
5.5	48.63	47.46	2.39	81.81	83.69	2.29	60.18	61.45	2.11	61.64	61.01	1.02
6.5	49.61	48.52	2.20	83.78	85.91	2.54	63.86	65.28	2.21	65.75	65.35	0.61
7.5	50.57	49.47	2.22	85.74	87.90	2.52	66.82	68.67	2.81	69.41	69.23	0.25
8.5	51.33	50.33	1.95	87.21	89.69	2.83	69.77	71.74	2.83	72.83	72.69	0.19
9.5	52.07	51.10	1.85	88.69	91.29	2.92	72.22	74.46	3.10	76.03	75.77	0.33
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	77.40	77.23	0.22

De la misma manera para un valor de $Re=40,000$:

Tabla 4.2: Errores porcentuales de las temperaturas del colector para un valor de $Re = 40,000$

L (m)	Cubierta de vidrio (°C)			Placa absorbidora (°C)			Cubierta inferior (°C)			Fluido de trabajo (°C)		
	Ong	Trabajo presente	Error (%)	Ong	Trabajo presente	Error (%)	Ong	Trabajo presente	Error (%)	Ong	Trabajo presente	Error (%)
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	27	27	0
0.5	28.72	28.66	0.22	34.86	37.05	6.29	27.49	27.77	1.03	27.48	27.66	0.51
1.5	28.97	28.91	0.20	36.09	38.15	5.71	28.97	28.99	0.08	28.64	28.86	0.76
2.5	29.21	29.24	0.10	37.32	39.23	5.11	30.20	30.19	0.03	30.02	30.07	0.16
3.5	29.46	29.62	0.54	38.55	40.29	4.52	31.18	31.37	0.60	31.18	31.27	0.29
4.5	30.20	30.03	0.56	39.78	41.35	3.94	32.41	32.53	0.38	32.10	32.45	1.08
5.5	30.44	30.46	0.05	40.76	42.39	3.99	33.39	33.68	0.87	33.26	33.62	1.08
6.5	30.93	30.88	0.16	41.78	43.42	4.06	34.62	34.82	0.57	34.18	34.77	1.72
7.5	31.18	31.29	0.37	42.73	44.43	3.98	35.60	35.94	0.94	35.57	35.90	0.95
8.5	31.67	31.69	0.09	43.71	45.44	3.94	36.58	37.04	1.24	36.72	37.02	0.82
9.5	32.16	32.16	0.21	44.94	46.42	3.28	37.82	38.13	0.83	37.64	38.13	1.29
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	38.34	38.68	0.89

De la Tabla 4.1 se observa que el error máximo se presenta en la temperatura del vidrio a 0.5 m de la entrada del colector y este corresponde a un valor de 5.77%. Por otra parte, de la Tabla 4.2 se puede observar que el error máximo se presenta en la placa absorbidora con un valor de 6.29% a 0.5 m de la entrada del colector. Estos valores se encuentran por debajo de los errores establecidos en la literatura para poder confiar en resultados factibles, por lo que realizando la comparación con la verificación cualitativa se establece que el código desarrollado es eficazmente útil para predecir la temperatura de cada componente del CSP bajo diferentes condiciones ambientales y de operación.

4.2. Resultados de la modelación del CSP (caso sin MCF)

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas a través del entorno de programación MATLAB. Para lograr tal objetivo, una vez discretizadas las ecuaciones diferenciales en el software, se recopilaban diversos parámetros

ambientales para el sitio evaluado, tales como radiación solar, temperatura ambiente y velocidad del viento. Tales parámetros fueron obtenidos de bases de datos experimentales de cada sitio, de los cuales se seleccionaron cuatro días representativos de cada estación del año, los cuales fueron: 10 de febrero, 10 de abril, 24 de agosto y 5 de noviembre del 2019 para la ciudad de Mérida. Estos días corresponden a los que presentaron la mejor radiación solar durante el día.

En la Figura 4.3 se presenta el comportamiento de las temperaturas del CSP del día 10 de febrero el cual corresponde a la estación de invierno.

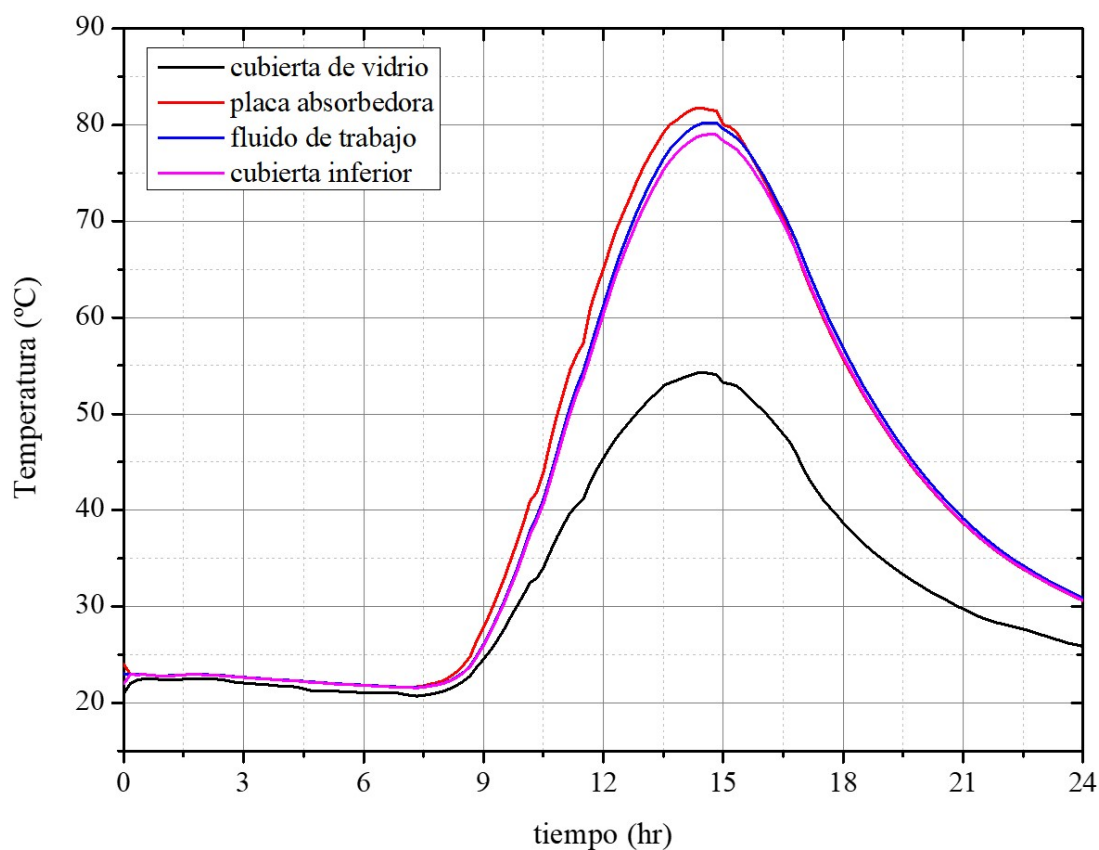


Figura 4.3: Perfiles de temperaturas del CSP correspondientes al 10 de febrero

Se puede observar que los valores más altos de temperatura corresponden a la placa absorbedora, posteriormente el fluido, seguido de la cubierta inferior y finalmente la cubierta de vidrio la cual presenta los valores más bajos de temperatura. La placa absorbedora alcanza las temperaturas altas debido a que absorbe directamente el calor de la radiación solar además del material del cual se compone. El fluido de trabajo al estar en contacto con la placa absorbedora capta la energía que la placa le aporta a este. De igual manera la cubierta inferior por estar debajo de la placa absorbedora y por debajo de los tubos portadores del fluido, absorbe parte de la energía que el fluido en contacto le transmite. No obstante la cubierta de vidrio por tener una transmitancia alta solo deja pasar la luz solar, de modo que su capacidad de retener calor es mínima, con el propósito de que este calor lo capte la placa absorbedora, y por esa razón es el componente que presenta las menores temperaturas del CSP. Del mismo modo se observa en la Figura 4.3 que el valor más alto fue de 81.7 °C correspondiente a la placa absorbedora, el cual se alcanzó aproximadamente a las 14:20 horas. En la Figura 4.4 se presenta el comportamiento de las temperaturas del CSP del día 10 de abril correspondiente a la estación de primavera.

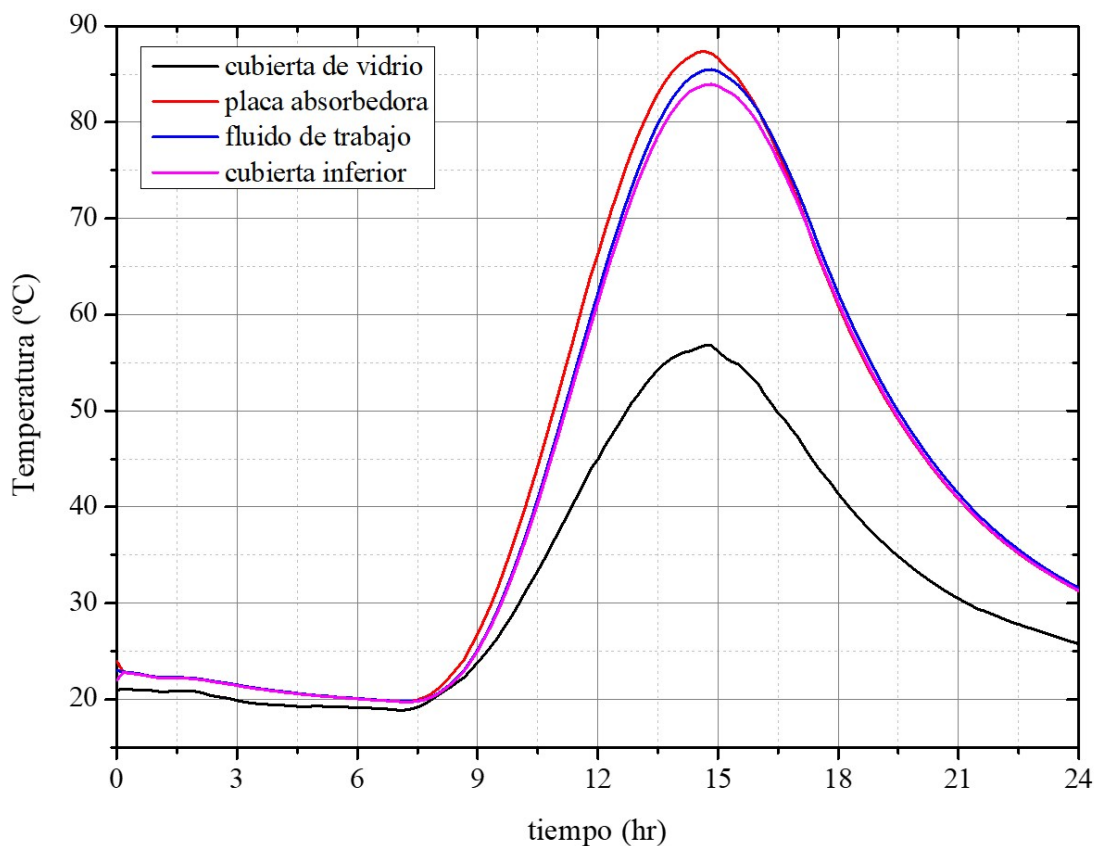


Figura 4.4: Perfiles de temperaturas del CSP correspondientes al 10 de abril

La temperatura más alta fue alcanzada por la placa absorbedora aproximadamente a las 14:40 horas, con un valor de 87.3 °C. Del mismo modo el comportamiento de las otras temperaturas se explica de la misma manera que en la Figura 4.3.

En la Figura 4.5 se presenta el comportamiento de las temperaturas del CSP del día 24 de agosto correspondiente a la estación de verano.

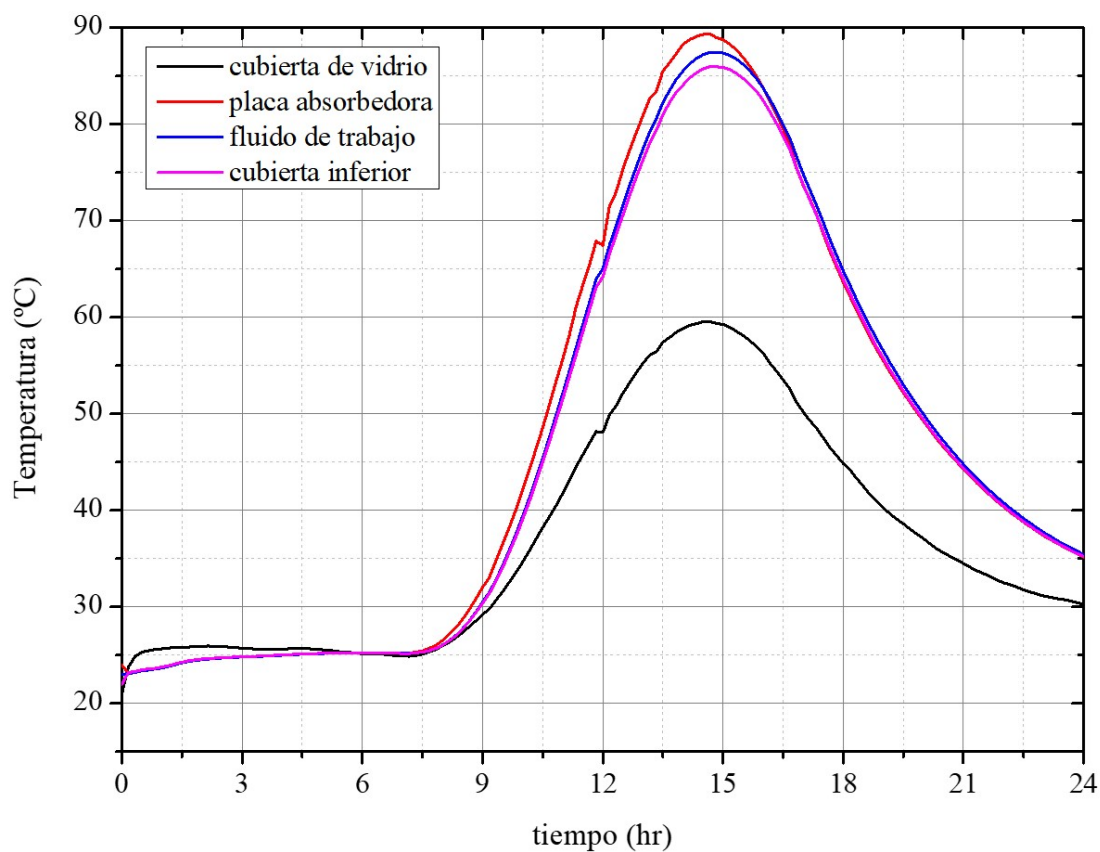


Figura 4.5: Perfiles de temperaturas del CSP correspondientes al 24 de agosto

De la Figura 4.5 se observa que la placa absorbedora alcanza la temperatura máxima con un valor de 88.9 °C a las 14:50 horas aproximadamente. De la misma manera, el fluido es el segundo componente del CSP con temperaturas altas después de la placa absorbedora, seguido de la cubierta inferior y finalmente la cubierta de vidrio con las temperaturas más bajas.

Finalmente, en la Figura 4.6 se presenta el comportamiento de las temperaturas del CSP del día 5 de noviembre correspondiente a la estación de otoño.

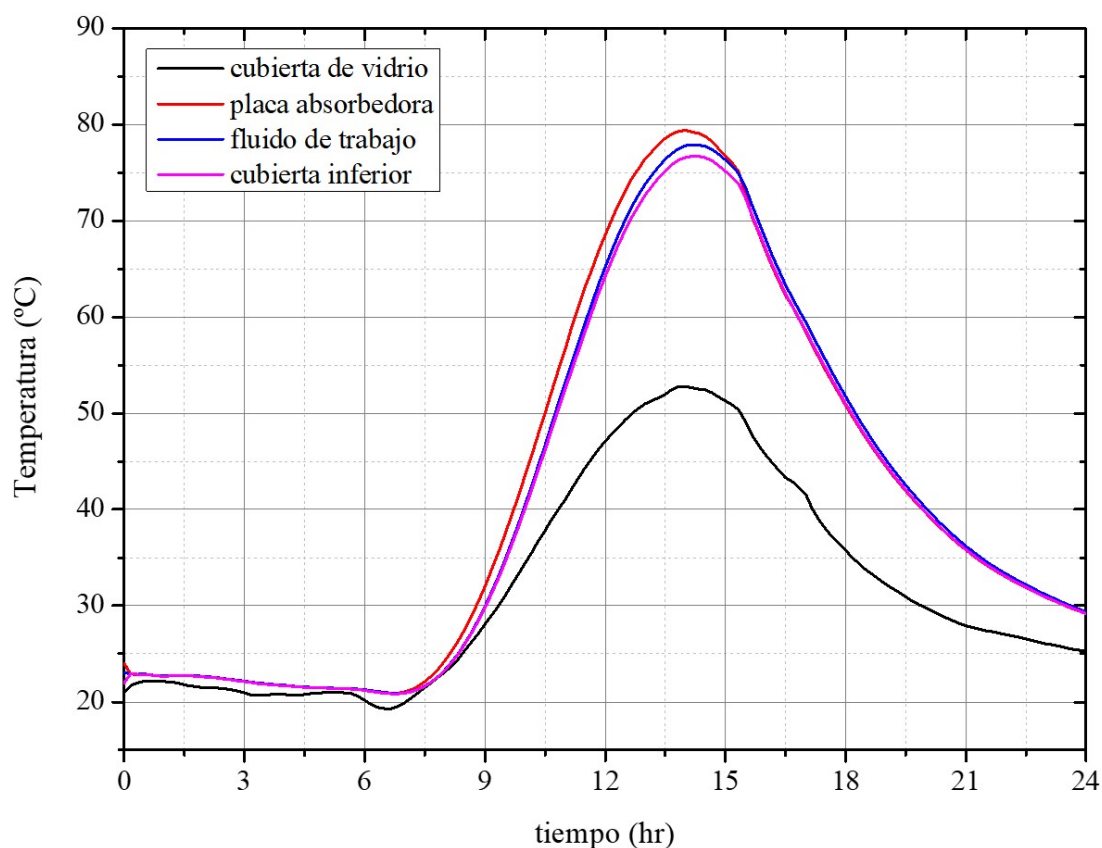


Figura 4.6: Perfiles de temperaturas del CSP correspondientes al 5 de noviembre

Se puede observar que la temperatura máxima alcanzada aproximadamente a las 14:00 horas corresponde a la placa absorbedora con un valor de 79.4 °C.

De las Figuras 4.3, 4.4, 4.5 y 4.6 se seleccionaron los valores de temperaturas del fluido, ya que es el componente de mayor interés para este trabajo, y se graficaron los cuatro perfiles correspondientes a los cuatro días seleccionados. Tal gráfica se presenta en la Figura 4.7.

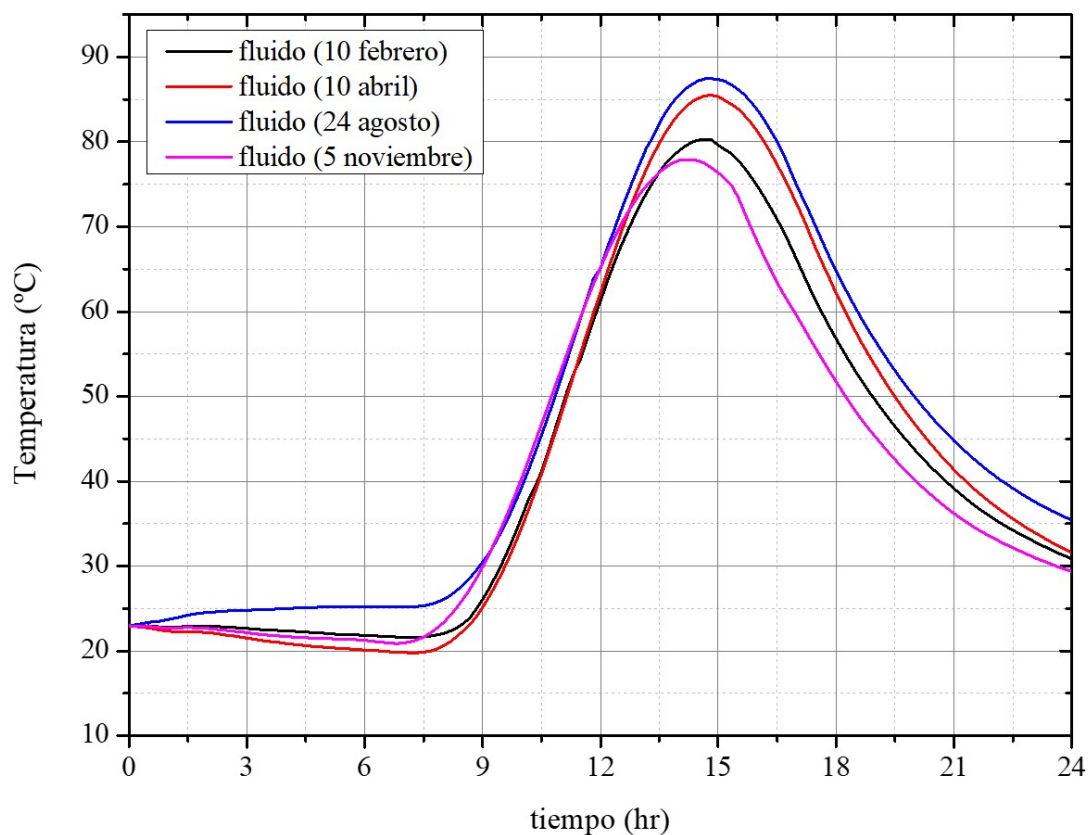


Figura 4.7: Perfiles de temperatura del fluido del CSP en los cuatro días de evaluación

Tal como se observa, la temperatura más alta del fluido fue de 87.5 °C, correspondiente al día 24 de agosto, el cual fue el mejor día de los cuatro. Tal día se ocupará mas adelante para la modelación del CSP incorporando los MCF en el colector.

4.3. Resultados de la modelación del CSP (caso con MCF)

En esta sección se presentan los resultados obtenidos del CSP implementando materiales de cambio de fase. Para tal motivo, se seleccionaron tres materiales, los cuales se presentan en la Tabla 4.3, así como sus respectivas propiedades termofísicas.

Tabla 4.3: Propiedades termofísicas de los materiales empleados en la modelación del CSP

Material	Intervalo de temperatura de fusión (°C)	Calor de fusión ($\frac{J}{kg}$)	Calor específico ($\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$)	Conductividad térmica ($\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$)	Densidad (kg/m^3)
Na ₂ HPO ₄ 12H ₂ O	35 – 40	273,000	1,690 (s) 1,940 (l)	0.514 (s) 0.476 (l)	1,514 (s) 1,442 (l)
Ácido Láurico	41 – 43	211,600	1,770 (s) 2,410 (l)	1.60	1,760 (s) 862 (l)
Parafina RT60/RT58	55 – 60	233,200	900 (s)	0.20	850 (s) 775 (l)

Cada uno de los tres materiales mencionados en la Tabla 4.3 fueron implementados en el CSP, y se obtuvieron los perfiles de temperaturas de cada componente del colector. Del mismo modo, el día elegido para la modelación fue el 24 de agosto, debido a que fue el mejor día del año, tal como se comprobó anteriormente.

En la Figura 4.8 se presentan las temperaturas de los elementos del CSP, así como del MCF en este caso Na₂HPO₄ 12H₂O para un espesor de 10 mm.

Se puede observar que las temperaturas del vidrio, placa absorbedora, fluido y cubierta inferior tienen el mismo comportamiento sin MCF y con MCF. La temperatura del MCF tiene un comportamiento similar, y se observa que aproximadamente a las 10:00 horas comienza el cambio de fase, ya que en ese periodo se observa que su temperatura se vuelve isotérmica debido a que el material almacena calor en forma de calor latente. Posteriormente a las 11:00 horas aproximadamente el material entra en la fase líquida y continúa incrementando su temperatura conforme a la radiación solar. Este comportamiento es el esperado en un material de cambio de fase y únicamente varía de acuerdo a su intervalo de temperaturas de fusión y a su calor de fusión.

De igual modo, se aprecia que la temperatura del fluido alcanza un valor máximo de casi 81 °C a las 15:00 horas, seguido de la cubierta inferior y posteriormente el MCF.

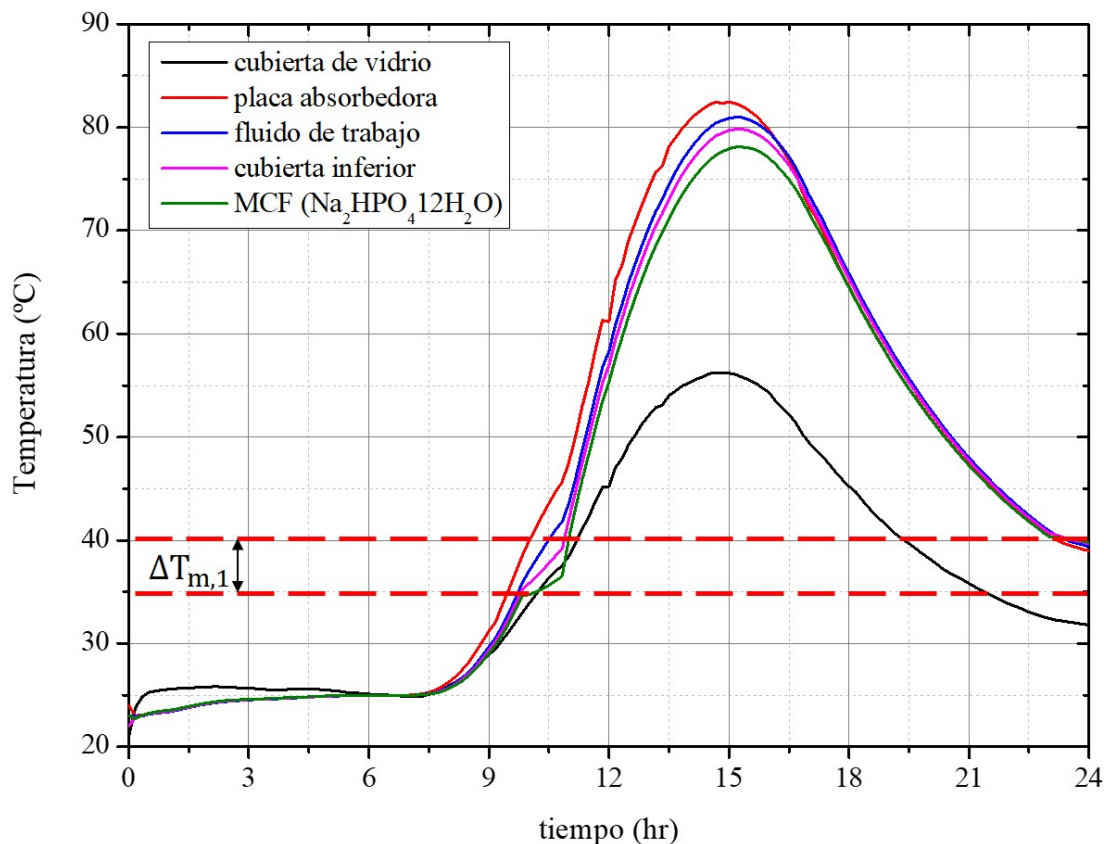


Figura 4.8: Perfiles de temperatura de los componentes del CSP y del MCF ($\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$)

Como se observa, la temperatura del MCF se encuentra únicamente por encima de la temperatura de la cubierta de vidrio, pero por debajo de las demás temperaturas. Esto se debe a que en el periodo de cambio de fase (sólido-líquido) el material absorbe mayor calor que los demás, para que en el periodo nocturno lo pueda liberar, de manera que al absorber mayor calor, su temperatura decrece a comparación de los demás componentes del colector.

En la Figura 4.9 se presentan las temperaturas de los elementos del CSP, así como del MCF, en este caso del Ácido Láurico para un espesor de 10 mm.

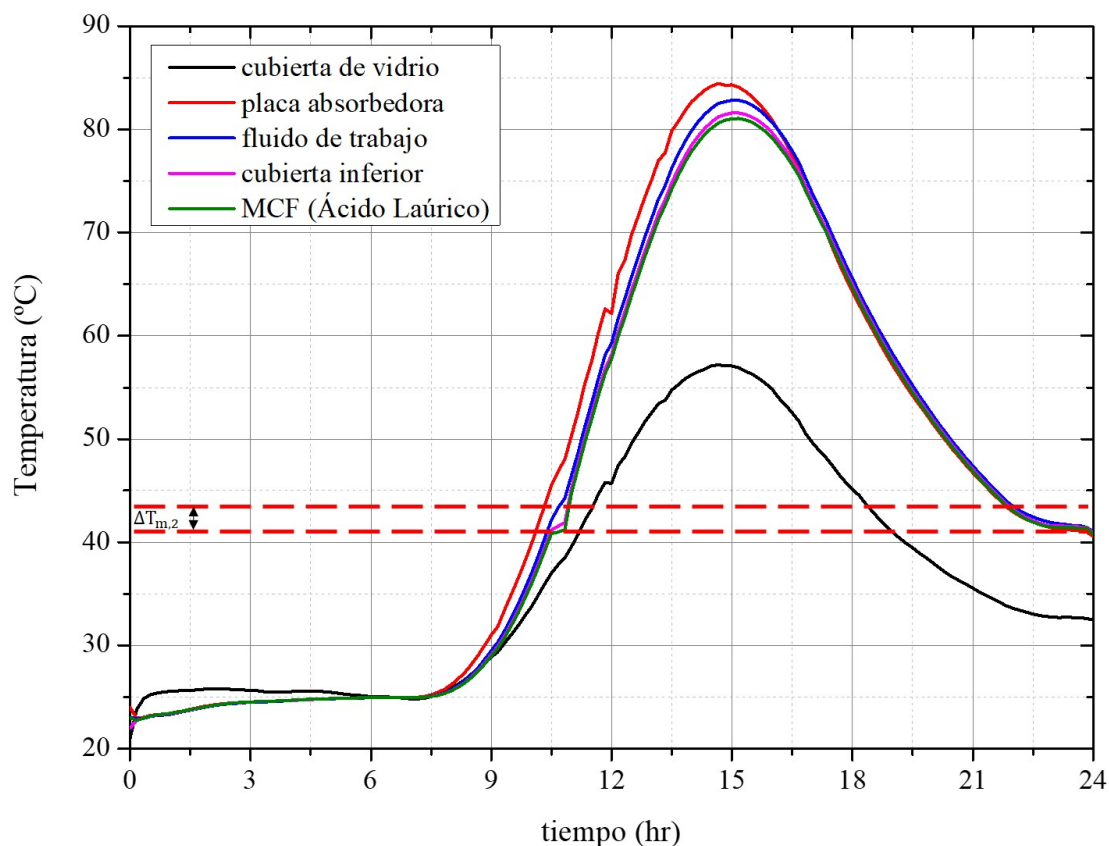


Figura 4.9: Perfiles de temperatura de los componentes del CSP y del MCF (Ácido Láurico)

Se puede observar que se presenta un comportamiento similar de cada componente del CSP al igual que en la Figura 4.8. No obstante, la temperatura máxima del fluido alcanza casi los 83 °C y el cambio de fase del material ocurre aproximadamente a las 10:30 horas.

Finalmente, en la Figura 4.10 se presenta la gráfica del CSP implementando Parafina RT60/RT58 como MCF, con un espesor de 10 mm.

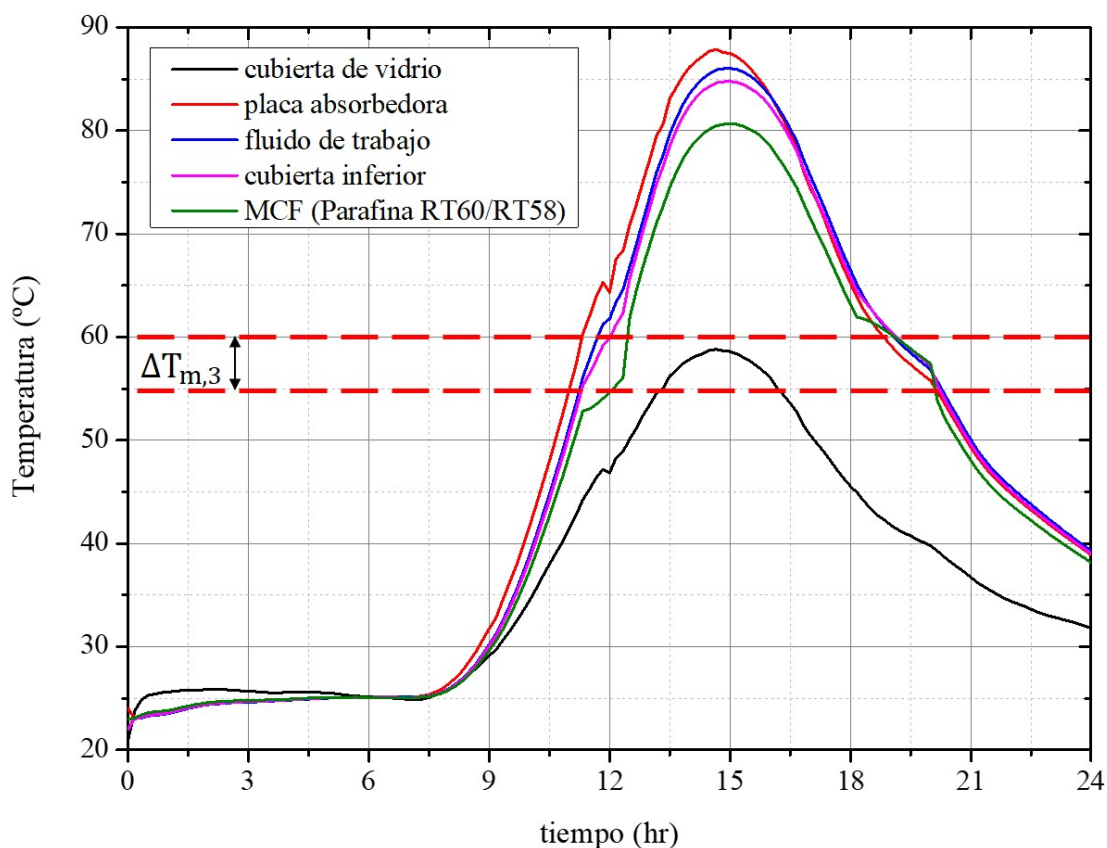


Figura 4.10: Perfiles de temperatura de los componentes del CSP y del MCF (Parafina RT60/RT58)

Tal como se observa, el MCF cambia de fase a las 11:00 horas aproximadamente para la fase sólida-líquida, y posteriormente a las 18:00 horas cambia de fase nuevamente. La temperatura del fluido alcanza un máximo de 86 °C a las 15:00 aproximadamente, mientras que el MCF alcanza una temperatura máxima de 80 °C a la misma hora.

A diferencia de las Figuras 4.8 y 4.9, la Figura 4.10 presenta con mayor claridad el cambio de fase líquido-sólido-líquido del material, debido a que su intervalo de temperatura de fusión es mayor que los otros materiales, por lo que el cambio de fase se logra en un tiempo menor.

Se puede observar en las figuras 4.8, 4.9 y 4.10 que el intervalo de temperaturas de fusión no coincide con las temperaturas del MCF, y esto se debe a que el método de la modelación empleado toma como temperatura representativa la sección media del material como se mostró en la Figura 3.11. De modo que la temperatura del MCF graficada en las figuras 4.8, 4.9 y 4.10 corresponden a la sección media del material y por esta razón el intervalo de la temperatura de fusión que se señala en las gráficas no coincide con el que se presenta sobre los perfiles de temperatura del material de cambio de fase.

4.3.1. Análisis del MCF óptimo

En esta sección se realiza un análisis del mejor MCF de los tres empleados. Para tal motivo, se modeló cada material a diferentes espesores, 5, 10, 15 y 30 mm y se graficó la temperatura del fluido de trabajo para cada variación del espesor por cada material. Se reportan las temperaturas únicamente del fluido de trabajo con y sin MCF, con el objetivo de observar el comportamiento de las mismas en el periodo nocturno. En la Figura 4.11 se muestra la temperatura del fluido con un espesor del MCF de 5 mm.

Se observa que la temperatura más alta se alcanza cuando no se ocupa MCF, esto se debe a que el fluido no entrega al calor al material, por lo que su temperatura es mayor, a comparación de los tres perfiles donde se ocupa MCF. No obstante, el calor que el material absorbe del fluido se ve reflejado en la temperatura de este después de las 18:00 horas, en donde el MCF aporta el calor que absorbió en el proceso de cambio de fase sólido-líquido, por lo que la temperatura del fluido con MCF se mantiene por arriba del caso sin MCF. Con este resultado se verifica que en horas nocturnas la temperatura del fluido incorporando MCF se mantiene por arriba del caso sin MCF, de modo que se cumple con el objetivo de implementar materiales de cambio de fase en el CSP.

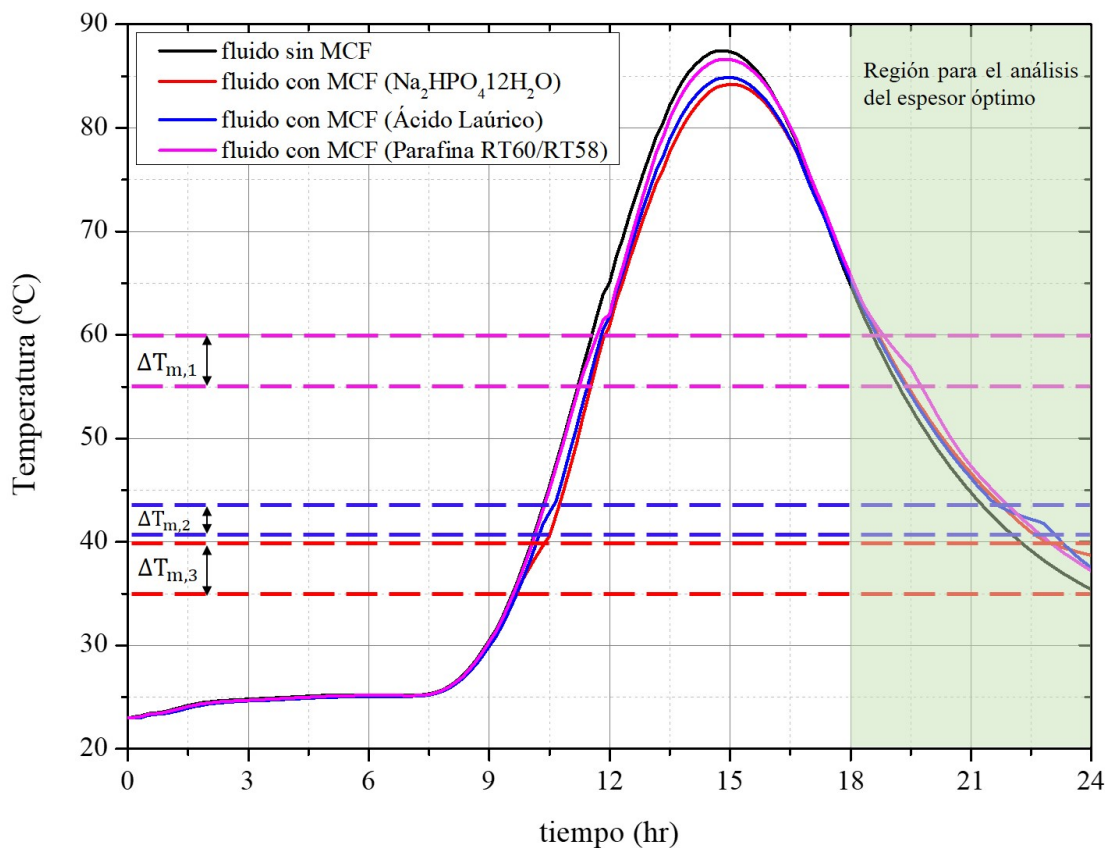


Figura 4.11: Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 5 mm

Finalmente, se puede concluir que el mejor material es la Parafina RT60/RT58 ya que el valor máximo del fluido es mayor que en los otros dos materiales, y su temperatura después de las 18:00 horas se encuentra por arriba de las demás.

La Figura 4.12 muestra el comportamiento de las temperaturas del fluido a un espesor de 10 mm.

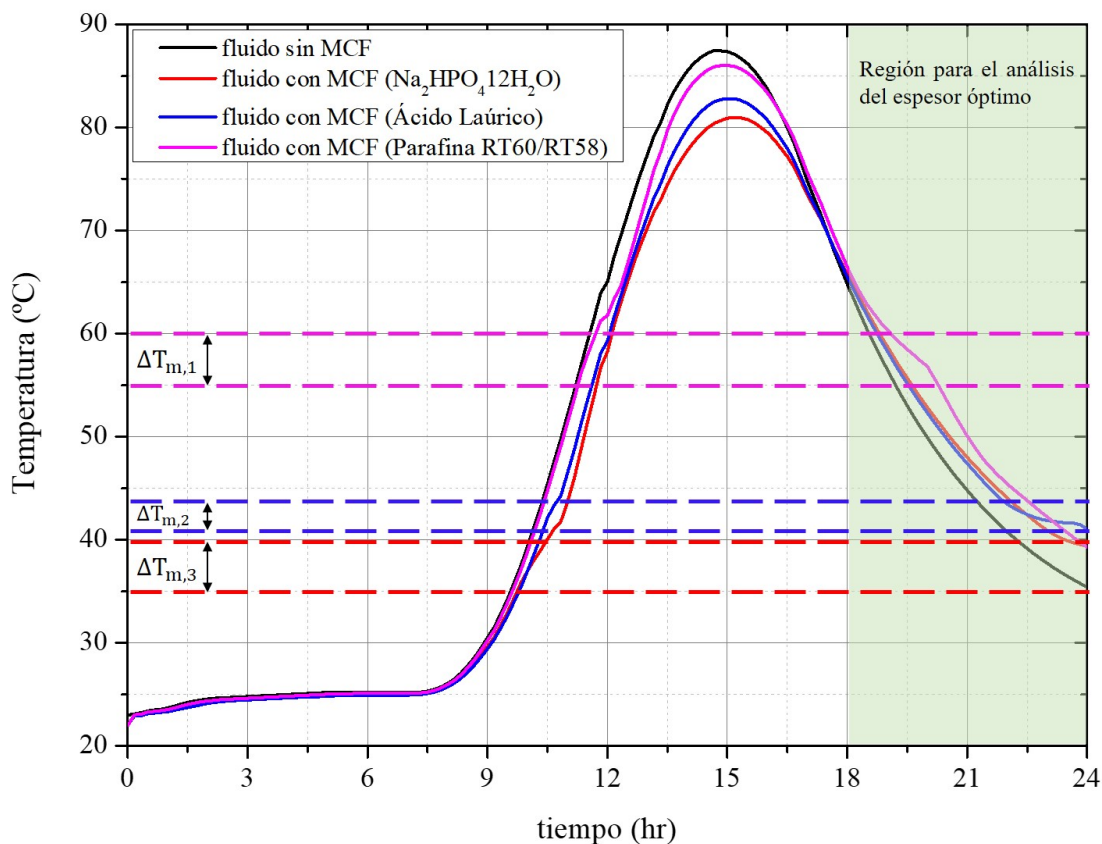


Figura 4.12: Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 10 mm

De la Figura 4.12 se observa que el comportamiento de las temperaturas son similares a la Figura 4.11, sin embargo la diferencia de temperaturas es mayor en los valores máximos, así como después de las 18:00 horas. Esto ocurre debido a que el material por tener un mayor espesor, cuenta con un volumen mayor, por lo que absorbe más calor para su proceso de cambio de fase. No obstante, aunque la temperatura del fluido decrece durante su valor máximo esta se mantiene por arriba de la temperatura sin MCF durante el periodo nocturno.

Del mismo modo que ocurre con la Figura 4.11, la Parafina RT60/RT58 es el mejor MCF, ya que entrega mayor calor y el fluido tiene valores mayores que con los otros dos materiales.

Continuando con el análisis, en la Figura 4.13 se presenta las temperaturas del fluido del CSP a un espesor de 15 mm.

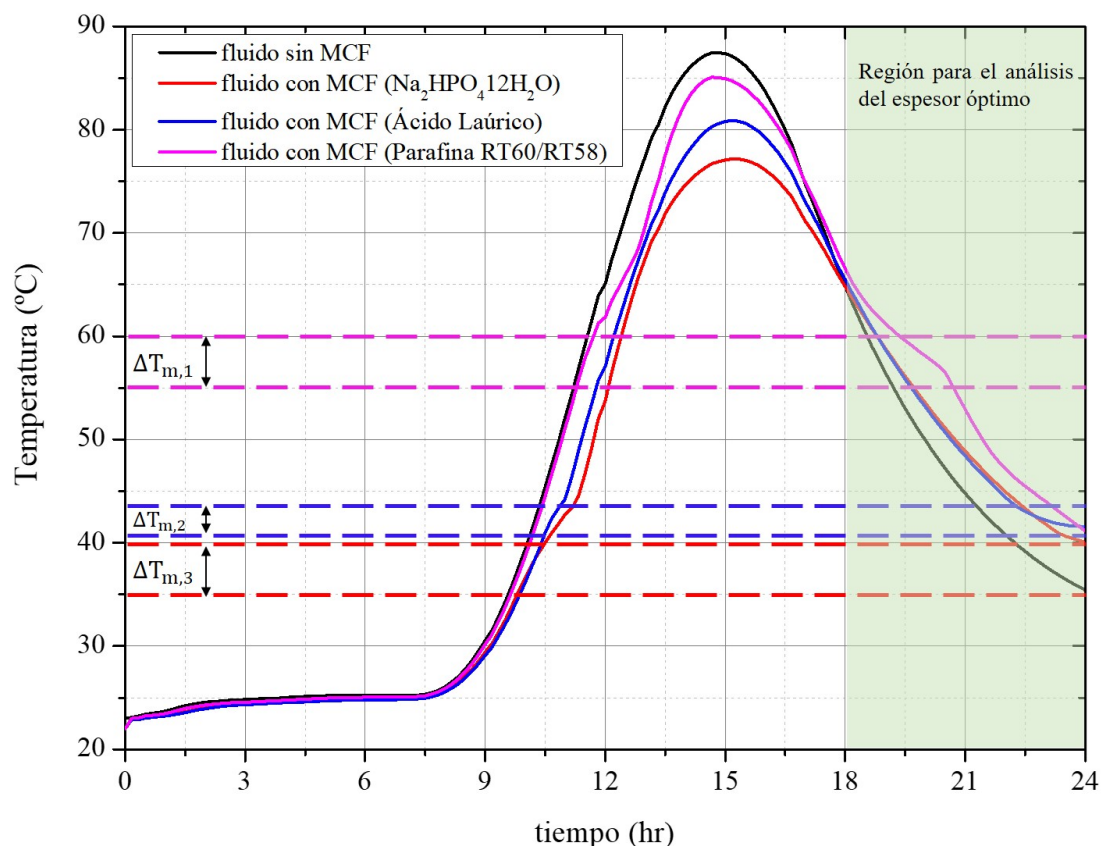


Figura 4.13: Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 15 mm

Tal como se observa, la diferencia de temperaturas del fluido con y sin MCF es mayor a comparación de las Figuras 4.11 y 4.12. De igual modo, se observa que la parafina RT60/RT58 presenta el mejor comportamiento ya que el valor máximo de la temperatura del fluido es aún mayor que el $\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ y el ácido láurico, además que tal temperatura se mantiene por encima de las demás durante el periodo nocturno.

Finalmente, en la Figura 4.14 se presentan los perfiles de temperatura del fluido para un MCF con espesor de 30 mm.

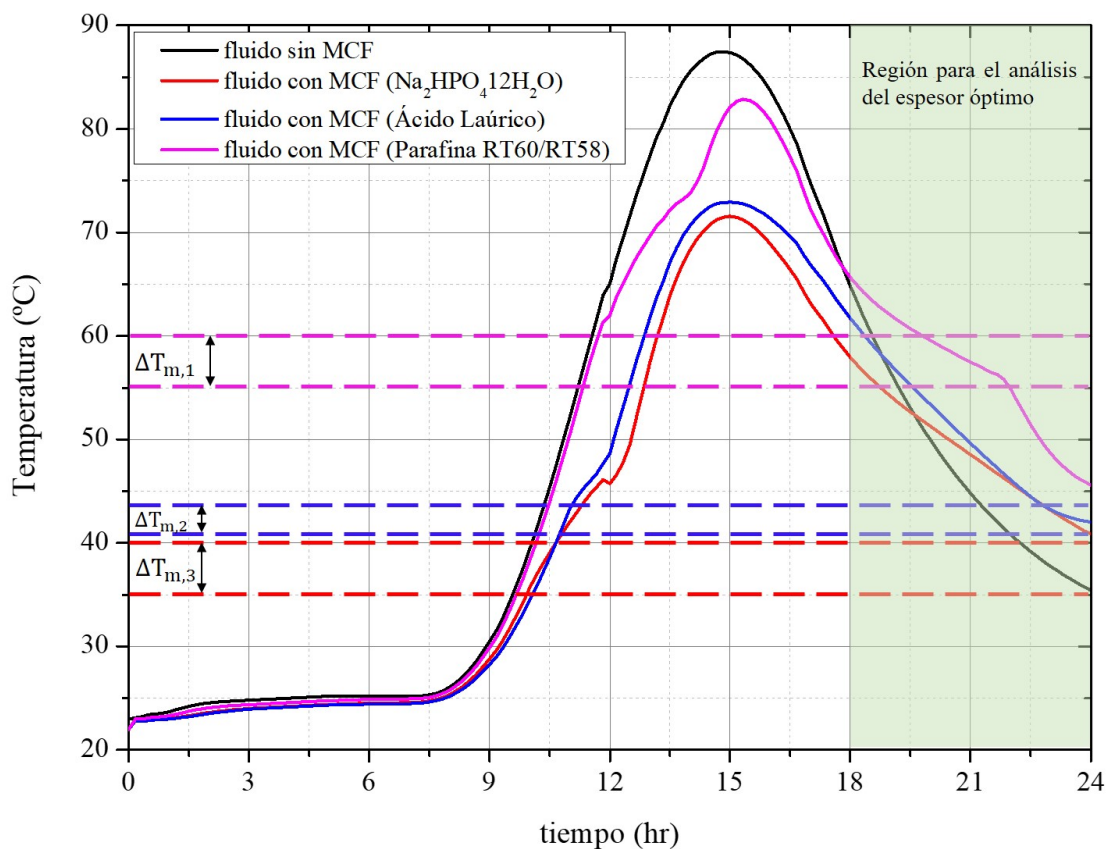


Figura 4.14: Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 30mm

De la gráfica se observa que nuevamente la parafina RT60/RT58 es la que presenta el mejor comportamiento, debido a que la temperatura del fluido no decrece bruscamente después de las 18:00 horas, a comparación de los demás materiales. Por esta razón, es viable concluir que la parafina RT60/RT58 es el mejor material de cambio de fase de los presentados en este trabajo.

4.3.2. Resultados de la modelación del CSP para un día de baja irradiancia solar

Del mismo modo que se realizó el análisis de la temperatura del fluido con MCF para los cuatro días seleccionados, se presenta en la Figura 4.15 la gráfica del comportamiento del fluido con MCF correspondiente al día 9 de enero para un espesor de 30 mm. Esto se hizo con el objetivo de observar el comportamiento del fluido en días con alta nubosidad y observar el fenómeno que se presenta.

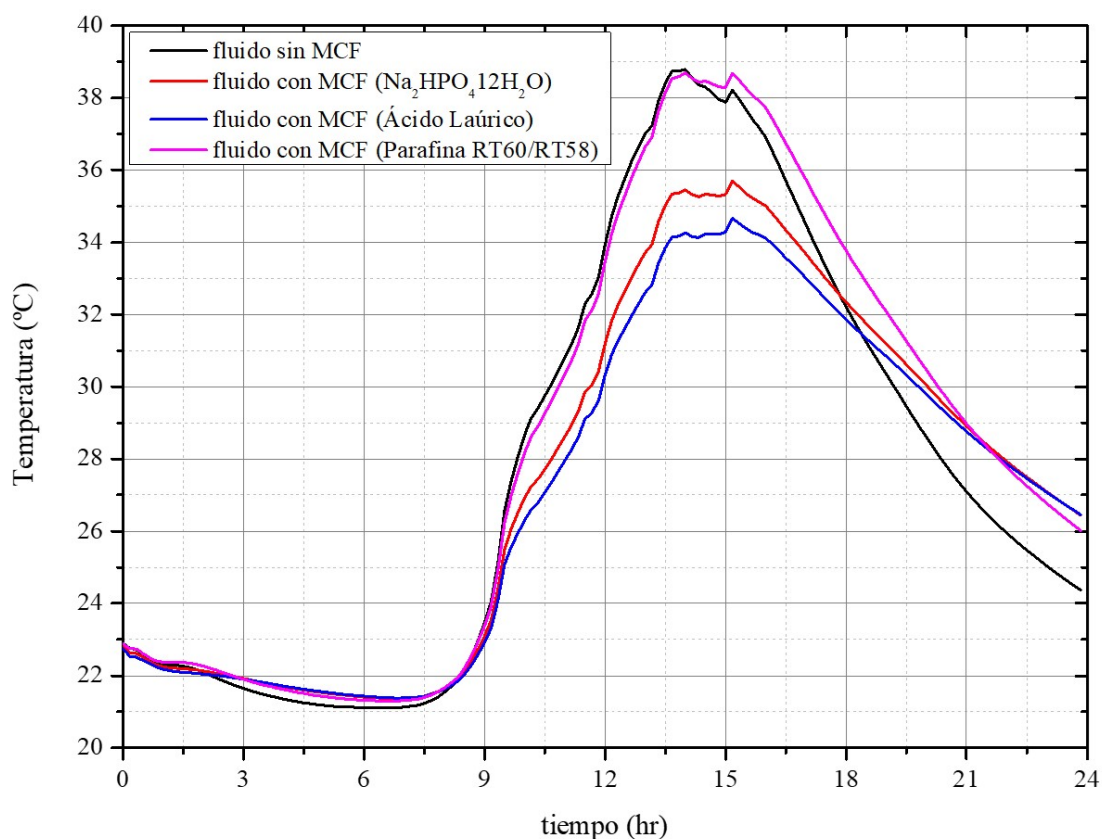


Figura 4.15: Perfiles de temperatura del fluido de trabajo sin y con MCF a un espesor de 30 mm para un día de baja irradiancia solar

Tal como se observa, la parafina RT60/RT58 es el mejor material a emplear ya que se obtiene una ganancia de temperaturas mayor a partir del decremento de la radiación,

a comparación de los otros dos materiales. No obstante, debido a que tal día presenta bajos valores de radiación solar, se espera que la temperatura del fluido no sea lo suficientemente alta como la de los días evaluados previamente. Sin embargo, debido a sus propiedades termofísicas la parafina resulta ser el mejor MCF en días que presenten estas condiciones ambientales.

4.3.3. Análisis del espesor óptimo del MCF

En esta sección se discutirá y presentará el mejor espesor de cada MCF para implementar en el CSP. Debido a que la fuente de calor (radiación solar) es finita, existe una cantidad finita de calor que el MCF puede absorber de modo que logre el proceso de cambio de fase. Esto se le atribuye al espesor del material, ya que cuanto mayor es su espesor, su volumen será mayor, y necesitara mayor calor para lograr la transición de fase. Por tal motivo, existe un espesor óptimo en donde el material alcanza el cambio de fase y en el cual el fluido absorbe la mayor cantidad de calor.

Para obtener tal espesor se calculó la temperatura del fluido con MCF y sin MCF en un tiempo "t". El intervalo de tiempo se tomó desde las 18:00 hasta las 24:00 horas. Posteriormente, se realizó la diferencia entre las dos temperaturas y la sumatoria. Finalmente, conociendo el calor específico del fluido se calculó la entalpía.

Se realizaron diversas simulaciones variando el espesor de cada material hasta alcanzar un punto en donde la entalpía decrece, debido a que el espesor del material es lo suficientemente grande como para aportar calor al fluido, por lo que lo absorbe de este. En tal punto es donde se encontró el espesor óptimo, tal como se observa en la Figura 4.16.

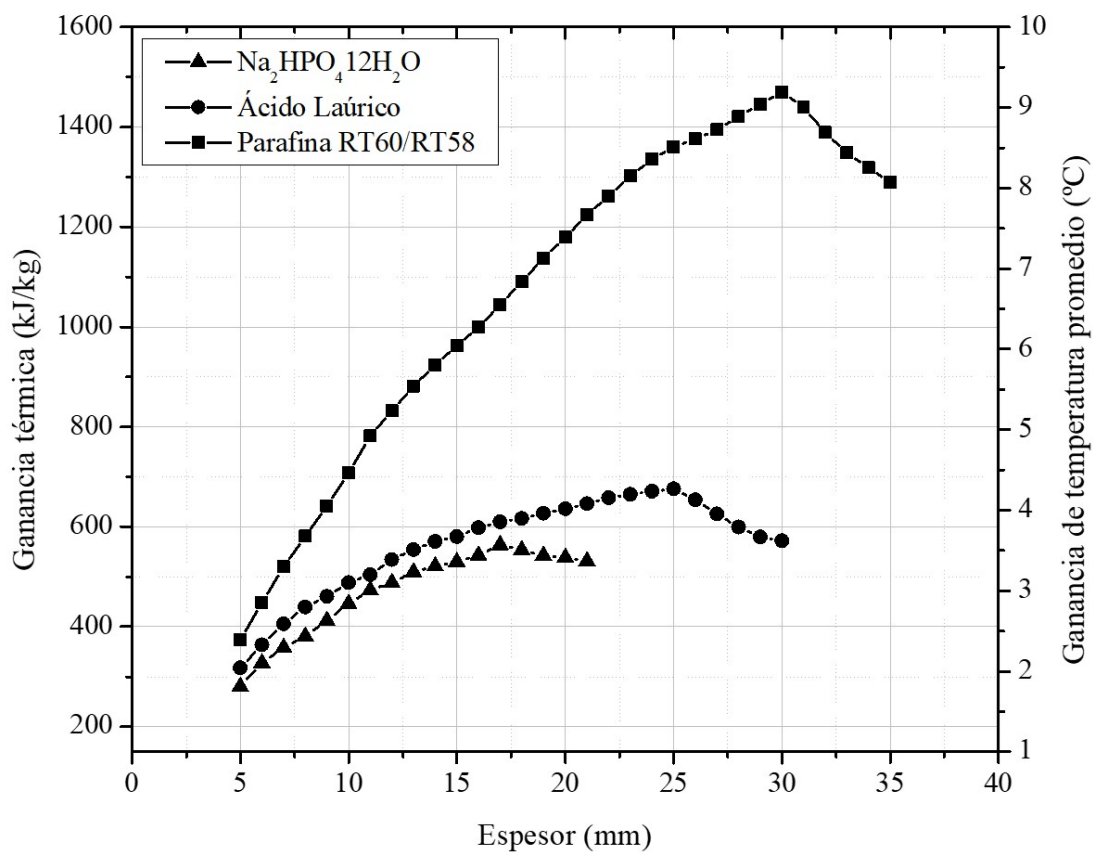


Figura 4.16: Espesores óptimos de cada MCF

Tal como se observa en la Figura, el espesor óptimo del $\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ es de 17 mm, el del ácido láurico de 25 mm y de la parafina RT60/RT58 de 30 mm. El de la parafina es el espesor mayor debido a su calor de latente y a su alto intervalo de temperatura de fusión.

Capítulo 5

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD ECONÓMICA DEL CSP IMPLEMENTANDO MCF

En este capítulo se presentan dos casos de estudio (residencial e industrial) implementando colectores solares planos, los cuales se emplean para satisfacer la demanda de calor requerido en cada caso. De igual manera, una vez realizado el dimensionado del campo de CSPs requeridos se realizó un análisis de factibilidad económica y se comparó el caso sin MCF y con MCF.

5.1. Estudio de caso: Sector Residencial

Para el caso residencial se considera una familia de 4 personas con un consumo de Agua Caliente Sanitaria (ACS) de 30 L por persona/día, el cual equivaldría a un total de 120 L/día. Para calcular la demanda energética mensual se debe establecer la temperatura del ACS, la cual de acuerdo a la IDAE se puede emplear una temperatura de 60 °C para aplicaciones residenciales (ATECYR, 2010).

De igual manera se necesita conocer la temperatura de red, la cual es la temperatura

del agua dentro de las tuberías de transporte de la misma. Este valor se puede estimar mensualmente mediante la siguiente ecuación:

$$\bar{T}_{Red,i} = T_{Red,anual} + \varsigma(T_{amb,i-1} - \bar{T}_{amb,anual}) \quad (5.1)$$

Donde el sub índice i corresponde al mes en el que se desea conocer tal temperatura y el factor ς se estima como:

$$\varsigma = e^{-z/\vartheta} \quad (5.2)$$

Donde ϑ se calcula mediante:

$$\vartheta = \sqrt{\frac{z \cdot \varrho_s \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 365}{2\pi}} \quad (5.3)$$

Siendo ϱ la difusividad del suelo profundo la cual tiene un valor de $0.52 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$ y z la profundidad a la cual se encuentran las tuberías de transporte de agua, el cual se puede usar 2 mts. (CONAGUA, 2007).

Conociendo la T_{Red} es posible calcular el calor necesario para satisfacer las necesidad energéticas de la casa residencial, mediante la Ec. (5.4).

$$Q_{ACS} = c_{p,f} C_{ACS} (T_{ACS} - T_{Red}) n_d \quad (5.4)$$

Donde C_{ACS} es el producto de las unidades de consumo por la unidad de demanda.

En la Tabla 5.1 se presenta la demanda de energética mensual requerida para el caso residencial.

Tabla 5.1: Demanda energética de calor mensual para ACS

Mes	Días del mes	Unidades de consumo	Unidad de demanda (Lts/día)	T _{ACS} (°C)	T _{Red} (°C)	Q _{ACS} $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{mes}}\right)$
Enero	31	4	30	60	20.11	620,563.6
Febrero	28	4	30	60	19.49	569,242.9
Marzo	31	4	30	60	20.58	613,239.8
Abril	30	4	30	60	21.22	583,813.1
Mayo	31	4	30	60	21.84	593,707.1
Junio	30	4	30	60	21.60	578,112.1
Julio	31	4	30	60	21.77	594,810.2
Agosto	31	4	30	60	21.89	592,810.1
Septiembre	30	4	30	60	21.87	574,009.0
Octubre	31	4	30	60	21.52	598,661.5
Noviembre	30	4	30	60	21.22	583,766.1
Diciembre	31	4	30	60	20.19	619,382.7
Total anual						7,122,118.7

Del mismo modo es necesario conocer la radiación solar disponible en el sitio, la cual se puede calcular mediante la Ec. (5.5).

$$I = H \cdot FK \cdot FH \cdot FI \cdot FS \quad (5.5)$$

El factor de corrección de inclinación del colector (FK) se obtiene mensualmente de tablas, dependiendo de la latitud del sitio. Otro factor a considerar es el factor de histéresis (FH), el cual estima una reducción de la energía del 6% debido a que cuando la radiación ese encuentra por debajo de 200 W/m^2 no se produce intercambio de la energía del fluido, por lo que tal energía no se aprovecha, por lo que se recomienda emplear un FH de 0.94 (Muñiz y García, 2012). De igual manera se emplea un fac-

tor por corrección de orientación de los colectores (FI), ya que existen pérdidas por orientación o inclinación distinta a la óptima. Para este trabajo se considera el campo de colectores orientados hacia el sur geográfico. Finalmente, se emplea un factor de pérdidas por sombreado (FS), el cual se considera como 1 ya que se supone que no hay sombras a lo largo del día sobre los CSP's.

En la Tabla 5.2 se presenta el cálculo de la irradiación promedio mensual disponible en el sitio.

Tabla 5.2: Cálculo de la irradiación mensual disponible en el sitio

Mes	Días del mes	$H \left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ mes}} \right)$ plano horizontal	FK	FH	FI	FS	$I \left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{ mes}} \right)$ plano inclinado	$R \left(\frac{\text{KJ}}{\text{m}^2 \text{ día}} \right)$ plano inclinado
Enero	31	406,717.37	1.14	0.94	1	1	605,609.5	14.06
Febrero	28	458,391.85	1.1	0.94	1	1	614,789.7	16.93
Marzo	31	627,593.18	1.04	0.94	1	1	753,323.5	19.79
Abril	30	698,056.46	0.98	0.94	1	1	772,572.7	21.43
Mayo	31	747,316.09	0.94	0.94	1	1	808,812.6	21.30
Junio	30	722,463.61	0.92	0.94	1	1	778,989.0	20.83
Julio	31	739,484.20	0.94	0.94	1	1	816,742.5	21.08
Agosto	31	724,434.65	0.98	0.94	1	1	818,483.7	21.53
Septiembre	30	625,697.81	1.05	0.94	1	1	771,508.5	20.59
Octubre	31	525,723.26	1.12	0.94	1	1	731,754.2	17.85
Noviembre	30	404,405.85	1.16	0.94	1	1	618,733.5	14.70
Diciembre	31	375,019.66	1.16	0.94	1	1	584,803.7	13.19

5.1.1. Método f-Chart

El método f-Chart es un método desarrollado a principios de los años 70, reconocido por físicos, ingenieros, diseñadores y todo el sector de la energía solar térmica en general. Con esta herramienta se puede estudiar el comportamiento energético de un predimensionamiento de una instalación, para comprobar si cumple con las condiciones inicialmente establecidas (Muñiz y García, 2012). El IDAE lo incluye como método de cálculo recomendado.

Para desarrollar el método se utilizan datos mensuales medios y es perfectamente válido para determinar el rendimiento o factor de cobertura solar en instalaciones de calentamiento, en todo tipo de edificios, mediante colectores solares planos. Este método se basa en identificar variables, a las que se les asigna un valor determinado, y realizar un ensayo de la instalación con el objetivo de conocer sus prestaciones en estas condiciones. La reiteración de estos cálculos da lugar al correcto dimensionado de la misma.

La ecuación utilizada en este método es la siguiente:

$$f = 1.029D_1 - 0.065D_2 - 0.245D_1^2 + 0.0018D_2^2 + 0.0215D_1^3 \quad (5.6)$$

El valor de f representa la relación entre la energía aportada por el sistema solar térmico y la demanda energética relativa al consumo de ACS. Generalmente se calcula de forma mensual.

5.1.1.1. Cálculo del parámetro D_1

El parámetro D_1 expresa la relación entre la energía absorbida por el colector y la carga calorífica total de calentamiento mensualmente.

$$D_1 = \frac{\text{energía absorbida por el CSP}}{\text{carga calorífica mensual}} = \frac{Q_{abs}}{Q_{ACS}}$$

La energía absorbida por el colector durante un periodo de tiempo de un mes, viene dada por la siguiente expresión:

$$Q_{abs} = S_c R F'_e(\tau_g \alpha_p) n_d \quad (5.7)$$

Donde el factor adimensional $F'_e(\tau_g \alpha_p)$ se puede estimar como:

$$F'_e(\tau_g \alpha_p) = F_e(\tau_g \alpha_p)_n \left[\frac{(\tau_g \alpha_p)}{(\tau_g \alpha_p)_n} \right] \left(\frac{F'_e}{F_e} \right) \quad (5.8)$$

Siendo $F_e(\tau_g \alpha_p)$ el factor de eficiencia óptica del colector, $\left[\frac{(\tau_g \alpha_p)}{(\tau_g \alpha_p)_n} \right]$ el modificador de ángulo de incidencia, el cual se puede tomar como valor 0.96 para colectores de superficie transparente sencilla y 0.94 para colectores con superficie transparente doble y $\left(\frac{F'_e}{F_e} \right)$ el factor de corrección del conjunto colector-intercambiador, el cual se recomienda tomar el valor de 0.95.

Por otra parte, F'_e se calcula como:

$$F'_e = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left\{ \frac{1}{U_L [D_e + (W - D_e) F]} + \frac{1}{\pi D_i h_f^{conv}} \right\}} \quad (5.9)$$

Donde F se estima como:

$$F = \frac{\tanh [m(W - D_e)/2]}{m(W - D_e)/2} \quad (5.10)$$

Siendo m :

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_p \delta_p}} \quad (5.11)$$

Cabe aclarar que en el caso de un CSP acoplado con MCF, existe presente una ganancia térmica de calor que representa la energía almacenada por el material y aportada al fluido durante el periodo nocturno. De tal manera que el calor útil es mayor debido a

que el factor f es mayor. Tal ganancia térmica se contempla en el parámetro D_1 de la siguiente manera:

$$D_1 = \frac{\text{energía absorbida por el CSP} + \text{energía aportada al fluido por el MCF}}{\text{carga calorífica mensual}} = \frac{Q_{abs} + Q_{MCF}}{Q_{ACS}}$$

5.1.1.2. Cálculo del parámetro D_2

El parámetro D_2 expresa la relación entre las pérdidas de energía en el colector, para una determinada temperatura, y la carga calorífica de calentamiento durante un mes. Esta relación se expresa como:

$$D_2 = \frac{\text{energía perdida por el CSP}}{\text{carga calorífica mensual}} = \frac{Q_L}{Q_{ACS}}$$

La energía perdida por el colector viene dada por la siguiente ecuación:

$$Q_L = S_c F'_e U_L (100 - T_{amb}) \Delta t_m K_1 K_2 \quad (5.12)$$

Donde el factor K_1 se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$K_1 = \left(\frac{\text{kg acumulacion}}{75 \cdot S_c} \right) \quad (5.13)$$

Y el factor K_2 se calcula como:

$$K_2 = \frac{11.6 + 1.18 \cdot T_{ACS} + 3.86 \cdot T_{Red} - 2.32 \cdot \bar{T}_{amb,mensual}}{100 - \bar{T}_{amb,mensual}} \quad (5.14)$$

5.1.2. Cobertura solar mensual de los CSPs

Se presentan dos resultados del método f-Chart que se obtuvieron con un sistema de uno y dos colectores respectivamente en el dimensionado. Debido a que se estudia un caso residencial, la cantidad de calor de ACS es suficiente para ser abastecida por uno o dos colectores. De igual manera, el método f-Chart tiene como restricción tal que en ningún mes del año la energía producida por el sistema solar térmico supere el 110 % de la demanda energética relativa al consumo de ACS. Así mismo, tampoco puede superar esta relación el 100 % durante más de tres meses debido a que implicaría un sobredimensionado para el sistema lo que resultaría en pérdida de eficiencia del mismo a lo largo del año (Muñiz y García, 2012).

Los resultados que se obtuvieron del método f-Chart se presentan en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3: Coberturas solares mensuales (f) del dimensionado sin y con MCF obtenidas mediante el método f-Chart para el caso residencial

Mes	1 CSP (sin MCF)	2 CSPs (sin MCF)	1 CSP (con MCF)	2 CSPs (con MCF)
Enero	21%	55%	32%	68%
Febrero	33%	63%	45%	74%
Marzo	42%	75%	66%	93%
Abril	47%	81%	69%	96%
Mayo	47%	84%	69%	99%
Junio	46%	81%	68%	96%
Julio	47%	82%	69%	97%
Agosto	48%	84%	72%	99%
Septiembre	46%	82%	69%	97%
Octubre	36%	73%	53%	87%
Noviembre	24%	62%	35%	74%
Diciembre	19%	50%	29%	63%
Promedio anual	38 %	73 %	56 %	87 %

Como se observa de la Tabla 5.3, los valores de f en los cuatro casos se encuentran por debajo del 110 % y ningún mes alcanza el 100 %, por lo que cumple con la restricción del método. Como es de esperarse el sistema con 2 colectores aporta mayor

calor útil para satisfacer la demanda de ACS ya que se cuenta con mas área de captación del sistema. De igual manera, el promedio anual en los casos con MCF es mayor que los casos sin MCF, tal como se esperaría ya que el aporte de calor del material al fluido logra un incremento del aporte total de energía a la demanda de ACS. No obstante, aunque los valores de f y el calor útil son mayores en los casos con MCF, se debe realizar el análisis económico para comprobar si la inversión por implementar tales materiales de cambio de fase resulta competente en relación al calor ganado en comparación con los casos sin MCF. Cabe aclarar que se realizó el análisis para un sistema con 3 colectores, sin embargo el valor de f se encontraba por arriba del 110%, por lo que tal caso no se considera en este trabajo.

5.1.3. Factibilidad económica del proyecto del caso residencial

Para realizar el análisis de factibilidad económico se necesitan conocer ciertos datos financieros del sistema térmico, tales como el costo del colector, el sistema de almacenamiento, el costo de la instalación, la operación y el mantenimiento (O & M), el costo del MCF empleado posteriormente, entre otros. Estos datos se presentan en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4: Parámetros financieros para el análisis económico

Concepto	Valor	Referencia
Colector solar plano	188 USD/m ²	Araya et al., 2017
Sistema de almacenamiento	811 USD/m ³	Araya et al., 2017
Instalación	\$2,000	https://www.fixr.com/costs/solar-water-heater-installation
Operación y Mantenimiento	2 % de costo de capital	Duffie y Beckman, 2013
MCF (Parafina RT60/RT58)	1.60 €/kg	Bland et al., 2017
Costo del lt. de gas LP	\$ 11.63	http://www.cre.gob.mx/ConsultaPrecios/GasLP/PlantaDistribucion.html?idiom=es

De igual manera se calculó el consumo en litros de gas LP así como el gasto de tal combustible para satisfacer la demanda energética de la casa. Estos valores se emplearon posteriormente para calcular el ahorro monetario al implementar colectores solares. Tales resultados se presentan en la Tabla 5.5.

Tabla 5.5: Datos mensuales de cantidad de energía, volumen de LP y costo necesario para el caso residencial

Mes	Q_{ACS} (kWh)	Combustible necesario (L)	Gasto mensual (\$)
Enero	172.38	34.48	\$ 400.83
Febrero	158.12	31.62	\$ 367.68
Marzo	170.34	34.07	\$ 396.10
Abril	162.17	32.43	\$ 377.09
Mayo	164.92	32.98	\$ 383.49
Junio	160.59	32.12	\$ 373.41
Julio	165.23	33.05	\$ 384.20
Agosto	164.67	32.93	\$ 382.91
Septiembre	159.45	31.89	\$ 370.76
Octubre	166.29	33.26	\$ 386.69
Noviembre	162.16	32.43	\$ 377.06
Diciembre	172.05	34.41	\$ 400.07
Total anual	1,978.37	395.67	\$ 4,600.29

Del mismo modo, empleando los datos de la Tabla 5.4 y considerando el gasto anual reportado en la Tabla 5.5 se calculó el costo de la inversión inicial del sistema, considerando ya sea uno o dos colectores en cada caso. De igual manera se calculó el porcentaje de la energía auxiliar a utilizar, el cual equivale al complemento de f multiplicado por la demanda energética de ACS. Finalmente, se calculó el ahorro restando el costo de la energía implementando CSPs con el costo de la energía sin CSPs. Tales resultados se presentan en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6: Ahorros mensuales del caso residencial para 1 y 2 CSPs sin y con MCF

Mes	1 CSP (sin MCF)	2 CSPs (sin MCF)	1 CSP (con MCF)	2 CSPs (con MCF)
Enero	\$ 83.36	\$ 221.64	\$ 128.31	\$ 272.89
Febrero	\$ 122.33	\$ 232.31	\$ 163.69	\$ 273.50
Marzo	\$ 167.89	\$ 298.73	\$ 263.26	\$ 369.20
Abril	\$ 179.09	\$ 306.25	\$ 259.77	\$ 361.11
Mayo	\$ 178.93	\$ 321.64	\$ 264.90	\$ 379.01
Junio	\$ 171.96	\$ 302.64	\$ 254.67	\$ 359.51
Julio	\$ 181.31	\$ 314.99	\$ 265.47	\$ 371.81
Agosto	\$ 184.82	\$ 321.35	\$ 276.23	\$ 380.77
Septiembre	\$ 169.26	\$ 303.12	\$ 254.55	\$ 361.33
Octubre	\$ 139.73	\$ 280.97	\$ 204.56	\$ 336.78
Noviembre	\$ 89.48	\$ 232.15	\$ 132.20	\$ 278.30
Diciembre	\$ 74.63	\$ 200.45	\$ 117.03	\$ 250.95
Total anual	\$ 1,742.79	\$ 3,336.24	\$ 2,584.64	\$ 3,995.16

Como se observa de la Tabla 5.6 existe un ahorro anual de \$1, 742.49 para el caso con 1 CSP, mientras que para el caso con 2 CSPs se tiene un ahorro de \$3, 336.24. Esto es de esperarse ya que con el sistema de 2 colectores se emplea menor energía auxiliar para satisfacer la demanda energética, de tal manera que dicho costo es menor y en cada mes se tiene un ahorro mayor en comparación con el sistema de 1 CSP.

Por otra parte, observando los ahorros implementando material de cambio de fases, se observa que se cuenta con mayor ahorro que los casos sin MCF, debido a que el empleo del material permite almacenar energía que es utilizada para satisfacer la demanda energética ACS, de tal manera que la cantidad de la energía auxiliar a emplear es menor reduciendo el gasto por esta vía, obteniendo mayor ahorro económico.

5.1.3.1. Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento (TMAR)

Cuando se desea invertir sobre un proyecto con el fin de obtener un beneficio económico por el desembolso todo inversionista, ya sea persona física, empresa o gobierno

debe tener un panorama acerca de la rentabilidad que puede tener ese proyecto, incluyendo ingresos y gastos. Por tal razón se presenta una perspectiva acerca de la factibilidad económica que podría tener el proyecto.

Se establece el hecho de que todo inversionista deberá tener una tasa de referencia para hacer sus inversiones. La tasa de referencia es la base de la comparación y el cálculo en las evaluaciones económicas que realice. Si no se obtiene cuando menos esa tasa de rendimiento, se rechazará la inversión. Esta tasa de referencia se conoce como Tasa Mínima Aceptable de Rendimiento (TMAR) y se define como (Urbina, 2013).

$$TMAR = if + pr \quad (5.15)$$

Debido a que en todos los países existe inflación, por muy pequeño que sea su valor, éste crece anualmente, por lo que en términos reales significa ganar un rendimiento superior a la inflación, ya que si se gana un rendimiento igual a la inflación el dinero no crece, sino que mantiene su poder adquisitivo. Por otra parte, el premio al riesgo representa la diferencia en la tasa de interés que a un inversor se le paga al asumir una determinada inversión con una menor fiabilidad económica que otra, en otras palabras es el crecimiento del dinero ya que el inversionista arriesga su dinero y por tal motivo merece una ganancia adicional sobre la inflación.

La inflación en México es de aproximadamente el 5% (Banxico, 2019). El premio al riesgo que se utilizará para esta propuesta de proyecto será del 7%, lo que conformará una TMAR de 12% de acuerdo a la Ec. (5.15).

5.1.3.2. Costo Presente Neto (CPN)

El costo presente neto es un procedimiento que permite calcular el costo presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. En otras palabras significa traer del futuro al presente cantidades monetarias a su valor equivalente. En términos formales de evaluación económica, cuando se trasladan cantidades del presente al futuro se dice que se utiliza una tasa de interés, pero cuando se trasladan cantidades del futuro al presente, como en el cálculo del CPN, se dice que se utiliza una tasa de descuento, para este caso la TMAR; por tal razón, a los flujos de efectivo ya trasladados al presente se les llama flujos descontados. El cálculo del CPN se realiza como:

$$CPN = \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1 + TMAR)^t} - I_0 \quad (5.16)$$

- Si $CPN > 0$, es conveniente aceptar la inversión, ya que se obtienen beneficios económicos
- Si $CPN < 0$, se debe rechazar la inversión porque no se obtienen beneficios económicos

5.1.3.3. Tasa Interna de Retorno (TIR)

La tasa interna de retorno es la tasa de descuento por la cual el CPN es igual a cero (Urbina, 2013). Se le llama tasa interna de retorno porque supone que el dinero que se gana año con año se reinvierte en su totalidad. Es decir, se trata de la tasa de rendimiento generada en su totalidad en el interior de la empresa por medio de reinversión.

$$CPN = 0 = \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 \quad (5.17)$$

Al igualar el CPN a cero, la única incógnita restante es la TMAR. Esta tasa se obtiene por iteración o de manera gráfica. Cuando el CPN = 0 se tiene una ganancia equivalente a la inversión inicial.

- Si $TIR > TMAR$, el proyecto es factible
- Si $TIR < TMAR$, el proyecto no es factible

5.1.3.4. Resultados obtenidos del CPN del caso residencial

Para evaluar si el proyecto puede ser o no rentable, se realizó el análisis con base en la TMAR propuesta, el cálculo del CPN y de la TIR. El costo presente neto depende del número de años en el que opere el proyector, los costos de operación y mantenimiento previstos y los ahorros crecen anualmente de acuerdo a la inflación.

En la Tabla 5.7, se muestran valores de CPN obtenidos a partir de una TMAR de 12 % para los cuatro casos descritos previamente. Se considera que los costos de O & M crecen anualmente 5 %, el costo del combustible 8 %. De igual manera se considera el aumento del costo MCF en un 5 % anualmente al igual que la inflación.

De acuerdo con (Shukla et al., 2008) un MCF tiene un tiempo de vida de 1000 ciclos térmicos, es decir 1000 ciclos de cambio de fase sólido-líquido y 1000 ciclos de líquido-sólido. Considerando el mejor de los escenarios donde por cada día del año se complete un ciclo térmico, entonces se tiene que al cabo de 3 años el MCF ha concluido su tiempo de vida y comenzará a deteriorarse, por lo que es conveniente

reemplazarlo. Por lo tanto, se consideró un desembolso monetario cada 3 años por el reemplazo del MCF.

Tabla 5.7: CPN obtenidos con una TMAR de 12 % (caso residencial)

Caso	CPN
1 CSP (sin MCF)	\$ 8,890.63
2 CSPs (sin MCF)	\$ 15,851.66
1 CSP (con MCF)	\$ 13,011.61
2 CSPs (con MCF)	\$ 19,677.56

Como se observa de la Tabla 5.7, el CPN es mayor en los casos con dos colectores, de los cuales el caso con MCF resultó ser el de mayor valor. Esto se debe a que con el implemento de MCF y usando un premio al riesgo del 7 % el incremento del ahorro monetario por la energía almacenada en el colector es mayor que el gasto por el mismo material. No obstante, en los cuatro casos se obtiene un $CPN > 0$, por lo que es viable llevar a cabo tales proyectos.

5.1.3.5. Obtención de la TIR para el caso residencial

Finalmente, se presenta una gráfica de la TMAR vs CPN, con el fin de encontrar la TIR y observar el comportamiento del CPN a diferentes valores de TMAR.

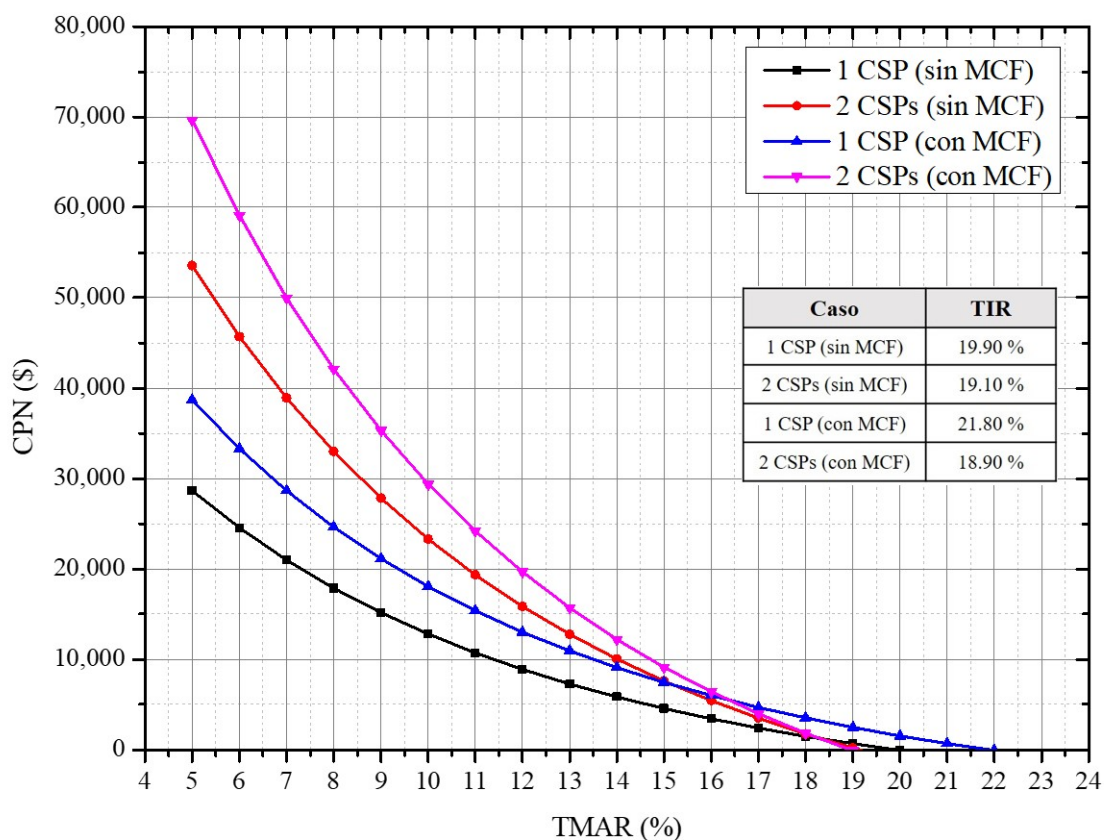


Figura 5.1: Gráfica de TMAR vs CPN para obtener la TIR (caso residencial)

Como se puede observar de la Figura 5.1, el caso con 2 CSPs (con MCF) es el que presenta el mayor CPN a valores bajos de TMAR. Sin embargo, conforme la TMAR incrementa el valor del CPN del caso de 2 CSPs (con MCF) decae y se obtiene un valor de 18.90 % en el corte con el eje x , el cual representa la TIR. No obstante, el caso de 1 CSP (con MCF) es el que alcanza la TIR máxima de los cuatro casos presentados. Esto puede deberse a que al implementar otro colector con MCF el gasto por este no resulta atractivo económicamente, ya que el dinero ahorrado no compensará el gasto por el reemplazo de tal material, por esa razón es conveniente emplear solo 1 CSP (con MCF) a nivel residencial.

De igual manera, cabe destacar que se calculó la TIR para cada caso empleando energía eléctrica convencional, considerando que la energía auxiliar se suministra por un calentador eléctrico. Este cálculo se realizó únicamente para comparar los valores de TIR empleando diferente fuente de suministro de energía y comparando con el implemento de CSPs. Los valores obtenidos fueron para el caso sin MCF de 28.80 % para 1 CSP y de 27.80 % para 2 CSPs, mientras que para el caso con MCF se obtuvo para 1 CSP 32.90 % y 26.10 % para 2 CSPs.

Tales valores se obtuvieron suponiendo un costo de \$ 3.27 el kWh, correspondiente a una tarifa de bajo consumo.

El mismo procedimiento se realizó para una tarifa de alto consumo (DAC), considerando el precio del kWh de \$ 5.24, obteniendo los valores para el caso sin MCF de 42.10 % y 40.60 % para 1 CSP y 2 CSPs respectivamente, y 50.10 % y 39.80 % para 1 CSP y 2 CSPs con MCF.

Comparando los valores de TIR obtenidos empleando energía eléctrica y empleando gas LP, se observa que se alcanzan valores más altos empleando energía eléctrica. Esto sucede porque el gasto por el consumo de kWh resulta ser menor que el gasto por emplear gas LP. Sin embargo, el uso de calentadores empleando energía eléctrica convencional no es común, por lo que se emplean calentadores por combustible ya sea por gas natural o LP. No obstante, se espera que mas adelante el uso de ACS sea a través de calentadores por energía eléctrica, lo cual generará un mayor ahorro económico y la menor dependencia de combustibles fósiles.

5.2. Estudio de caso: Sector Industrial

Según datos de la Secretaría de Fomento Económico del Estado, en el 2013, el sector industrial fue el segundo con mayor participación en el Producto Interno Bruto estatal con un 15.11 %. El sector industrial manufacturero aportó, en el 2013, el 60.83 % de la producción bruta, del cual, la industria dedicada a la fabricación de prendas de vestir representó el 6.93 %, ocupando el segundo lugar detrás de la industria alimenticia (SE-FOE, 2015). Debido a estos datos, se investigaron los parámetros operativos de una industria textil que fabrica prendas de vestir en el Estado de Yucatán.

5.2.1. Características de la industria textil

La industria propuesta para colocar una planta de CSPs se ubica en el interior del Estado de Yucatán y se dedica a fabricar una gran variedad de prendas de vestir. Entre esas, se encuentran los pantalones de mezclilla, que será específicamente cuyo proceso industrial de fabricación se querrá proponer trabajar con los CSPs.

Para la fabricación de dicha prenda, se requiere calentar un volumen de 1,200 litros de agua a una temperatura de 75 °C para incluir ese calor al proceso industrial conocido como blanqueo o teñido de la tela. Para alcanzar esta temperatura en el fluido de trabajo, se requiere una caldera en la que se caliente el agua a dicha temperatura mediante el uso de un combustible derivado de hidrocarburos, específicamente gas LP. De tal manera que para calentar tal volumen de agua a la temperatura deseada se requiere gran cantidad de litros de gas LP, la cual depende de la cantidad de energía requerida para alcanzar dicha temperatura, así como el rendimiento por litro del gas LP.

De igual manera que con el caso residencial, se empleó el método f-Chart para calcular las prestaciones de energía requerida mensual y anualmente. Los resultados de la

cantidad de litros de gas LP utilizados y el costo anual se presentan en la Tabla 5.8.

Tabla 5.8: Datos mensuales de cantidad de energía, volumen de LP y costo necesario para la industria textil

Mes	Q_{ACS} (industrial) (kWh)	Combustible necesario (L)	Gasto mensual (\$)
Enero	2,372.00	474.40	\$ 5,515.61
Febrero	2,166.71	433.34	\$ 5,038.25
Marzo	2,351.65	470.33	\$ 5,468.30
Abril	2,249.00	449.80	\$ 5,229.61
Mayo	2,297.40	459.48	\$ 5,342.14
Junio	2,233.17	446.63	\$ 5,192.78
Julio	2,300.46	460.09	\$5,349.26
Agosto	2,294.90	458.98	\$ 5,336.34
Septiembre	2,221.77	444.35	\$ 5,166.28
Octubre	2,311.16	462.23	\$ 5,374.14
Noviembre	2,248.87	449.77	\$ 5,229.30
Diciembre	2,368.72	473.74	\$ 5,507.98
Total anual	27,415.81	5,483.16	\$ 63,749.99

De la Tabla 5.8 se observa que se requiere un total de 5,483.16 L, con un gasto total anual de \$ 63,749.99. Con la implementación de colectores solares se buscará disminuir tal gasto considerando el ahorro por la energía producida por los CSPs, contemplando la inversión inicial.

5.2.2. Cobertura solar mensual del campo de CSPs

Para obtener la cantidad de ahorro monetario por el implemento de CSPs, mediante el método f-Chart se realizó el dimensionado del campo de colectores, contemplando diferentes cantidades de CSPs y coberturas mensuales. Por tal motivo, se realizaron los cálculos con 5, 10, 15, 20 y 25 colectores y se obtuvieron los valores de f reportados en la Tabla 5.9.

Tabla 5.9: Coberturas solares mensuales (f) del dimensionado sin y con MCF obtenidas mediante el método f-Chart para el caso industrial

Mes	5 CSPs (sin MCF)	10 CSPs (sin MCF)	15 CSPs (sin MCF)	20 CSPs (sin MCF)	25 CSPs (sin MCF)	5 CSPs (con MCF)	10 CSPs (con MCF)	15 CSPs (con MCF)	20 CSPs (con MCF)	25 CSPs (con MCF)
Enero	8 %	11 %	17 %	30 %	53 %	13 %	20 %	29 %	43 %	66 %
Febrero	14 %	21 %	29 %	41 %	60 %	20 %	31 %	41 %	54 %	72 %
Marzo	19 %	29 %	39 %	53 %	73 %	33 %	51 %	63 %	75 %	93 %
Abril	21 %	33 %	44 %	58 %	80 %	35 %	53 %	65 %	78 %	96 %
Mayo	21 %	32 %	43 %	59 %	83 %	35 %	53 %	66 %	79 %	99 %
Junio	20 %	32 %	42 %	57 %	79 %	34 %	52 %	65 %	77 %	96 %
Julio	21 %	33 %	44 %	58 %	80 %	35 %	53 %	65 %	78 %	97 %
Agosto	22 %	34 %	45 %	60 %	82 %	37 %	56 %	69 %	81 %	100 %
Septiembre	20 %	31 %	42 %	57 %	80 %	35 %	53 %	65 %	78 %	97 %
Octubre	15 %	23 %	33 %	47 %	70 %	24 %	38 %	50 %	64 %	86 %
Noviembre	9 %	13 %	20 %	35 %	59 %	15 %	22 %	32 %	47 %	72 %
Diciembre	7 %	9 %	14 %	26 %	48 %	12 %	18 %	26 %	39 %	60 %
Promedio anual	16 %	25 %	34 %	48 %	71 %	27 %	42 %	53 %	66 %	86 %

Del mismo modo que ocurre en el caso residencial, el aumento del número de CSPs conlleva a un incremento en la cobertura solar, considerando la restricción del método para cada mes. No obstante, se realizó el cálculo de la cobertura solar para 30 colectores, sin embargo, en ambos casos (sin y con MCF) el factor f sobrepasaba el 110%, por lo que no se presentan tales resultados, por estar fuera del límite del método.

5.2.3. Factibilidad económica del proyecto del caso industrial

Una vez calculado la cobertura solar anual, se calcularon los ahorros mensuales por cada caso, considerando los costos reportados en la Tabla 5.4. Tales resultados se presentan en la Tabla 5.10.

Tabla 5.10: Ahorros mensuales del caso industrial para 5, 10, 15, 20 y 25 CSPs sin y con MCF

Mes	5 CSPs (sin MCF)	10 CSPs (sin MCF)	15 CSPs (sin MCF)	20 CSPs (sin MCF)	25 CSPs (sin MCF)	5 CSPs (con MCF)	10 CSPs (con MCF)	15 CSPs (con MCF)	20 CSPs (con MCF)	25 CSPs (con MCF)
Enero	\$ 425.55	\$ 599.61	\$ 942.98	\$ 1,669.29	\$ 2,940.49	\$ 729.54	\$ 1,113.77	\$ 1,586.96	\$ 2,376.22	\$ 3,656.98
Febrero	\$ 702.81	\$ 1,078.38	\$ 1,478.71	\$ 2,085.26	\$ 3,037.65	\$ 1,000.11	\$ 1,564.30	\$ 2,063.50	\$ 2,698.06	\$ 3,626.52
Marzo	\$ 1,012.93	\$ 1,577.81	\$ 2,120.59	\$ 2,870.90	\$ 4,009.77	\$ 1,806.35	\$ 2,781.34	\$ 3,444.88	\$ 4,120.58	\$ 5,083.44
Abril	\$ 1,109.36	\$ 1,731.01	\$ 2,295.79	\$ 3,042.23	\$ 4,161.09	\$ 1,810.96	\$ 2,773.41	\$ 3,413.36	\$ 4,064.52	\$ 5,012.83
Mayo	\$ 1,105.27	\$ 1,722.03	\$ 2,314.68	\$ 3,141.12	\$ 4,407.49	\$ 1,863.60	\$ 2,842.92	\$ 3,508.84	\$ 4,225.75	\$ 5,306.28
Junio	\$ 1,058.40	\$ 1,650.22	\$ 2,206.37	\$ 2,964.20	\$ 4,112.83	\$ 1,774.16	\$ 2,717.72	\$ 3,356.39	\$ 4,022.33	\$ 4,999.47
Julio	\$ 1,123.26	\$ 1,751.90	\$ 2,331.91	\$ 3,110.17	\$ 4,284.02	\$ 1,859.53	\$ 2,844.54	\$ 3,501.72	\$ 4,178.66	\$ 5,173.37
Agosto	\$ 1,151.99	\$ 1,795.95	\$ 2,389.12	\$ 3,186.59	\$ 4,392.98	\$ 1,975.68	\$ 3,000.50	\$ 3,655.61	\$ 4,320.06	\$ 5,322.39
Septiembre	\$ 1,041.62	\$ 1,623.32	\$ 2,179.30	\$ 2,948.72	\$ 4,122.07	\$ 1,784.42	\$ 2,728.66	\$ 3,366.87	\$ 4,038.18	\$ 5,033.07
Octubre	\$ 811.56	\$ 1,251.33	\$ 1,748.80	\$ 2,531.37	\$ 3,776.05	\$ 1,311.32	\$ 2,042.45	\$ 2,665.33	\$ 3,449.83	\$ 4,615.41
Noviembre	\$ 466.91	\$ 679.45	\$ 1,054.84	\$ 1,807.42	\$ 3,100.70	\$ 763.55	\$ 1,175.23	\$ 1,667.29	\$ 2,469.11	\$ 3,759.22
Diciembre	\$ 372.20	\$ 504.99	\$ 798.39	\$ 1,453.12	\$ 2,620.51	\$ 653.13	\$ 985.50	\$ 1,408.01	\$ 2,132.26	\$ 3,320.45
Promedio anual	\$ 10,381.84	\$ 15,966.01	\$ 21,861.47	\$ 30,810.38	\$ 44,965.67	\$ 17,332.33	\$ 26,570.34	\$ 33,638.76	\$ 42,095.55	\$ 54,909.44

Como es de esperarse, el incremento de CSPs genera un mayor ahorro monetario, ya que parte de la energía generada por gas LP, se genera mediante los colectores solares, lo que se refleja en menor consumo de gas LP, incrementando el ahorro de dinero.

5.2.3.1. Resultados obtenidos del CPN del caso industrial

Para verificar la factibilidad económica del proyecto, se realizó la proyección a 20 años y mediante el cálculo del CPN, considerando una TMAR del 12% se corroboró si es factible en la inversión de tal proyecto. Los resultados obtenidos de CPN para cada caso se presentan en la Tabla 5.11.

Tabla 5.11: CPN obtenidos con una TMAR de 12 % (caso industrial)

Caso	CPN
5 CSPs (sin MCF)	\$ 20,009.07
10 CSPs (sin MCF)	\$ 8,848.62
15 CSPs (sin MCF)	\$ 1,710.10
20 CSPs (sin MCF)	\$ 34,023.19
25 CSPs (sin MCF)	\$ 133,604.52
5 CSPs (con MCF)	\$ 76,032.10
10 CSPs (con MCF)	\$ 78,300.73
15 CSPs (con MCF)	\$ 52,537.60
20 CSPs (con MCF)	\$ 44,712.69
25 CSPs (con MCF)	\$ 93,182.90

De la Tabla anterior se observa que los valores mas altos de CPN se dan cuando se implementan 25 CSPs. Se observa también que los valores de CPN no tienen un incremento lineal conforme incrementa el número de colectores, esto se puede deber a que el porcentaje de cobertura solar en cada caso no es lineal, ya que depende de parámetros como el rendimiento de cada colector, la energía útil aprovechada, entre otros. Por esta razón el CPN no presenta una tendencia lineal conforme se incrementa la cantidad de CSPs.

5.2.3.2. Obtención de la TIR para el caso industrial

Continuando con el análisis, de igual manera que en el caso residencial se fue variando la TMAR y se graficó vs CPN, con el objetivo de encontrar la TIR en cada caso. Debido al número de casos se dividió en dos gráficas, una sin MCF y otra con MCF. En la

Figura 5.2 se presentan los resultados obtenidos del CPN a diferentes TMAR y se reportan los valores de TIR encontrados en cada caso.

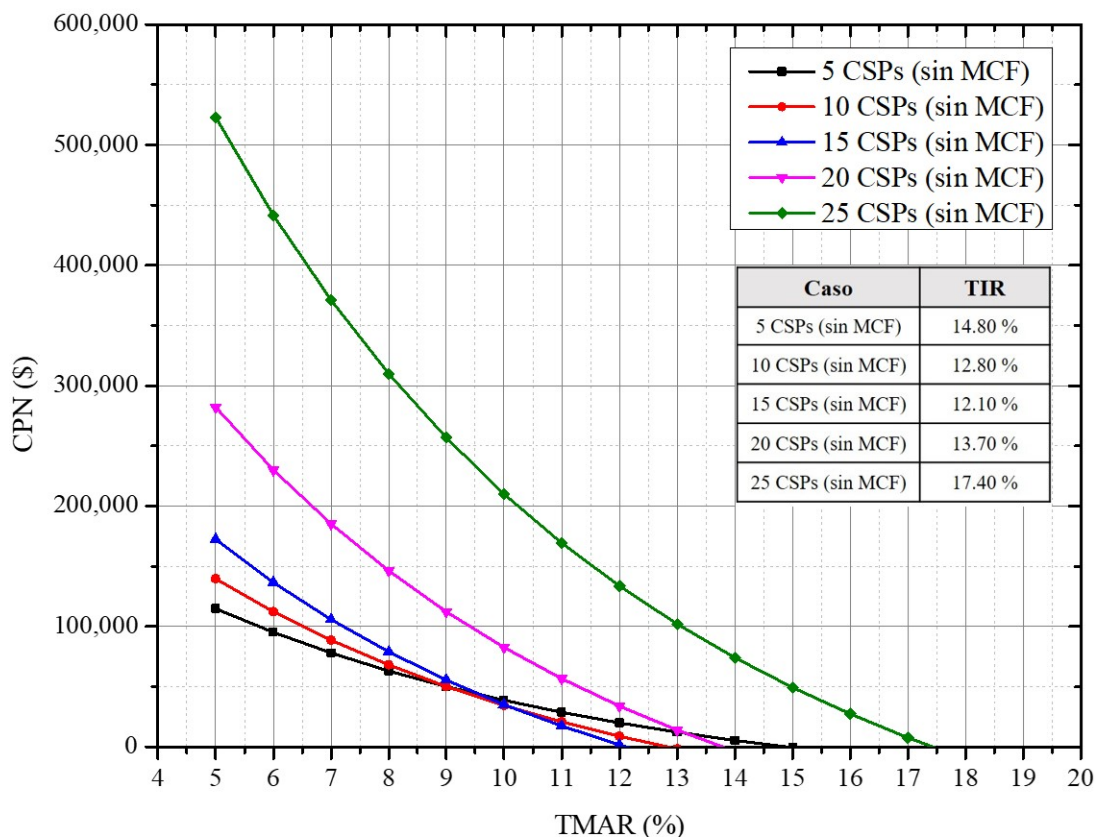


Figura 5.2: Gráfica de TMAR vs CPN para obtener la TIR (caso industrial sin MCF)

Se puede apreciar de la Figura 5.2 que el valor de TIR más alto se obtiene con 25 CSPs, mientras que el valor más bajo es con 15 CSPs. Se observa un comportamiento de decaimiento y crecimiento en 15 colectores, por lo que claramente se concluye que el comportamiento de estos valores no ocurre linealmente con el número de CSPs. Este comportamiento se puede deber al comportamiento del ahorro que se tiene anualmente, ya que en algún punto crítico este ahorro no es suficiente para compensar el gasto por la inversión del sistema de colectores y los gastos de O & M anualmente. Sin embargo, si se desea invertir en más colectores ya sea 20 o 25, aunque el costo capital

y los gastos anuales se incrementarán, el incremento del ahorro incrementa más que tales gastos, ya que la cobertura solar es mayor que con 15 CSPs. Por lo que en este escenario es conveniente invertir en 25 colectores si se desea tener una ganancia de más de tres veces la inflación.

Del mismo modo que en el caso sin MCF, en la Figura 5.3 se presenta la gráfica de TMAR vs CPN para el caso con MCF.

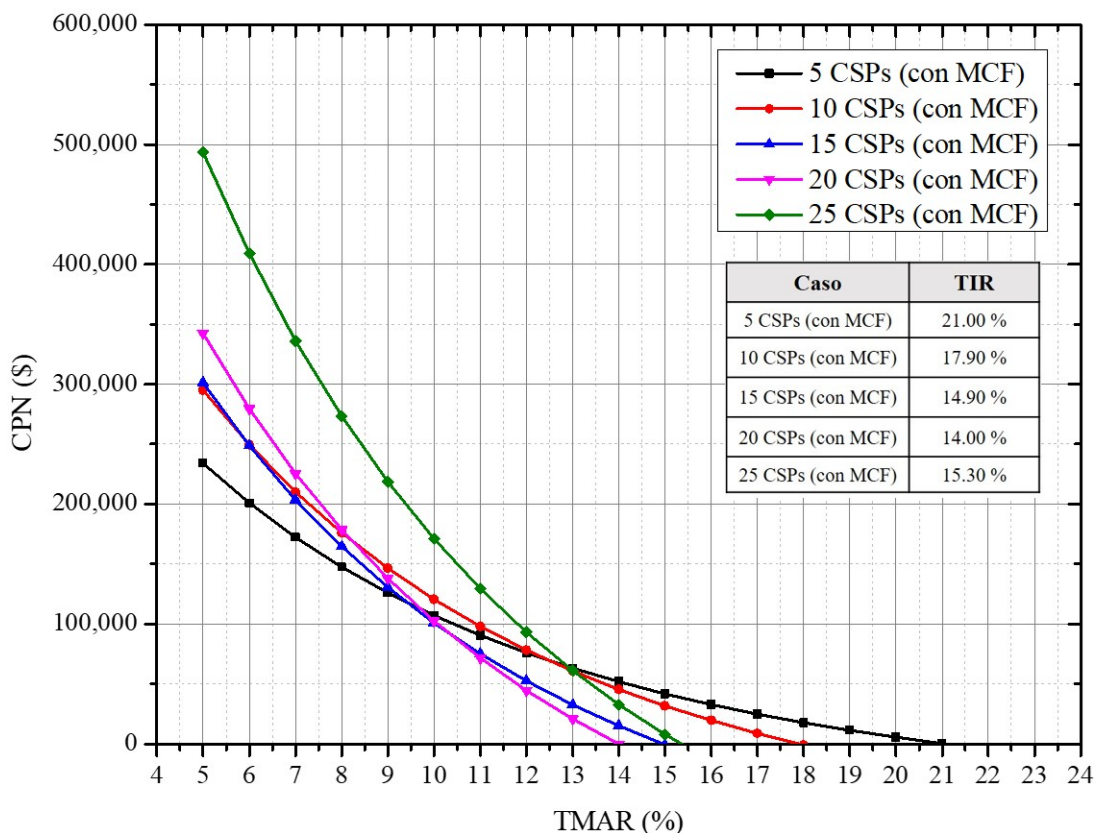


Figura 5.3: Gráfica de TMAR vs CPN para obtener la TIR (caso industrial con MCF)

En la Figura 5.3 se observa que el valor de TIR máximo se alcanza en 5 CSPs con un valor de 21 %, mientras que el valor mínimo se da en 20 CSPs con un valor de 14 %. A diferencia del caso sin MCF, el caso con menos colectores es el que arroja el valor de

TIR más alto, y esto se puede deber a que con la implementación de más colectores, el desembolso por el reemplazo del material de cambio de fase no resulta atractivo ya que el incremento de tal gasto es mayor que el incremento del ahorro monetario. De tal manera que si se requiere implementar MCF resulta más competitivo implementar menor número de colectores, ya que el ahorro de energía por los materiales no compensara el gasto de los mismos.

De igual manera se aprecia que los valores de TIR para el caso con MCF son mayores en cuatro de los cinco casos reportados, con lo que se puede asegurar que con el implemento de materiales de cambio de fase se obtienen mayores tasas de ganancia a comparación del caso sin MCF. Así mismo, para cualquiera de los diez casos analizados, resulta bastante competitivo el implementar colectores que sustituyan la generación de energía a partir de gas LP y más aún el implementar materiales de cambio de fase ya que se obtienen tasas de ganancia por arriba de tres veces la inflación en cualquier caso.

Finalmente, en la Figura 5.4 se presenta una gráfica del número CSPs vs TIR, con el fin de observar el comportamiento de la TIR incrementando el numero de colectores, para los casos sin y con MCF.

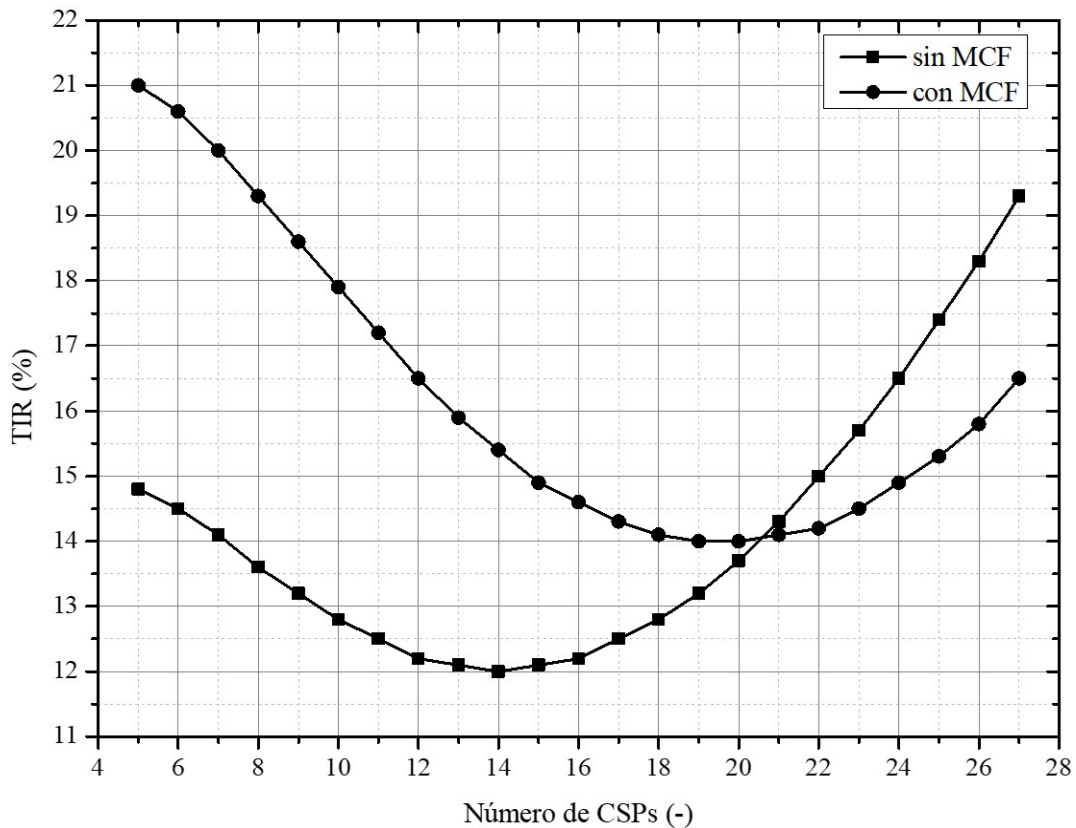


Figura 5.4: Gráfica de número de CSPs vs TIR (caso sin y con MCF)

Como se puede apreciar de la Figura 5.4 se presenta una caída de la TIR en 14 colectores para el caso sin MCF y 20 colectores para el caso con MCF. Se observa que no se tiene un comportamiento lineal, si no que cuando el número de colectores es mínimo la TIR alcanza valores altos, sin embargo al ir incrementando el número de CSPs se alcanza un punto en donde el incremento de la inversión inicial del sistema y los gastos anuales son mayores que el ahorro de dinero, por lo que la tasa de retorno es menor que para menor cantidad de colectores. No obstante, después de este punto, el incremento del ahorro es mayor que el costo capital y los gastos anuales, por lo que la tasa de retorno incrementa hasta alcanzar el máximo número de colectores que se pueden instalar, considerando los criterios y restricciones del método f-Chart.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo de tesis se desarrolló un modelo térmico de un colector solar plano integrado con materiales de cambio de fase sometido a un clima cálido subhúmedo correspondiente a la ciudad de Mérida, Yucatán, el cual fue capaz de calcular la distribución de temperaturas de los componentes del colector, principalmente del fluido de trabajo a lo largo del tiempo. Tal modelación se realizó sin implementar materiales de cambio de fase y posteriormente con el implemento de tales materiales en el colector con el objetivo de observar el comportamiento de las temperaturas y la ganancia térmica aportada por el material. De igual manera, se realizó un análisis de factibilidad económica para dos sectores: residencial e industrial con el fin de verificar si el implemento de materiales de cambio de fase resulta ser factible en colectores solares planos, desde el punto de vista económico. El modelo generado se obtuvo en función de diversos parámetros de operación y ambientales para la ciudad de Mérida, tales como flujo másico, temperatura de entrada del fluido, temperatura ambiente, velocidad del viento y radiación solar, y fue verificado con resultados obtenidos en trabajos reportados previamente en la literatura.

De acuerdo a los resultados obtenidos en este trabajo, la temperatura más alta reportada por el fluido de trabajo fue de 87.5 °C, la cual se obtuvo en el día 24 de agosto, debido a que fue éste el que presentó las mejores condiciones ambientales de los cuatro días evaluados. Del mismo modo, con el implemento del material de cambio

de fase se obtuvo una ganancia térmica de 1,470 kJ/kg, correspondiente a la parafina RT60/RT58 utilizando un espesor de 30 mm. De este resultado se concluyó que la parafina fue el material que presentó los mejores resultados para el fluido de trabajo, con un espesor óptimo de 30 mm y el material que mejor se desempeñó térmicamente durante el periodo nocturno por ser el que cuenta con mejores propiedades termofísicas.

En cuanto al análisis de factibilidad económica, el valor máximo de CPN obtenido fue de \$ 19,677.56 correspondiente al dimensionado de 2 CSPs (con MCF) para el sector residencial y de \$ 93,182.90 para 25 CSPs (con MCF) en el caso industrial, empleando una TMAR de 12 % en ambos casos. De igual manera, para el caso residencial el valor máximo de TIR obtenida fue de 21.80 % correspondiente al caso de 1 CSP (con MCF), mientras que para el sector industrial la TIR máxima fue de 17.40 % correspondiente al caso de 25 CSPs (sin MCF). De esto se concluye que la integración de MCF en CSPs resulta ser idónea para el sector residencial, donde se cuenta con un número mínimo de colectores, a diferencia del sector industrial donde el implemento de mayor cantidad de CSPs no resulta ser factible, ya que se obtienen valores de TIR menores que el caso sin MCF. A pesar de ello, resulta ser altamente competitivo dicho implemento a comparación del uso de gas natural ya que se obtienen ganancias de tres veces la inflación.

El modelo desarrollado por lo tanto puede permitir predecir eficazmente el comportamiento de los componentes de un CSP, el cual resulta ser una herramienta muy útil para el cálculo de parámetros importantes relacionados con los colectores solares ya que se optimiza tiempo, dinero y nos proporciona un panorama general del rendimiento térmico de un CSP. Por último, mediante la integración de materiales de cambio de fase se logra una mejora significativa en el rendimiento de sistemas termosolares y es altamente viable para utilizarlos en colectores solares planos..

RECOMENDACIONES Y TRABAJOS A FUTURO

Como trabajos a futuro se plantea la evaluación experimental de un CSP implementando MCF con el fin de validar experimentalmente el modelo teórico desarrollado en este trabajo.

De igual manera se recomienda verificar el modelo mediante parámetros ambientales sometidos a diferentes climas del país con el fin de verificar si el modelo propuesto se adapta eficazmente en regiones con climas cálidos o fríos, de modo que tal modelo pueda ser empleado en cualquier región de México y sea útil para cuantificar parámetros importantes presentes en colectores solares planos.

Referencias

- Abhat, A. (1983). Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials. *Solar energy*, 30(4), 313–332.
- Araya, R., Bustos, F., Contreras, J., y Fuentes, A. (2017). Life-cycle savings for a flat-plate solar water collector plant in Chile. *Renewable Energy*, 112, 365–377.
- ATECYR, I. (2010). Guía técnica de agua caliente sanitaria central. *España: IDAE*.
- Banxico. (2019). Banco de México. *Información Económica*.
- Bland, A., Khzouz, M., Statheros, T., y Gkanas, E. (2017). PCMs for residential building applications: a short review focused on disadvantages and proposals for future development. *Buildings*, 7(3), 78.
- Cabeza, L. F., Castell, A., Barreneche, C., De Gracia, A., y Fernández, A. (2011). Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1675–1695.
- Canbazoglu, S., Şahinaslan, A., Ekmekyapar, A., Aksoy, Ý. G., y Akarsu, F. (2005). Enhancement of solar thermal energy storage performance using sodium thiosulfate pentahydrate of a conventional solar water-heating system. *Energy and Buildings*, 37(3), 235–242.
- Cengel, Y. A., y Ghajar, A. J. (2007). *Transferencia de calor y masa*. McGraw-Hill Interamericana.
- CONAGUA. (2007). Manual de agua potable, alcantarillado y saneamiento. *Alcantarillado Sanitario. Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales.-Comisión Nacional del Agua*.
- Deng, J., Xu, Y., y Yang, X. (2015). A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy*, 76, 679–686.

- Duffie, J. A., y Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.
- El Mghouchi, Y., El Bouardi, A., Choulli, Z., y Ajzoul, T. (2016). Models for obtaining the daily direct, diffuse and global solar radiations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56, 87–99.
- El Qarnia, H. (2009). Numerical analysis of a coupled solar collector latent heat storage unit using various phase change materials for heating the water. *Energy Conversion and Management*, 50(2), 247–254.
- Faizal, M., Saidur, R., Mekhilef, S., y Alim, M. (2013). Energy, economic and environmental analysis of metal oxides nanofluid for flat-plate solar collector. *Energy Conversion and Management*, 76, 162–168.
- Farajzadeh, E., Movahed, S., y Hosseini, R. (2018). Experimental and numerical investigations on the effect of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ nanofluids on thermal efficiency of the flat plate solar collector. *Renewable Energy*, 118, 122–130.
- Ge, H., Li, H., Mei, S., y Liu, J. (2013). Low melting point liquid metal as a new class of phase change material: An emerging frontier in energy area. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 21, 331–346.
- Goswami, D. Y., Kreith, F., y Kreider, J. F. (2000). *Principles of solar engineering*. CRC Press.
- Gutiérrez-Trashorras, A. J., Villicaña-Ortiz, E., Álvarez-Álvarez, E., González-Caballín, J. M., Xiberta-Bernat, J., y Suarez-López, M. J. (2018). Attenuation processes of solar radiation. application to the quantification of direct and diffuse solar irradiances on horizontal surfaces in Mexico by means of an overall atmospheric transmittance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 93–106.
- Hasan, M. I., Basher, H. O., y Shdhan, A. O. (2018). Experimental investigation of phase change materials for insulation of residential buildings. *Sustainable cities and society*, 36, 42–58.
- Hassan, M. M., y Beliveau, Y. (2008). Modeling of an integrated solar system. *Building and Environment*, 43(5), 804–810.
- Hausen, H. (1943). Darstellung des Wärmeüberganges in Röhren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen. *Z. VDI Beih. Verfahrenstechnik*, 4(4).
- Hirunlabh, J., Kongduang, W., Namprakai, P., y Khedari, J. (1999). Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate. *Renewable Energy*, 18(1), 109–119.

- <https://www.fixr.com/costs/solar-water-heater-installation>. (s.f.).
- <https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/116105/factoresdeconversiongaslp>. (s.f.).
- <http://www.cre.gob.mx/consultaprecios/gaslp/plantadistribucion.html?idiom=es>. (s.f.).
- INEGI. (2018). Estadísticas históricas de México.
- Kalogirou, S. A. (2013). *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press.
- Khan, M. M. A., Saidur, R., y Al-Sulaiman, F. A. (2017). A review for phase change materials (pcms) in solar absorption refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76, 105–137.
- Kürklü, A., Özmerzi, A., y Bilgin, S. (2002). Thermal performance of a water-phase change material solar collector. *Renewable Energy*, 26(3), 391–399.
- Kuznik, F., David, D., Johannes, K., y Roux, J.-J. (2011). A review on phase change materials integrated in building walls. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(1), 379–391.
- Lamberg, P., Lehtiniemi, R., y Henell, A.-M. (2004). Numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(3), 277–287.
- Li, M., y Wu, Z. (2012). A review of intercalation composite phase change material: preparation, structure and properties. *Renewable and Sustainable energy reviews*, 16(4), 2094–2101.
- Local, E. (2019). Mexico, mo electricity rates. *Disponible en: <https://www.electricitylocal.com/states/missouri/mexico/>*.
- McAdams, W. H. (2012). Heat transmission,(1954). *McGraw Hills*.
- Mettawee, E.-B. S., y Assassa, G. M. (2006). Experimental study of a compact pcm solar collector. *Energy*, 31(14), 2958–2968.
- Muñiz, J. M. M., y García, R. C. (2012). *Energía solar térmica*. Fundación Confemetal.
- Ong, K. (1995). Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure. *Solar energy*, 55(2), 93–109.

- Oró, E., De Gracia, A., Castell, A., Farid, M., y Cabeza, L. (2012). Review on phase change materials (pcms) for cold thermal energy storage applications. *Applied Energy*, 99, 513–533.
- Pandey, K. M., y Chaurasiya, R. (2017). A review on analysis and development of solar flat plate collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 641–650.
- Papadimitratos, A., Sobhansarbandi, S., Pozdin, V., Zakhidov, A., y Hassanipour, F. (2016). Evacuated tube solar collectors integrated with phase change materials. *Solar Energy*, 129, 10–19.
- Philibert, C., y cols. (2006). Barriers to technology diffusion: the case of solar thermal technologies. *International Energy Agency, Organisations for Economic and Development*.
- Prakash, J., Garg, H., y Datta, G. (1985). A solar water heater with a built-in latent heat storage. *Energy conversion and management*, 25(1), 51–56.
- Regin, A. F., Solanki, S., y Saini, J. (2008). Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using pcm capsules: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(9), 2438–2458.
- Seeniraj, R., y Narasimhan, N. L. (2008). Performance enhancement of a solar dynamic lhts module having both fins and multiple pcms. *Solar Energy*, 82(6), 535–542.
- SEFOE. (2015). Secretaria de fomento económico. *Recuperado el 11, 0,5 2015 de <http://www.sefoe.yucatan.gob.mx/esp/yucatan/sectores-productivosAct.php>*.
- Sharma, y Sagara, K. (2005). Latent heat storage materials and systems: a review. *International Journal of Green Energy*, 2(1), 1–56.
- Sharma, Tyagi, V. V., Chen, C., y Buddhi, D. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable energy reviews*, 13(2), 318–345.
- Shukla, A., Buddhi, D., y Sawhney, R. (2008). Thermal cycling test of few selected inorganic and organic phase change materials. *Renewable Energy*, 33(12), 2606–2614.
- Stutz, B., Le Pierres, N., Kuznik, F., Johannes, K., Del Barrio, E. P., Bédécarrats, J.-P., ... others (2017). Storage of thermal solar energy. *Comptes Rendus Physique*, 18(7), 401–414.

- Su, Darkwa, J., y Kokogiannakis, G. (2015). Review of solid–liquid phase change materials and their encapsulation technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 373–391.
- Su, Jia, Y., Lin, Y., y Fang, G. (2017). Maximizing the energy output of a photovoltaic–thermal solar collector incorporating phase change materials. *Energy and Buildings*, 153, 382–391.
- Swinbank, W. C. (1963). Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 89(381), 339–348.
- Tarhan, S., Sari, A., y Yardim, M. H. (2006). Temperature distributions in trapezoidal built in storage solar water heaters with/without phase change materials. *Energy conversion and management*, 47(15-16), 2143–2154.
- Tay, N., Liu, M., Belusko, M., y Bruno, F. (2017). Review on transportable phase change material in thermal energy storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75, 264–277.
- Tiwari, G., Rai, S., Ram, S., y Singh, M. (1988). Performance prediction of pccm collection-cum-storage water heater: quasi-steady state solution. *Energy conversion and management*, 28(3), 219–223.
- Urbina, B. (2013). *Evaluación de proyectos*. McGraw Hill.
- Vargas-López, R., Xamán, J., Hernández-Pérez, I., Arce, J., Zavala-Guillén, I., Jiménez, M., y Heras, M. (2018). Mathematical models of solar chimneys with a phase change material for ventilation of buildings: A review using global energy balance. *Energy*.
- Wang, Z., Qiu, F., Yang, W., y Zhao, X. (2015). Applications of solar water heating system with phase change material. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 52, 645–652.
- Weiss, W., y Spörk-Dür, M. (2018). Solar heat worldwide. *IEA Solar Heating and Cooling Programme*.
- Zalba, B., Marin, J. M., Cabeza, L. F., y Mehling, H. (2003). Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Applied thermal engineering*, 23(3), 251–283.